

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра суднового машинобудування та енергетики

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Андрєєв А.А.

«__» _____ 202_ р.

Пояснювальна записка

до дипломної роботи **бакалавра**

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему **"Головний судновий малообертовий двигун 8S30ME-B9.3**

Ne=5120 кВт, n=195 хв⁻¹"

Виконав: студент IV курсу, групи **4227ст**

напряму підготовки

142 "Енергетичне машинобудування"

спеціальності

"Двигуни внутрішнього згоряння"

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Савчин Андрій Васильович

(прізвище та ініціали)

Керівник **Пирисунько М.А.**

(прізвище та ініціали)

Рецензент **Димо Б.В.**

(прізвище та ініціали)

Миколаїв-Херсон – 2025 рік

Інститут, факультет, відділення Херсонський навчально-науковий інститут,
суднобудівний факультет

Кафедра, циклова комісія Кафедра суднового машинобудування та енергетики

Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)

Галузь знань 14 "Електрична інженерія"

(шифр і назва)

Спеціальність 142 "Енергетичне машинобудування"

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма (спеціалізація) "Двигуни внутрішнього згоряння"

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

к.т.н., професор А.А. Андрєєв

" " 2025 року

З А В Д А Н Н Я НА ВИПУСКНУ БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТА

Савчин Андрій Васильович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **Головний судновий малообертовий двигун 8S30ME-B9.3 Ne=5120 кВт,
n=195 хв-1**

керівник роботи **Пирисунько М.А.**

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені розпорядженням директора ХФ НУК від " " 2025 року №

2. Термін подання студентом роботи " 10 " червня 2025 року.

3. Вихідні дані до роботи

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ.

Розділ 1. Загальна конструкція та опис двигуна.

Розділ 2. Основні розрахунки по двигуну.

Розділ 3. Перевірочні розрахунки відцентрового компресора для агрегату наддуву двигуна.

Розділ 4. Розробка принципових схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів.

Розділ 5. Охорона праці.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

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

Поперечний розріз двигуна (1 аркуш).

Індикаторні діаграми та діаграма газообміну (1 аркуш).

Діаграми динаміки двигуна (1 аркуш).

Розріз турбокомпресора вздовж осі ротора

(1 аркуш).

Принципові схеми систем, що обслуговують двигун

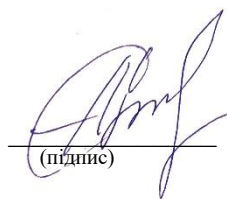
(1 аркуш).

6. Дата видачі завдання " 10 " лютого 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ	15 березня	виконано
2.	Розділ 1	01 квітня	виконано
3.	Креслення поперечного розрізу двигуна	07 квітня	виконано
4.	Розділ 2	15 квітня	виконано
5.	Креслення індикаторних діаграм та діаграми газообміну	20 квітня	виконано
6.	Креслення діаграм динаміки двигуна	25 квітня	виконано
7.	Розділ 3	01 травня	виконано
8.	Креслення розрізу турбокомпресора вздовж осі ротора	05 травня	виконано
9.	Розділ 4	15 травня	виконано
10.	Креслення принципів схем систем, що обслуговують двигун	20 травня	виконано
11.	Розділ 5	25 травня	виконано
12.	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання випускної бакалаврської роботи на кафедру	01 червня	виконано
13.	Кафедральний захист випускної бакалаврської роботи	03 червня	виконано

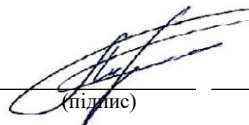
Студент


(підпис)

Савчин А.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Пирисунько М.А.

(прізвище та ініціали)

Анотація

Бакалаврська робота складається з п'яти розділів, що охоплює найбільш важливі дисципліни: "Теорія ДВЗ", "Динаміка ДВЗ", "Газові турбіни ДВЗ", "Системи ДВЗ" і "Охорона праці". У відповідності до цих дисциплін виконувалась дана робота, за основу котрої був обраний двигун фірми MAN B&W 8S30ME-B9.3. Всі розділи даної роботи виконувались стосовно даного двигуна.

У першому розділі роботи подається загальна характеристика та опис двигуна 8S30ME-B9.3, наводяться найбільш важливі технічні характеристики двигуна, сфери його застосування і конструктивні особливості, до яких відноситься його компактність, що досягається зменшенням довжини шатуна.

У другому розділі роботи були проведені основні розрахунки стосовно двигуна такі, як: розрахунок робочого процесу двигуна, розрахунок і побудова індикаторних діаграм двигуна, розрахунок процесу газообміну двигуна. Також були проведені розрахунки динаміки двигуна, які визначають сили, що діють на деталі КШМ.

У третьому розділі роботи був проведений ескізний розрахунок турбокомпресора, що забезпечує роботу даного двигуна. Окремо були розраховані основні параметри компресора та турбіни. Правильність розрахунків було підтверджено рівністю потужностей компресора та турбіни.

В четвертому розділі проєкту розроблялись основні принципові схеми систем, які обслуговують двигун (система охолодження, газовідведення та система стиснутого повітря).

В заключному розділі проєкту розглядалися загальні питання з охорони праці при експлуатації двигуна. Окремо розглядалися питання безпеки при роботі із посудинами, що знаходяться під тиском, а також було проведено розрахунок захисного заземлення.

Ключові слова: судновий дизельний двигун, розрахунок робочого процесу, динаміка КШМ, ескізний розрахунок турбокомпресора, судновий газообмін, системи обслуговування ДВЗ, охорона праці.

Annotation

Bachelor's work consists of five sections, covering the most important subjects: "The theory of Internal Combustion Engines", "The dynamics of Internal Combustion Engines," "Gas turbine engines", "ICE Systems" and "Occupational Safety and Health." In accordance with these subjects performed this work, the basis of which firm was selected engine MAN B&W 8S30ME-B9.3. All the sections of this work was done according to the engine.

In the first section of the paper is fed general description and the description of the engine 8S30ME-B9.3, leading the most important technical characteristics of the engine, its scope and design features, which include its compact size, achieved a decrease in the length of the rod.

The second section of the main calculations were carried out, with respect to the engine, such as: calculation of the workflow engine, calculation and construction of the indicator diagrams of the engine, the gas exchange process of the calculation engine. They also calculated the dynamics of the engine, which determine the forces acting on the details of the crank.

In the third section of this paper, there was carried out preliminary calculation of the turbocharger, which supports the work of the engine. Separately, we calculated the main parameters of

the compressor and turbine. The correctness of the calculations was confirmed by the equality of power the compressor and turbine.

In the fourth section of the project developed the basic concepts of systems serving motor (cooling system, and the gas outlet system, compressed air).

The final section of the project dealt with general questions about safety in the operation of the engine. Separately considered safety issues when working with the jar under pressure and calculated the protective grounding.

Key words: marine diesel engine, working process calculation, crank mechanism dynamics, preliminary turbocharger calculation, engine gas exchange, engine support systems, occupational safety.

ЗМІСТ

Анотація.....	3
Annotation.....	5
ЗМІСТ.....	7
Перелік прийнятих скорочень.....	8
Вступ.....	9
1. Загальна конструкція та опис двигуна.....	11
1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування.....	11
1.2. Вимоги, які висувують до двигуна даного типу.....	13
1.3. Конструктивні особливості, компоновка двигуна та його окремих вузлів.....	15
2 Основні розрахунки по двигуну.....	27
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна.....	27
2.2 Розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм.....	33
2.3 Розрахунок динаміки двигуна.....	33
3 Перевірочні розрахунки відцентрового компресора для агрегату наддуву двигуна.....	39
3.1. Визначення основних параметрів компресора. Вибір марки турбокомпресора.....	39
3.3. Розрахунок проточної частини турбіни.....	47
3.3. Розробка загальної компоновки турбокомпресора та його основних елементів.....	53
4 Розробка принципових схем систем двигуна та розрахунок основних елементів.....	55
4.1 Системи охолодження.....	55
4.2 Опис принципу роботи системи охолодження.....	57
4.3 Система газовідводу двигуна.....	57
4.4 Опис принципу роботи системи газовідводу.....	59
4.5 Система стисненого повітря двигуна.....	59
4.6 Опис принципу роботи системи стисненого повітря двигуна.....	60
4.7 Визначення параметрів і вибір типу основних елементів систем.....	61
5 Охорона праці.....	64
5.1 Характеристика та аналіз шкідливих виробничих факторів при монтажу ДВЗ.....	64
5.2 Розрахунок освітлення в приміщенні відповідно 1-го варіанта.....	70
Висновок.....	72
Список використаних джерел.....	73

Перелік прийнятих скорочень

ШЗК — швидкозапірний клапан

ВБК — випарник друдних конденсатів

ВВП — високов'язке паливо

ВГ — валогенератор

МВП — малов'язке паливо

МВ — машинне відділення

МОД — малообертовий двигун

ДМ — допоміжний механізм

ПТУ — паротурбіна установка

СВП — середньов'язке паливо

ВОД — високообертовий двигун

СОД — середньообертовий двигун

ВОУ — водоопріснювальна установка

СЕС — судова електростанція

СЕУ — судова енергетична установка

ГВК — гвинт регульованого кроку

ГД — головний двигун

ТВД — турбіна високого тиску

ГК — головний казан

ТГ — турбогенератор

ГКР — головний конденсатор

ТЗХ — турбіна заднього ходу

ГРЩ — головний розподільчий щит

ТК — турбокомпресор

ТНТ — турбіна низького тиску

ГТД — газотурбінний двигун

ТСТ — турбіна середнього тиску

ГТЗА — головний турбозубчатий агрегат

ТУК — тепло утилізаційний контур

ГТН — газотурбонадувачний агрегат

УК — утилізаційний котел

УТ — утилізаційна турбіна

ГТУ — газотурбіна установка

УТГ — утилізаційний турбогенератор

ДВЗ — двигун внутрішнього згоряння

ФТО — фільтр тонкого очищення

ФГО — фільтр грубої очищення

ДГР — дизель-генератор

ДРУ — дизельно-редукторна установка

ЦПК — центральний пост керування

ЕУ — енергетична установка

ДУ — дизельна установка

Вступ

Енергетична криза в капіталістичному світі привела до різкого зростання цін на нафту і нафтове паливо. Ціна на нафту на світовому ринку зросла в 12 разів, у результаті чого експлуатаційні витрати на паливо досягли 50...60 % всіх експлуатаційних витрат судна. Виникла паливо-енергетична ситуація – висока вартість палива і обмеженість запасів нафти – і була головним поштовхом бурхливого розвитку суднового дизелебудування.

До основних напрямків розвитку суднових дизелів відносяться наступні.

Підвищення циліндрової потужності за рахунок газотурбінного наддування, унаслідок чого в малообертових двигунах циліндрова потужність доведена до $N_{e\text{ц}} = 3300 \dots 3940$ кВт, а агрегатна – до $N_e = 40000 \dots 47000$ кВт; у середньообертових дизелях відповідно отримані $N_{e\text{ц}} = 1100 \dots 1200$ кВт і $N_e = 20000 \dots 22000$ кВт. Необхідно відзначити, що максимальна циліндрова потужність у МОД отримана при одночасному зменшенні максимального діаметра циліндра: ($D = 1080$ мм).

Удосконалювання систем наддування з істотним підвищенням ККД турбокомпресорів (з 50 до 70...72 ... 72 %), у результаті чого середній ефективний тиск досягло $p_e = 1.5...1.7$ МПа в МОД і $p_e = 2.2...2.3$ МПа в СОД при одноступінчатому наддуванні. Ведучі дизелебудівні заводи перейшли на ізобарну схему наддування для МОД. Ізобарне наддування починають вводити і у СОД.

Удосконалювання систем газообміну, що дозволяє збільшити повітряний заряд робочих циліндрів при зниженні відносних енергетичних витрат на їхнє наповнення. Ведучі фірми перейшли на прямоточно-клапанну продувку з одним випускним клапаном на кожному циліндрі в МОД.

Підвищення економічності в МОД, що досягається за рахунок наступних факторів:

- збільшення відносини ходу поршня S до діаметра циліндра D , що досягло $S/D = 2.4... 3.8$;
- застосування ізобарного наддування замість імпульсного ;
- підвищення ККД турбокомпресорів і кращого узгодження їхніх характеристик з гідравлічними характеристиками дизелів;
- удосконалювання системи очищення робочого циліндра від газів, що відродили, і оптимізації фаз газорозподілу ;
- підвищення максимального тиску згоряння (до 13) і ступеня стиску (до 14...16);
- поліпшення сумішоутворення з метою скорочення затримки самозапалювання і періоду згоряння палива ;
- зменшення частки втрати теплоти з охолодною водою ;
- підвищення тиску упрскування палива (до 130 Мпа) і оптимізація фаз паливоподачі зі зменшенням тривалості упрскування ;
- зростання механічного ККД двигуна (до 92...94 %).

У результаті ефективний ККД двигуна збільшився з 40...42 % до 48...50 %.

Переведення дизелів будь-якої частоти обертання на важкі низькосортні палива, а також інтенсивні науково – дослідницькі і досвідчено – конструкторські роботи з використання в дизелях альтернативних палив, природного газу, синтетичного палива, метанолу, рослинних олій і ін.

Глибока утилізація теплоти газів, що відродили, і теплоти води, що прохолоджує двигун, наддувального повітря і олії в системах регулювання температурного режиму двигунів. Крім установки на теплоходах утилізаційних паротурбогенераторів і вакуумних випарників у суднових дизелях з великою циліндровою потужністю стали застосовувати силові турбіни. Заслужовує на увагу пропозиція про заміну водяника охолодження двигуна високотемпературним масляним, при якому

витрата на охолодження двигуна знижується, тобто підвищується його ефективний ККД і збільшується можливість більш глибокої утилізації теплоти газів, що відродили, і охолодної рідини (за рахунок підвищення їх температури). Висока економічність сучасних дизелів дозволяють корисно використовувати до 70 % нижчої теплоти згоряння палива й охолодної води.

Створення ефективних схем охолодження деталей циліндро-поршневої групи, що дозволило різко знизити теплові напруження у високофорсованих по наддуванню дизелях.

Зниження частоти обертання МОД до 90...55 хв⁻¹, у результаті чого на транспортних морських суднах пропульсивний ККД гребних звинтів підвищується на 4...7%.

Автоматизація дизельних установок, широке впровадження дистанційного автоматизованого керування (ДАК) і систем автоматичного управління і контролю за роботою двигуна, а також розробка і впровадження електронних (з мікропроцесорами) систем управління і регулювання робочого процесу.

Поліпшення економічних показників дизелів шляхом регулювання їх у залежності від вимог судновласника на різні номінальні режими експлуатації, максимальну тривалу потужність при мінімальній питомій ефективній витраті палива (економічна потужність) і потужність при установці силової турбіни.

Оптимізація експлуатаційних режимів роботи дизелів, що передають свою потужність звинт регульованого кроку. Оптимізація експлуатаційних режимів дозволяє знизити витрату палива на 1 миль шляху при заданій швидкості судна до 3...4 ... 4 % при повних швидкостях і до 5...15...15 % при середніх і малих швидкостях судна.

Поліпшення екологічних показників дизелів, тобто зниження утримування NO_x, CO і CH у газах, що відродили.

Багато хто з перерахованих напрямків розвитку судових дизелів і обумовили удосконалювання конструкції двигунів.

1. Загальна конструкція та опис двигуна

1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування

Тип дизеля – двотактний, простої дії, реверсивний, крейцкопфний з газотурбінним наддувом (з постійним тиском газів перед турбіною), з убудованим упорним підшипником, розташування циліндрів рядне, вертикальне.

Порядок нумерації циліндрів від носа до корми , модель права .

Діаметр циліндра – 300 мм , хід поршня – 1328 мм .

Частота оборотів 195 хв^{-1}

Система продувки прямоточно-клапанна.

Питома витрата палива при умовах :

атмосферний тиск 100 кПа, температура повітря +25 °С, температура охолодної води на вході в охолоджувачі повітря +25 °С, приведень до теплоти згоряння палива 42700 кДж/кг у г/кВт.
при МДМ – 176

Питома витрата масла при ДМ г/кВт год.

на змащення циліндрів – 0,38

на циркуляційну систему змащення – 0,15 ... 0,17

сумарний – 0,53 ... 0,55.

Дизель повинний надійно працювати при наступних атмосферних і зовнішніх умовах:

- температура повітря , що оточує дизель (у приміщенні) 50 °С,
- температура повітря на впуску в ТК – від 10 до +45 °С,
- відносна вологість повітря при + 35 °С – до 98 %,
- розрідження на впуску до 10 гПа
- протитиск на впуску до 400 гПа
- температура води зовнішнього контуру (забортової води) – до + 32 °С.

Паливо – за ДСТ 1667-68, ДСТ 10585-75, ДСТ 10433-75. Дизельне Л за ДСТ 305 – 82 .
Допускається застосування інших сортів палива.

Масло для циркуляційної мастильної системи головного руху, охолодження поршнів і автономної мастильної системи розподільного вала – М10М2ЦС і М10В2С ДСТ 12337 – 84.

Тривалість реверсування дизеля при ручному управлінні і управлінні з ДАУ і прямуванні судна малим ходом – не більш 18 с.

Таблиця 1.1 Характеристики двигуна

Параметр	Значення
Тип двигуна	Двотактний, крейцкопфний, реверсивний, простої дії, з газотурбінним наддувом, з упорним підшипником, розташування циліндрів – рядне, вертикальне.
Модель двигуна	Права
Напрямок обертання колінчатого валу при роботі на передньому ході (дивитись зі сторони вихідного фланця)	За годинниковою стрілкою
Порядок роботи циліндрів	1-3-5-4-6-2-8
Порядок нумерації циліндрів	Від носа до корми
Діаметр циліндра, мм	300
Хід поршня, мм	1328
Число циліндрів	8
Надув	Одноступінчатий, ізобарний, газотурбінний, з охолодженням повітря після компресорів
Тип турбокомпресорів	MAN TCA-44
Число турбокомпресорів	1
Система продувки	Прямоточно-клапанна
Частота обертів, хв^{-1}	195
Експлуатаційна потужність	4635
Номінально потужність	5120
Мінімальна частота обертання	
При роботі на стенді з гідрозальмами	68
Допустима при виході з строю ТК, кВт	1356
Максимальний тиск згоряння, МПа	$19 \pm 2,5$
Середній ефективний тиск при максимальній потужності, МПа	2.10
Пуск двигуна при температурах повітря в МО не нижче $+8^{\circ}\text{C}$ охолодження водою та маслом в системах двигуна не нижче $+25^{\circ}\text{C}$	12
Продовження реверсування двигуна при ручному управлінні з ДАУ та руху судна малим ходом не більше	15
Паливо	ГОСТ 305-73, ГОСТ 4749-73, ГОСТ1667-68, ГОСТ 10433-75
Питома ефективна витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	176

Параметр	Значення
Масло: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів, системи автономної змазки розподільного вала: для змазки циліндрів для змазки підшипників Т.К. для системи централізованої змазки рычагів та шпindelів випускних клапанів для регулятора швидкості	Масло для тихохідних двигунів, ТУ38.101.655-76 М10В2 ТУ 38.101.278-72 М16Д ТУ38.101.91-75 – при роботі на паливі з вмістом сірки до 0,5 %, М16Е30 ТУ38.101.53-75 – при роботі на зі складом сірки 0,5 до 1,5 % турбіні Т-30 або Т-46 ГОСТ32-74, турбіні ТП-30 ГОСТ 9962-74 щілочні циліндрові масла
Питома витрата масла для змазки циліндрів та в циркуляційній системі змазки, кг/(кВт-годину)	0,136 0,61
Охолодження двигуна	Прісною водою по замкнутій системі
Маса сухого двигуна враховуючи всі агрегати трубопроводу в межах габариту двигуна, т	86
Ресурси безперервної роботи (до першого технічного обслуговування, потрєбуючої зупинки двигуна)	5000
Ресурси двигуна до першої передорки	25000
Ресурс циліндрових втулок	40000
Ресурс двигуна до кап. ремонту	250000
Термін гарантійного терміну роботи двигуна	25
Тип регулятора швидкості	«Вудварт», PG-12
Керування двигуном	З ЦПУ або рульової рудки. Пост керування розташований на двигуні використовують у аварійних випадках

1.2. Вимоги, які висувають до двигуна даного типу.

Для того щоб судновий дизель нової конструкції повністю відповідав своєму призначенню і мав високі технічні і економічні показники, необхідно при проектуванні виходити з перерахованих нижче основних вимог загального характеру.

1. Простота конструкції – вибір таких конструктивних форм дизеля в цілому і окремих його вузлів, які спрощують виготовлення і монтаж двигуна, а також його обслуговування під час експлуатації. Спрощення конструкції не повинно, знижувати досконалості конструкції або позіршувати технічні показники двигуна.

2. Надійність в роботі – властивість дизеля працювати нормально (тобто без будь-яких перебоїв, поломок, аварій, вимушених зупинок, втрати потужності) в межах обговореній технічними умовами міжремонтного терміну служби та при дотриманні всіх вимог інструкції з обслуговування дизеля.

Тривала надійна робота забезпечується раціональною конструкцією і ступенем її відпрацювання; стабільністю властивостей обраних матеріалів; високою якістю виготовлення і

дотриманням правил технічної експлуатації. Вимога високої надійності особливо важливо для суднових дизелів, які повинні працювати безперервно у важких умовах морського плавання при тривалих рейсах і в будь-яку погоду.

3. Тривалий термін роботи дизеля до капітального ремонту так званий моторесурс, при якому проводиться перебірання дизеля з підйомом колінчастого валу.

4. Висока економічність – можливість працювати з найменшими питомими витратами палива і масла при різних експлуатаційних навантаженнях і особливо при навантаженнях, близьких до номінальних.

Можливо менші питомі ваги комплектного дизеля при виконанні, однак, вимог у відношенні надійності та моторесурсу

1. Можливо менші габаритні розміри дизеля (особливо по довжині), а також допоміжних механізмів, встановлених поза дизелем, необхідних, для його роботи.

2. Можливо повне урівноваження сил інерції обертових і поступально рухомих частин, а також їх моментів, щоб уникнути виникнення вібрації остова дизеля і корпусу судна.

3. Відсутність заборонених «критичних» зон чисел оборотів для експлуатаційних режимів роботи (особливо для зон, близьких до номінального режиму).

4. Наявність регулятора безпеки прямої дії, що не допускає перевищення номінального числа обертів більш ніж на 15% від розрахункового. Цей регулятор повинен мати безпосередній привід від колінчастого валу і спрацьовувати незалежно від положення органу ручного регулювання подачі палива.

5. Доступність для спостереження і огляду всіх найбільш відповідальних вузлів і частин мало – і середньоборотних двигунів (підшипники, деталі кривошипно-шатунного механізму).

6. Наявність валоповоротного пристосування для можливості провертання двигуна вручну або від електродвигуна при його огляді або перед пуском (у середньо-і малооборотних дизелях); повинна бути передбачена також блокування, що виключає можливість пуску при включеному валоповоротному пристрої.

5. Забезпечення швидкого і зручної розборки і складання всіх відповідальних деталей двигуна (кришок робочих циліндрів, поршнів, підшипників), а також зручність ремонту цих деталей.

6. Повна безпека обслуговування двигуна при всіх експлуатаційних умовах його роботи. Дотримання всіх правил охорони праці, передбачених для двигунів.

7. Забезпечення мінімально можливого рівня шумового самого двигуна і його впускної, випускної, продувочної, надувочної та інших систем.

8. Можливість пристосування двигунів малооборотних і середньої оборотності до роботи на різних сортах рідкого палива, у тому числі і на сірчистих і високов'язких.

9. Можливо повна автоматизація роботи і управління двигуном для полегшення догляду за ним та зменшення кількості обслуговуючого персоналу. Можливо низька вартість виготовлення самого двигуна і всіх механізмів, потрібних для його роботи. Крім перерахованих вище вимог загального характеру необхідно ще. відзначити спеціальні вимоги до головних суднових дизелів:

1. Можливість зміни числа обертів двигуна (отже, і швидкості ходу судна) в широких межах від мінімально можливого до максимального (з поста управління) при безпосередньому приводі

зредного звинта.

2. Забезпечення сталої роботи двигуна на малих числах оборотів (до $1/3-1/4$ від номінального). Безвідмовні пуски в хід з будь-якого положення колінчастого валу, при найменшій витраті стиснутого пускового повітря і при різних експлуатаційних умовах навколишнього середовища.

3. Швидкість маневрування, тобто здатність забезпечити багаторазові послідовні реверси (пуск, зміни напрямку обертання, зупинки) при мінімальній тривалості часу реверсу (не більше 15 с.), а також швидкість переходу з одного режиму на інший.

4. Забезпечення на задньому ході судна потужності головного дизеля не менше 85% від розрахункової переднього ходу (при безпосередньому з'єднанні дизеля з звинтом).

5. Блокування всіх органів управління між собою і з машинним телеграфом для попередження можливості виконання маневру.

6. Бажано мати всережимний регулятор, що підтримує задане число обертів і навантаження при всіх режимах.

7. Бажана наявність дистанційного управління та аварійно-попереджувальної сигналізації для забезпечення надійного контролю та полегшення умов експлуатації.

1.3. Конструктивні особливості, компоновка двигуна та його окремих вузлів.

1.3.1. Загальна компоновка двигуна

Конструктивні схеми суднових двигунів визначаються способом здійснення робочого процесу, конструкцією, розташуванням робочих циліндрів, а також допоміжних агрегатів, наприклад, продувних і надувочних, кількістю і розташуванням колінчатих валів, призначенням судна і рядом інших факторів.

Нижче наведені основні типи архітектурного оформлення двигунів, які застосовуються або можуть бути застосовані на судах різних класів (цивільних і військових).

1. Крейцкопфні двигуни (рис. 1.1, а), або двигуни з повзуном, у яких роль прямого поршня виконує крейцкопф (поперечка) з одним або двома повзунами (черевиками), що скоблють по напрямних паралелях, прикріпленим до картера або стійок двигуна. Наявність крейцкопфного механізму розвантажує поршень від нормальних тисків на втулку і дозволяє збільшити зазор між поршнем і втулкою, тобто створюються більш надійні умови для роботи поршневої групи. Крім того, у крейцкопфних двигунах порожнина картера може бути повністю відділена від порожнини робочих циліндрів за допомогою проміжної діафрагми, або так званого ліхтаря, що дає можливість запобігти змішанню в картері брудного циліндрового масла із циркуляційним.

Основний недолік цих двигунів, у порівнянні із тронковими, – більша вага і висота двигуна (приблизно на 15%).

Крейцкопфними виконується більша частина суднових малооборотних двигунів із циліндровою потужністю понад 400–600 е. л. с.

У цей час, як відомо, 2-тактні крейцкопфні двигуни простої дії широко використовуються до самих великих агрегатних потужностей – 20–30 000 е. л. с. (і вище).

2. Тронкові двигуни (рис. 1.1, б), у яких роль напрямної виконує нижня, тронкова частина поршня, що сковзає по циліндровій втулці. Двигуни ці найбільш прості по конструкції й компактні по габаритах. Вони застосовуються для більшої частини суднових двигунів малої й середньої потужності до 400–600 л. с. у циліндрі.

Основні недоліки цих двигунів: а) наявність нормального тиску на напрямну частину, що досягає значної величини особливо при малих відносинах LIR (менших 4) і при високих тисках згоряння $p_z = 90\text{--}150 \text{ кг/см}^2$; б) неможливість відділення порожнини картера від порожнини робочих циліндрів, що утрудняє широке застосування важких сортів палива.

По взаємному розташуванню робочих циліндрів тронкові одновальні двигуни бувають однорядними вертикальними (див. рис.1.1, б), у яких циліндри розташовані в один ряд. Двигуни цього типу мають переважне поширення на суднових установках. Однорядні горизонтальні двигуни порівняно рідко застосовуються в суднобудуванні.

Приводи_нижче різні конструктивні модифікації тронкові двигунів застосовуються головним чином у швидкохідних двигунах підвищеної оборотності й мають на меті забезпечити одержання більших агрегатних потужностей при мінімальних габаритах і вагах:

- V-Образні (рис. 1.1, в) із двома рядами циліндрів, що утворюють букву V і працюють на той самий колінчатий вал; кут розвалу α між циліндрами становить від 45° до 90° і визначає найбільші габарити двигуна по ширині;

- горизонтальні одновальні із двома рядами протилежно – розташованих циліндрів, або так звані опозитні (мал. 1, з), являють собою по суті V-Образні двигуни з кутом розвалу 180° . Двигуни цього типу краще врівноважені, чим V-Образні, і застосовуються при малій висоті машинного відділення.

У форсованих легких дизелях іноді знаходять застосування наступні типи:

- W-Образні (рис. 1.1, д) із трьома рядами циліндрів, що працюють на один вал; двигуни цього типу поширення не одержали через малу доступність середнього ряду циліндрів і більших габаритів по ширині;

- X-Образні (рис. 1.1, е) із чотирма рядами циліндрів, що працюють на один вал, по суті є двома здвоєними V-Образними двигунами.

Зіркоподібні (рис.1.1, ж) з робочими циліндрами, розташованими по радіусах, що сходиться на осі колінчатого вала утворюють симетричну зірку й працюють на те саме коліно вала. В 4-тактних двигунах, за умовами врівноваженості й рівномірного чергування спалахів, число циліндрів в одній зірці роблять непарним: 3, 5, 7; в 2-тактних двигунах число циліндрів може бути й парне. Більше семи циліндрів в одній зірці розташувати важко. Для збільшення агрегатної потужності число зірок збільшують до шести й більше, що дає можливість значно збільшити число циліндрів, наприклад до $7 \times 8 = 56$ і здійснити потужні, легкі й компактні двигуни на базі одного освоєного й добре перевіреного в роботі стандартного циліндра.

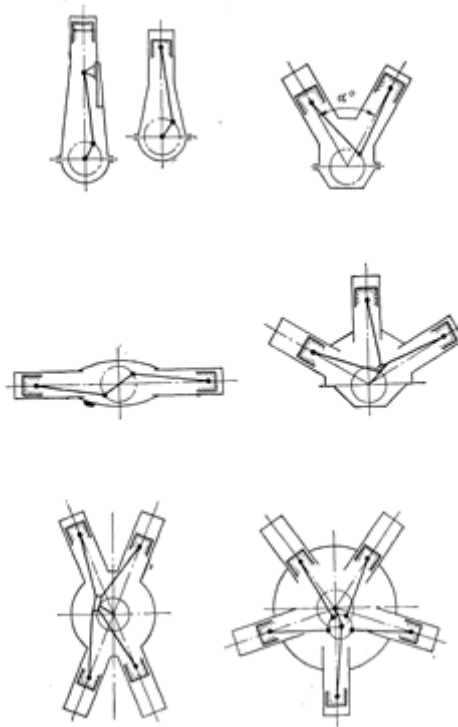


Рисунок 1.1. Схеми одновальних дизелів:

- а) крейцкопфні; б) тронкові вертикальні; в) V-подібні; г) горизонтальні; д) W-образні;
е) X-подібні; ж) зіркоподібні.

Загальним органічним недоліком V, W, X і зіркоподібних двигунів є робота всіх циліндрів на той самий колінчатий вал, що значно збільшує навантаження на нього і на підшипники і змушує підсилювати розміри вала, а також придбати до спеціальних конструкцій головок шатунів для зменшення питомих тисків на мотыльових шийках.

Крім V-образних дизелів іноді застосовують двухвальні тронкові двигуни, виконувані в наступних модифікаціях:

1) здвоєні двигуни із двома рядами паралельно розташованих циліндрів, що працюють на два колінчатих вали, з'єднаних між собою зубчастою передачею;

2) H-образні двигуни і інші типи двухвальних двигунів із чотирма і більше рядами циліндрів.

Двухвальні двигуни мають ряд переваг у порівнянні з одновальними, а саме: а) можливість використовувати більшу частину деталей одновального двигуна; б) помірні навантаження на підшипники; в) можливість застосування центрального зчленування шатунів; г) можливість швидкого створення могутніших двигунів на базі однорядної модифікації.

Всі розглянуті вище типи двигунів можуть виготовлятися 4- і 2-тактними, з контурною або прямоточно-клапанною системою продувки.

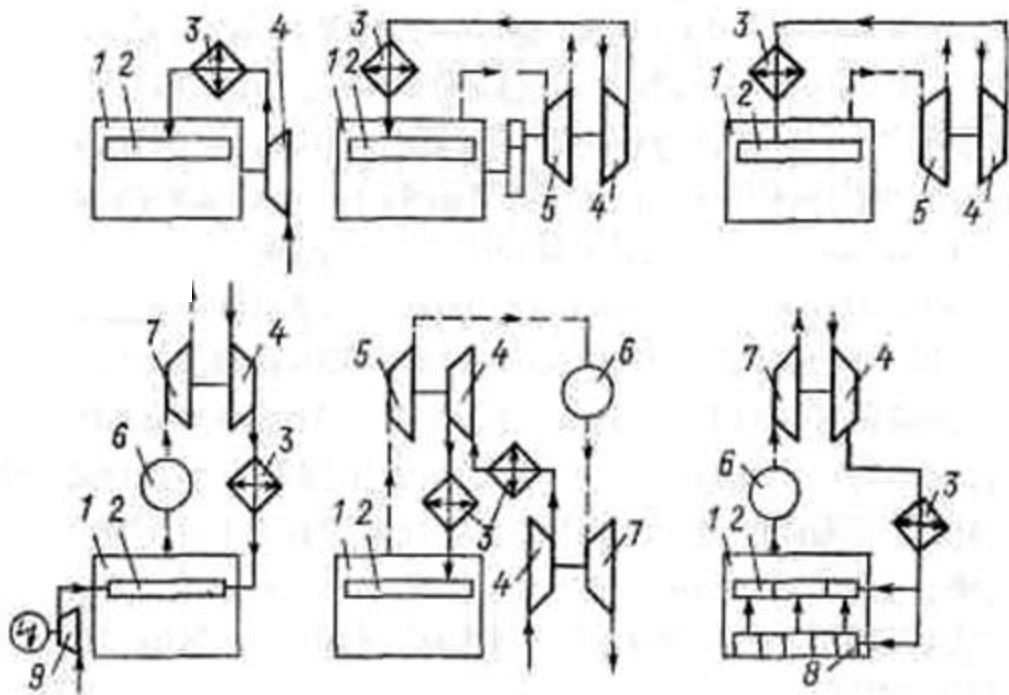
У чотиритактному двигуні наповнення циліндра свіжим зарядом і випуск газів, що відродили, відбуваються через клапани. Ці клапани приводяться в рух механізмом газорозподілу.

На розподільному валу двигуна встановлюють комплекти кулачкових шайб (окремо для впускних і для випускних клапанів). При їхньому обертанні в певні моменти відповідно до фаз

газорозподілу піднімаються (опускаються) штовхачі, які за допомогою коромисел відкривають клапани або дають можливість пружинам клапанів закрити їх. Розподільний вал приводиться в обертання від колінчатого вала і має вдвічі меншу частоту обертання, чим колінчатий вал.

У двотактному дизелі наповнення робочого циліндра відбувається тільки через вікна, які відкриває і закриває поршень. Якщо гази, що відробили, випускаються через клапан, то він відкривається також механізмом газорозподілу, причому частота обертання розподільного вала у двотактному двигуні дорівнює частоті обертання колінчатого вала.

Комбіновані суднові двигуни (дизелі з наддуванням) по виду зв'язку між поршнеvim двигуном і надувочним агрегатом можна розділити на три групи: з механічною, газовою і комбінованим зв'язками. Основні схеми суднових дизелів з наддуванням представлені на рис. 1.2



----- - повітря; - - - - - - - відпрацьовані гази

Рисунок 1.2 Схеми комбінованих суднових двигунів:

- а) компресорний наддув; б) механічний ТК; в) ТК; г) ізодарний наддув;
 д) двоступінчатий наддув; е) ускладненої конструкції

При механічному зв'язку (рис.1.2), компресор 4 повітря приводиться в дію безпосередньо від колінчатого вала двигуна 1 через механічну передачу – мультиплікатор, що підвищує частоту обертання вала компресора. Така схема застосовується в дизелях з низьким ступенем наддування, а також у двотактних дизелях без наддування. Основним недоліком розглянутої схеми є та обставина, що на привод компресора затрачається значна робота (потужність) двигуна, отримана в робочому циліндрі. Це, у свою чергу, приводить не тільки до зниження потужності двигуна, але і до падіння його економічності.

Газовий зв'язок турбокомпресора з поршневим двигуном показаний на рис.1.2, б-д. У схемі двигуна з імпульсним наддуванням (рис. 1.2,в) гази, що відробили, з робочих циліндрів надходять безпосередньо в турбину 5, що називається імпульсною, тому що в ній спрацьовує імпульс тиску

газів, що надходять із циліндра. У схемі з ізобарним газотурбінним наддуванням (рис.1.2, з) газу, що відібрали, із циліндрів виходять у випускний колектор 6, а потім практично при постійному тиску йдуть в ізобарну турбіну 7. У схемі двигуна із двоступінчастим газотурбінним наддуванням (рис.1.2, д) ізобарної 7. У всіх схемах повітря після стиску в компресорі перед подачею його в надувочний (продувний) ресивер 2 звичайно проохолоджується в спеціальному охолоджувачі 3.

У двотактних суднових дизелях широке поширення одержав і комбінований зв'язок. При такому зв'язку повітря стискується як у турбокомпресорі, так і в приводному компресорі. У малооборотних крейцкопфних дизелях як приводний компресор нерідко використовують підпоршневі порожнини (мал.2, е). У цьому випадку повітря після компресора надходить у підпоршневі порожнини (ПП) 8, де він додатково стискується, потім надходить у надувочний ресивер. У заключній стадії продувки тиск повітря в ПП падає і повітря від компресора йде безпосередньо в ресивер.

При ізобарному наддуванні в деяких схемах на режимах малих навантажень турбокомпресор не забезпечує потрібну двигуну кількість повітря. Тоді на цих режимах включаються електроприводні компресори 9, спеціально встановлені на двигуні (див. рис. 1.2,з).

Одним із прогресивних типів двигунів є 2-тактні двигуни з поршнями, що протилежно-рухаються (ПДП). По конструкції і по архітектурних формах вони являють собою самостійний клас двигунів, що мають різноманітні модифікації, які різняться залежно від кількості і розташування колінчатих валів.

Основні переваги двигунів із ПДП: а) збільшення потужності в тому самому циліндрі (приблизно у два рази в порівнянні із двигунами простої дії); б) відсутність робочих кришок; в) можливість здійснення зробленого типу продувки – прямоточно-безклапанної; г) повна врівноваженість у кожному окремому робочому циліндрі (при відсутності зрушення фаз поршнів, при однакових відносинах і вагах верхніх і нижньої поршневої групи).

В одновальних двигунів із ПДП, крім того, передача зусиль від газів замикається в кожному циліндрі через поршні, шатуни і 3-колінчаті вали, розвантажуючи майже повністю станину і рамові підшипники; у таких двигунів із ПДП повна врівноваженість у кожному циліндрі звичайно не забезпечується (внаслідок необхідності зрушення фаз поршнів).

Основні недоліки двигунів із ПДП:

а) складна конструкція двигуна; б) несприятливі умови (високі температури) для поршня, що управляє випуском газів; в) збільшена висота двигуна; г) труднощі здійснення реверса

Одновальні двигуни із ПДП мають вали із трьома колінцями на кожен циліндр, причому два бічних коліна, розташованих під кутом 180° до основного, приводяться в рух від верхнього поршня через траверсу і довгі тяги – шатуни (тронкові двигуни швидкохідного типу), або через тяги, крейцкопфний механізм і шатуни (крейцкопфні тихохідні двигуни). Тронкові двигуни із ПДП швидкохідного типу застосовуються як головні двигуни на катерах, а також у якості допоміжних (дизель-динамо).

Крейцкопфні малооборотні двигуни із ПДП знайшли застосування на цивільних судах для потужностей від 3000 до 10 000 л. с. і вище (наприклад двигуни типу Доксфорд).

У двигунах із ПДП асиметричний розподіл може бути отримане за рахунок зсуву кривошипів верхнього і нижнього поршнів на кут $5\text{--}15^\circ$. Значний зсув кривошипів утрудняє роботу на задній хід; тому в реверсивних двигунах їм обмежуються кутом зсуву рівним 5° .

Двухвальні двигуни із ПДП мають окремі колінчаті вали для приводу верхнього і нижнього поршнів. Вали з'єднані між собою набором циліндричних шестірень або вертикальним валом з конічними шестірнями. Кут зсуву кривошипів верхнього і нижнього становить від 5 до 25° . Внаслідок цього поршень, керуючий випуском, передає відповідному колінчатому валу значно більшу потужність – $60 - 70\%$, чим впускний поршень – $40 - 30\%$).

Двигуни цього типу з вертикальним розташуванням циліндрів широко застосовуються (наприклад, типу Д100,58) при підвищених числах обертів і необхідності зменшити габарити і вагу.

Порівняно рідко застосовується модифікація двухвальних двигунів із ПДП зі зворотною ромбообразно – розташованими циліндрами.

Розглянуті вище архітектурні форми двигунів дають подання про різноманіття можливих форм виконання потужних комбінованих дизелів багатоборотного і форсованого типів.

При виборі архітектурних форм двигуна необхідно враховувати, крім зазначених вище, ряд інших факторів, як, наприклад, особливості динаміки двигуна, можливість здійснення обраного типу продувки (2-тактные), наявність наддування, особливості установки в машинному відділенні судна, розташування допоміжних агрегатів.

Для одержання подання про зовнішні архітектурні форми дизелів на (рис. 1.3) показані загальні види деяких типових комплектних двигунів.

Основне завдання конструктора при проектуванні нового типу двигуна – правильний вибір найбільш доцільної архітектурної форми двигуна, що відповідає класу і призначенню судна і задовольняє всім техніко-економічним і експлуатаційним умовам.

1.3.2. Загальна конструктивна схема побудови остова двигуна

Конструктивні схеми остова. Основні нерухливі деталі утворюють ост двигуна, що є опорою для різних вузлів і деталей, що рухаються. Він складається з фундаментної рами, картера, циліндрів і їхніх кришок. Всі ці елементи з'єднані зв'язками в єдину конструкцію.

Конструктивне оформлення деталей остова визначається призначенням і типом двигуна, кількістю і розташуванням циліндрів, схемами КШМ і механізму газорозподілу.

Сили від тиску газів, інерції мас, що рухаються, і попереднього затягування зв'язків при складанні, що діють на остоу, викликають деформацію його елементів. При достатній механічній міцності елементів для нормальної роботи двигуна остоу повинен мати необхідну поздовжню і поперечну твердість, при якій зберігаються лінія укладання колінчатого вала, перпендикулярність осей циліндрів до осі колінчатого вала, геометрична форма робочих циліндрів.

На рис. 1.3 показані конструктивні схеми остовів суднових рядних двигунів, що різняться між собою числом рознімань між його деталями і способами укладання колінчатого вала. Ці розходження викликані особливостями вимог до габаритів, масі, технології виготовлення, зручності обслуговування і ремонту двигуна. Остови В-образних двигунів і із ПДП (і подібні їм) більше складні і виконуються по схожим між собою схемам.

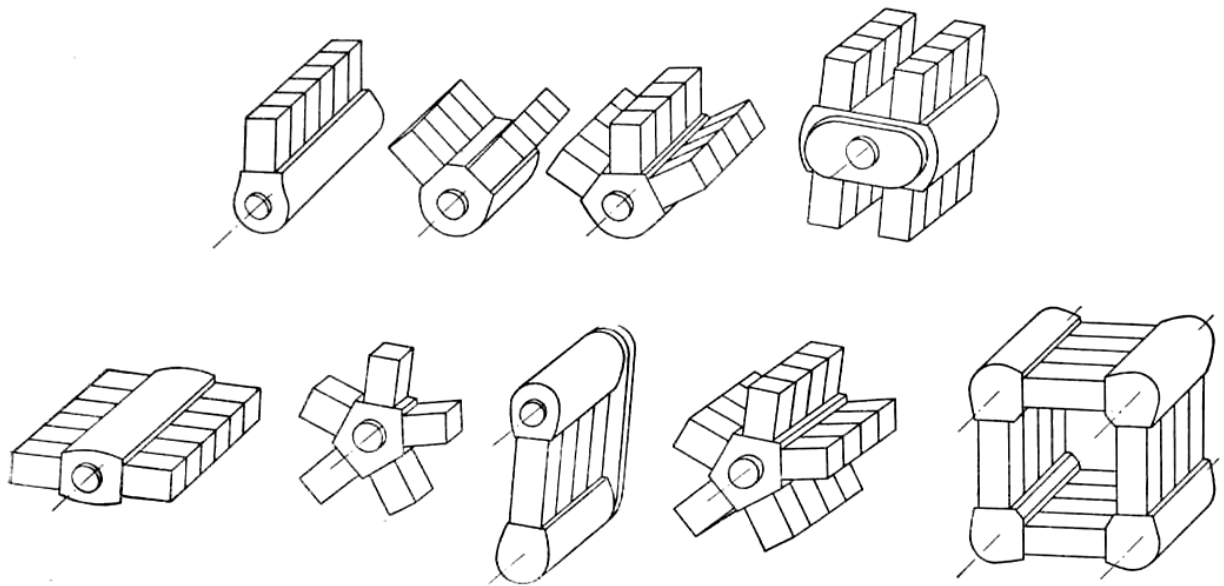


Рисунок 1.3. Типові зовнішні архітектурні форми деяких дизелів.

Ост крейцкопфних двигунів, що мають звичайно більшу висоту (рис 1.4, а), складається з фундаментної рами 1, картера 2, циліндрів 3 із установленими в них циліндровими втулками 4 і кришок циліндрів 6, закріплених шпильками 5. З технологічних міркувань і зручності монтажу ост виконують, як мінімум, із трьома горизонтальними розніманнями й з колінчатим валом, покладеним у підшипники фундаментної рами. Твердість його забезпечується за рахунок збільшення перетинів поздовжніх і поперечних зв'язків рами, застосування картерів коробчастої конструкції, з'єднання деталей довгими анкерними зв'язками 7.

У тронкових двигунах для підвищення твердості остова, зниження його маси окремі його елементи часто поєднують в одне ціле, що технологічно цілком прийнятно. Конструктивно це вирішується об'єднанням циліндрів двигуна з картером у загальний блок-картер 1 (рис 1.4), а також застосуванням розвитої по висоті фундаментної рами, виконаної як одне ціле з картером і окремим блоком циліндрів 2 (рис 1.4, б). З'єднують ці елементи наскрізними анкерними зв'язками 2 (рис. 1.4) або вкорочених силових шпильок 3 (рис 1.4), укрученими в нижню частину блоку циліндрів.

Ост із підвісним колінчатим валом широко розповсюджений у сучасних ВОД і СОД у зв'язку з великою твердістю й меншою масою конструкції. В однорядних СОД великої потужності застосовують блок-картер 1, до якого знизу масивними кришками підшипників 2 підвішують колінчатий вал (рис 1.4, г). Часто остови рядних і V-образних двигунів з підвісним валом виконують за схемою, де картер 1 і блок циліндрів 2 відлиті роздільно й стягнуті силовими шпильками 3 (рис. 1.4, д). При цій схемі, незважаючи на додаткове рознімання, зберігається твердість, спрощується виготовлення остова, знижується його маса, тому що блок циліндрів розвантажений від розтяжних зусиль.

У більшості двигунів кришки кріплять до блоку циліндрів короткими силовими шпильками; установлюваними у верхній його плиті. Загальна маса деталей остова багато в чому визначається схемою їх навантаження.

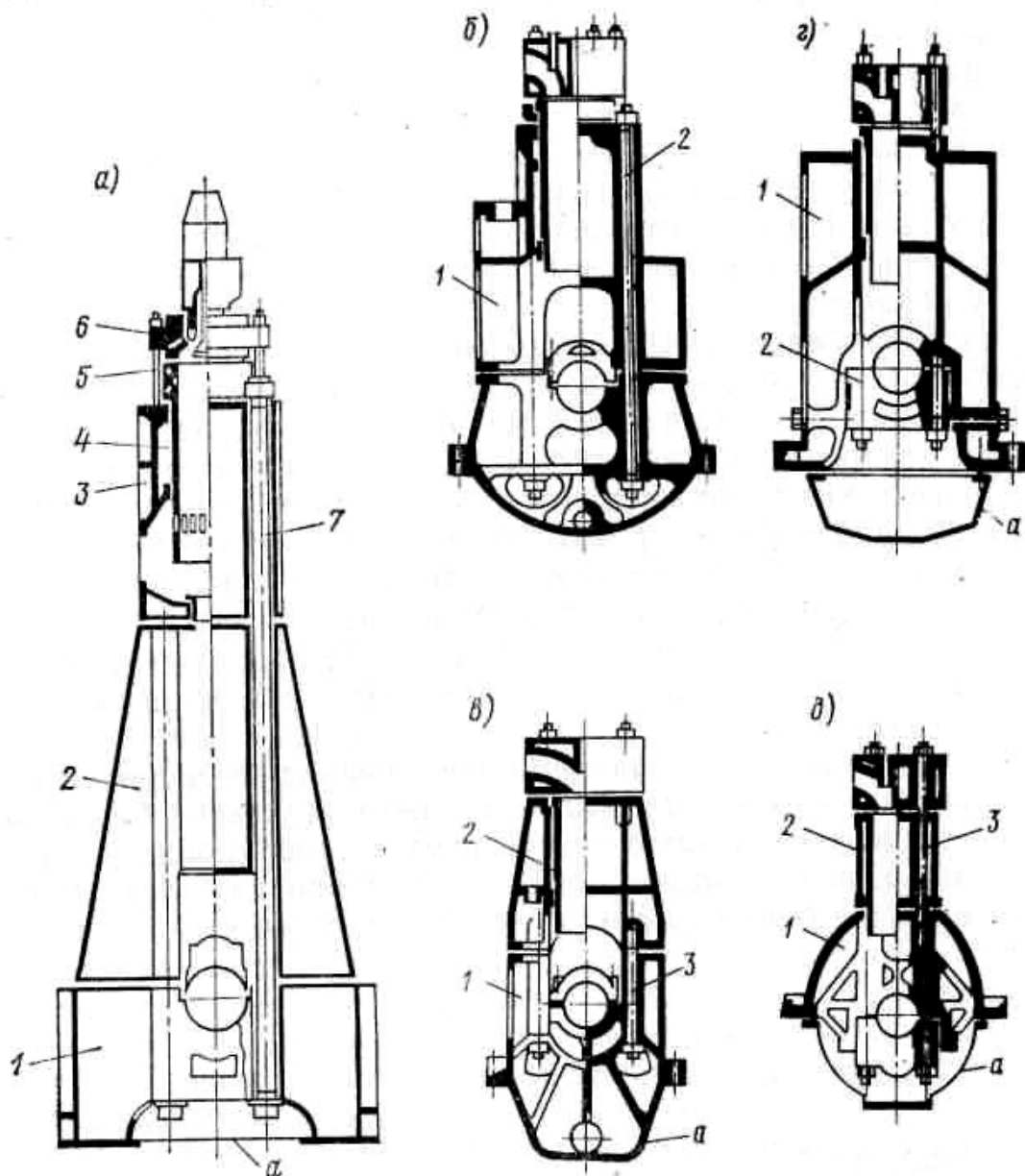


Рисунок 1.4 Конструктивні схеми остовів дизелів

При розтяганні остова газовими силами деталі його виходять більше важкими. У конструкціях, де остів стягнуть анкерними зв'язками, деталі можуть бути полегшені, тому що чавун на стиск працює краще, ніж на розтягання. Для проводки анкерних зв'язків у поперечних балках деталей остова виконують вертикальні канали (колодязі). Анкерний зв'язок 7 (див. рис 1.4, а) являє собою стрижень із різьбленням під гайки на обох його кінцях. У МОД для зручності при монтажі анкерні зв'язки виконують із двох частин, з'єднаних різьбовою муфтою. Для усунення поперечних вібрацій довгих анкерних зв'язків використовують еластичні стопорні пристрої. Затягують анкерні зв'язки гідравлічним домкратом із зусиллям, що забезпечує щільне з'єднання деталей остова при найбільшому тиску в циліндрі. Анкерні зв'язки виготовляють із вуглеводистої сталі марок 35 і 40, легированої сталі марок 20Х3А, 18ХНМА, 18ХНВА й ін.

Всі зв'язки, що затягуються гідравлічним способом, мають спеціальну конструкцію: кінці їх обладнають нарізним хвостовиком для кріплення гідродомкрата, а гайки до них мають циліндричну форму з отворами на бічній поверхні під вороток. Гідравлічний домкрат використовують у СОД і МОД також для затягування силових зв'язків рамових підшипників, підшипників нижньої (кривошипної) і верхньої головки шатуна, кришок циліндрів, штоків поршнів, насадки кулачних шайб, викочування вкладишів рамових підшипників і ін. Домкрат (рис 15) складається із циліндра 4 і поршні 5, що утворюють робочу порожнину А, ущільнену зумовними прокладками.

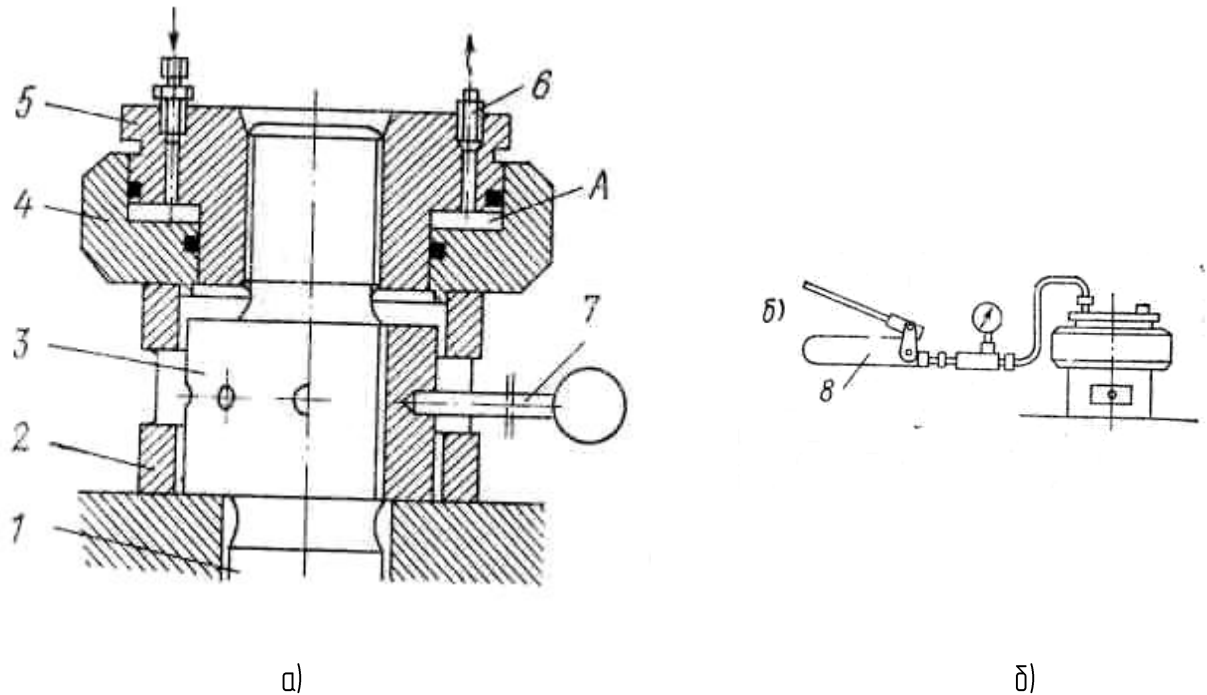


Рисунок 15. Гідравлічне пристосування для затягування анкерних зв'язків:
а – гідравлічний домкрат;
б – схема пристосування

Поршень нагвинчують на вільний різьбовий кінець зв'язку 1 до зіткнення зі склянкою (проставкою) 2. Видаливши через клапан 6 повітря з порожнини А, спеціальним пресом 8 піднімають у ній тиск масла до необхідного (35...70 МПа), у результаті чого зв'язок подовжується. Після цього гайку 3 затягують або відпускають рукояткою 7, вставленої через проріз у склянці 2 в отвір на бічній поверхні гайки.

У всіх великих малооборотних суднових дизелях, а також у багатьох середньоборотних дизелях з підвищеними (більше 400 мм) і навіть відносно невеликими (для цього класу двигунів 250...350 мм) діаметрами циліндра колінчатий вал укладають на спеціальну фундаментну раму.

1.3.3. Конструктивні схеми вузлів деталей рухові двигуна

Колінчатий вал складається з корінних і шатунних шийок, шік і сполучних фланців (рис 16). Залежно від кількості колін, розмірів шийок, довжини й ваги вали виготовляють цілими або тридцятилітніми із двох або більше частин, що з'єднуються твердими фланцями. Коліна (кривошипні), у свою чергу, виготовляють цілими, напівсоставними й составними). Останні дві конструкції застосовували до останнього часу в основному в малооборотних суднових дизелів з радіусом

кривошипа R понад 450 мм; однак у цей час для здешевлення валів застосовують складені коліна й при менших R .

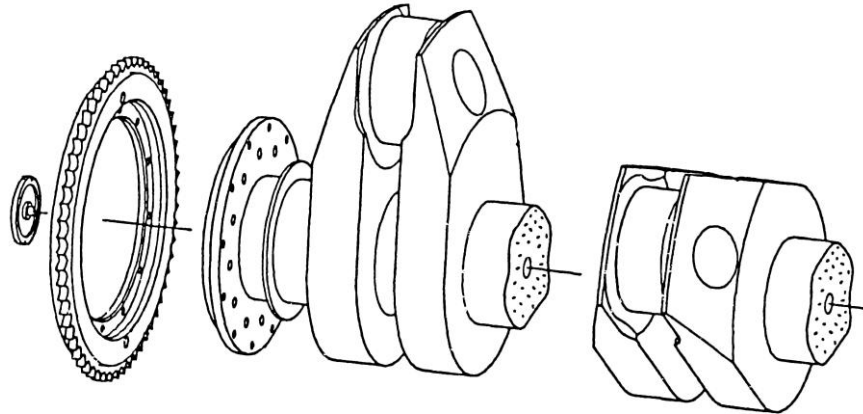


Рисунок 1.6 Колінчастий вал

Крейцкопфний механізм (рис. 1.7) застосовується в основному в малообертових і великих суднових дизелях ($D > 450$ мм) для того, щоб забезпечити можливо більшу надійність і моторесурс поршневої групи. При наявності крейцкопфного механізму сприйняття нормальних тисків поршня на циліндрову втулку переноситься на повзуни і їхні напрямні. У зв'язку зі значно кращими умовами роботи крейцкопфа як напрямний механізм для поршня відношення $\lambda = R/L$ може бути скорочене до $\lambda = 1/4, 0, 1/3, 6$. Завдяки з'єднанню поршня із крейцкопфом за допомогою штока є можливість надійно відокремити порожнину циліндра від порожнини картера сальником на штоку, що особливо важливо при використанні важких сірчистих палив.

Шток поршня (рис. 1.8), що з'єднує поршень із поперечкою, як правило, кріпиться безпосередньо до головки поршня за допомогою круглого фланця й щодо довгих шпильок (щоб збільшити їхню піддатливість). Перехід від фланця до стрижня штока виконується на конус або з більшим радіусом закруглення; для сполучення фланця з головкою остання повинна мати заточення, що центрує. Перетин штока роблять суцільне або порожнє; свердління штока застосовують для полегшення його ваги, а також для підведення й відводу через шток охолодної рідини. Підведення й відвід рідини повинен здійснюватися тільки з кінців штока (див. рис. 1.8), тому що радіальні свердління в тілі штока викликають концентрацію напруг, небезпечну для його міцності. У випадку підведення води через порожній шток необхідно ізолювати свердління штока захисною тонкостінною трубою з нержавіючої сталі або передбачити антикорозійне покриття.

Конструкція з'єднання кінця штока з поперечкою крейцкопфа здійснюється за допомогою циліндричного хвостовика з гайкою на кінці, або конуса із циліндричним хвостовиком, або фланця прямокутної форми..

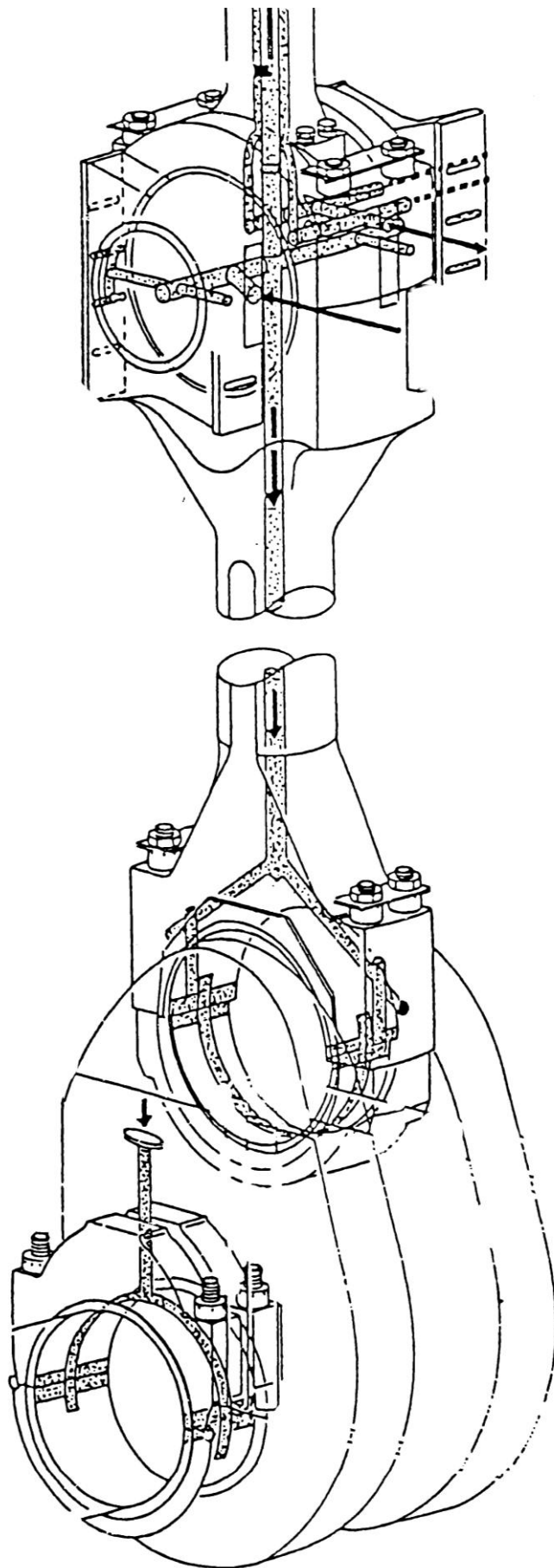


Рисунок 1.7 Крейцкопфний механізм

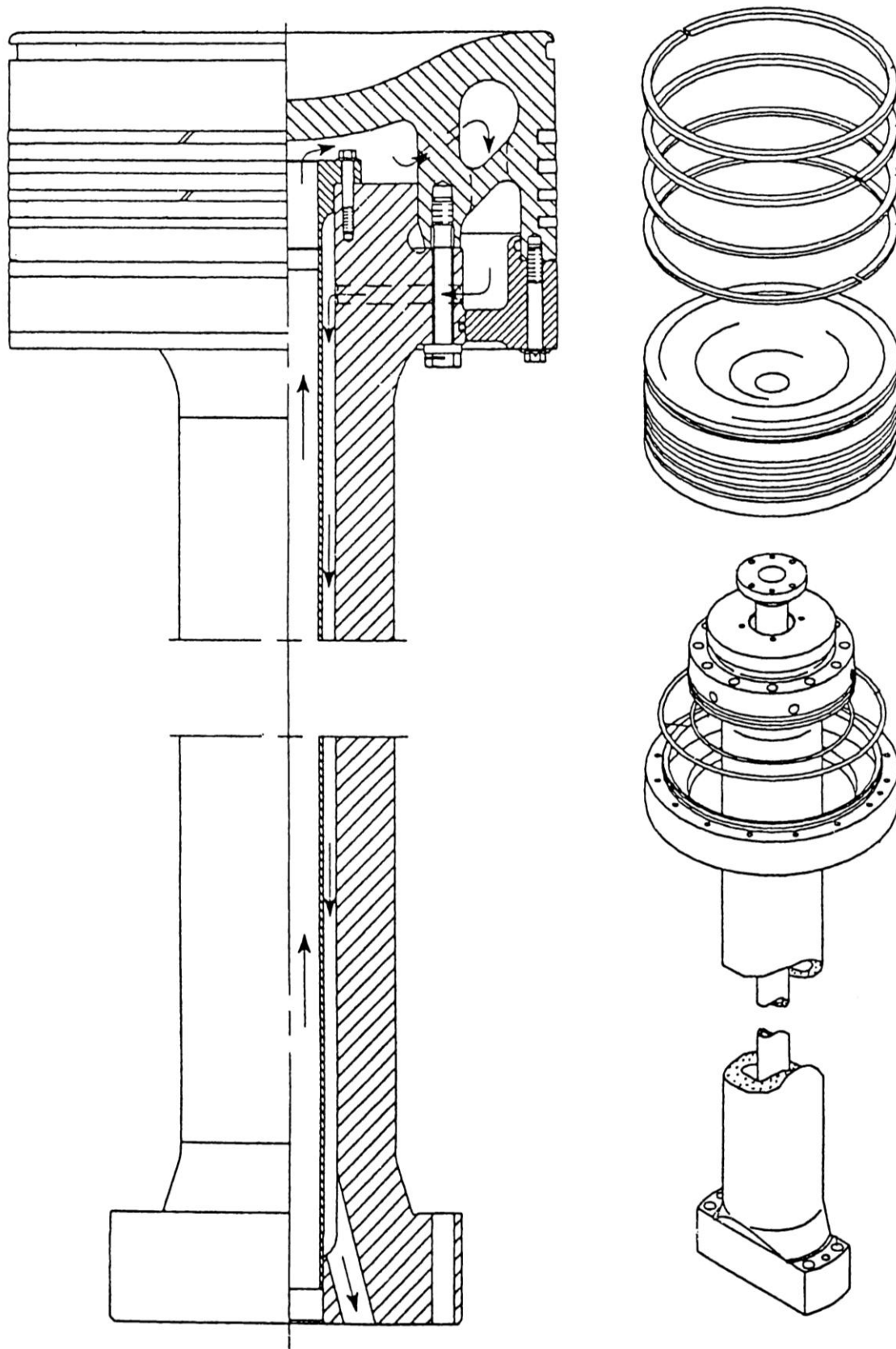


Рисунок 1.8 Шток поршня

Висновок: в розділі приведено опис двигуна 8S30ME-B9.3, фірми "MAN". В розділі також містяться вимоги до двигунів даного типу, та опис конструкції.

2 Основні розрахунки по двигуну

2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку

Для розрахунку циклу необхідно знання ряду вихідних параметрів.

1. Дійсна ступінь стиску (ε).

Величина дійсної ступені стиску впливає на параметри циклу та показники двигуна. Бажання знизити максимальний тиск в циклі, змушує знизити величину ступені стиску. Для двигуна 9K98MC6 приймаю: $\varepsilon = 14,5$. [10]

2. Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива (α).

Зі збільшенням коефіцієнту надлишку повітря при згорянні палива, збільшується індикаторний ККД, але зменшується середнє індикаторний тиск, а також знижується температура вихлопних газів. Приймаю: $\alpha = 2,5$.

3. Коефіцієнт надлишкових газів (γ_z).

Значення надлишкових газів залежить від тактності та оборотності двигуна, типу системи газообміну та її конструктивного виконання, розмірів циліндру, ступені стиску. Згідно до опитних даних γ_z для цього двигуна дорівнює: $\gamma_z = 0,05$.

4. Температура повітря в надувачному колекторі: приймаю: $T_k = 320\text{K}$.

5. Коефіцієнт наповнення циліндру $\eta_n = 0,85$.

6. Ступінь підігріву повітря приймаю: $\Delta T_a = 5\text{K}$.

7. Коефіцієнт зниження тиску при вході в циліндр: $K_a = 1$.

8. Показник політропи стиску у першому приближенні: $n_1 = 1,35$.

9. Коефіцієнт використання теплоти наприкінці згорання (точка z) $\zeta_z = 0,92$; а також наприкінці процесу розширення (точка b) $\zeta_b = 0,9600$.

10. Ступінь збільшення тиску в циліндрі: $\lambda = 1,25$.

11. Максимальна температура в циклі, перше приближення:

$$T_z = 2000\text{ K}$$

12. Показник політропи розширення, у першому приближенні: $n_2 = 1,25$.

13. Температура залишкових газів: $T_z = 750\text{ K}$.

14. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми: $\varphi_a = 0,97$.

15. Механічний ККД двигуна: $\eta_m = 0,95$.

16. Коефіцієнт тактності (Z). Розрахунковий двигун двохтактний, тому: $Z = 1$.

17. Частка втраченого ходу (φ_s). Розрахунковий двигун двохтактний, тому: $\varphi_s = 0,08$.

18. Очікувана удільна ефективна витрата палива $g_e = 0,176$

2.1.1 Визначення потрібного тиску наддувочного повітря для отримання необхідної потужності та розрахунок процесу наповнення циліндру.

Визначення тиску наддувочного повітря та параметрів процесу наповнення, а також їх результати наведені в табл. 2.1

Таблиця 2.1. Параметри процесу наповнення

Назва та розмір позначеної величини	Формула	Числове значення
Тиск надувного повітря: P_k , Мпа	$P_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$	0,35
Тиск повітря у циліндрі на початку стиску: P_a , Мпа	$P_a = k_a P_k$	0,35
Коефіцієнт наповнення циліндра: η_H	$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \psi_s)$	0,88
Температура повітря в циліндрі на початку стиску: T_a , К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$	344

2.1.2 Визначення коефіцієнтів в рівняннях теплоємкості.

Усі необхідні данні для розрахунку, а також результати розрахунку зведемо до табл. 1.2.

Таблиця 2.2. Коефіцієнти у рівняннях теплоємкості.

Назва та розмір позначеної величини	Формула	Числове значення
Коефіцієнт теплоємкості в точці "с", a_{vc} кДж/(кмольК)	$a_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot a_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot a_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,278
Коефіцієнт теплоємкості в точці "b", a_{vb} кДж/(кмольК)	$a_{vb} = \frac{\left[(1+k) + \gamma_r \right] a_v'' + \left[(\alpha - 1)(1 + \gamma_r) \right] a_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + k}$	19,762
Коефіцієнт теплоємкості в точці "z", a_{vz} кДж/(кмольК)	$a_{vz} = \frac{a_v'' \left[(1+k)x_z + \gamma_r \right] + a_v' \left[\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r) \right]}{\alpha(1 + \gamma_r) + kx_z}$	19,8

Продовження табл. 2.2

Назва та розмір позначеної величини	Формула	Числове значення
Частка спаленого палива в точці “z”: X_z	$x_z = \frac{\zeta_z}{\zeta_b}$ $X_z = \frac{0,92}{0,96}$	0,958
Коефіцієнт теплоємкості в точці “c”, b_c кДж/(кмольК)	$b_c = \frac{b'' \cdot \gamma_z + b' \cdot [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r]}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)}$	0,0025
Коефіцієнт теплоємкості в точці “z”, b_z кДж/(кмольК)	$b_z = \frac{b'' \cdot [(1 + k) \cdot x_z + \gamma_r] + b' \cdot [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + k}$	0,0029
Коефіцієнт теплоємкості в точці “b”, b_b кДж/(кмольК)	$b_b = \frac{b'' \cdot [(1 + k) + \gamma_r] + b' \cdot [(\alpha - 1)(1 + \gamma_r)]}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + k}$	0,0030

2.1.3 Розрахунок процесу стискування

Процес стиску повітря в циліндрі ДВЗ здійснюється при русі поршня от НМТ до ВМТ. Основне призначення процесу стиску — це підвищення тиску та температури заряду для забезпечення само запалу вприскнутого палива та ефективного його стиску.

Результати розрахунку зведемо до табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Розрахунок процесу стиску.

Назва та розмір позначеної величини	Формула	Числове значення
Показник політропи стиску, n_1	$n_1 = \frac{8,314}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot \left(1 + \varepsilon^{n_1 - 1}\right)^{-1}} + 1$	1,37
Температура в точці “c”, T_c , К	$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$	923
Тиск в точці “c”, P_c , МПа	$P_c = P_a \varepsilon^{n_1 - 1}$	13,8

2.14 Розрахунок процесу згоряння

Основним процесом, виникаючим в циліндрі двигуна, є горіння рідкого палива, впорскуваного в циліндр двигуна.

Процес горіння являє собою, окислення складових частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використовувати.

В першому наближенні температуру T_z приймаємо, $T_z = 2000$ К, тоді, якщо при більших значеннях відбувається дисоціація газів, що не бажано. Результати розрахунку зведемо до табл. 2.4.

Процес згоряння відбувається за дуже короткий проміжок часу і в циліндрі практично відразу збільшується тиск, далі горіння продовжується при постійному тиску.

Таблиця 2.4 Розрахунок процесу згоряння

Назва та розмір позначеної величини	Формула	Числове значення
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни, β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,0263
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни, β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0253
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці "z", β_z	$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x_z$	1,014
Відношення β_z / β	$\frac{\beta_z}{\beta}$	0,988
Постійна A	$A = 8,314 + a_{vz}$	28,064
Максимальна температура газів у циліндрі, T_z , К	$T_z = \frac{A}{a_{vz} + 8,314 + b_z \cdot T_z}$	1870
Максимальний тиск у циліндрі, P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	18.0

2.15 Розрахунок процесу розширення

Основний робочий хід поршня двигуна здійснюється при розширенні продуктів згоряння. На процес розширення впливають теплообмін розширення газів, можливість утечі газів через не щільність поршневого кільця, встановлення деяких продуктів згоряння в результаті процесу дисоціації. Усі ці фактори обумовлюють зміну політропи розширення n_z .

У зв'язку із труднощами врахування усіх факторів, супроводжуючих процес розширення, для визначення параметрів газів використовують політропу з усередненим показником політропи n_z ,

постійним на увесь процес та даючи таку ж роботу ,як і при дійсному розширенні з перемінним показником політропи. В даному випадку показник політропи розширення $n_2 = 1,27$, перше приближення. Результати розрахунку зведені до табл. 2.5.

Таблиця 2.5 Розрахунок процесу розширення.

Назва та розмір позначеної величини	Формула	Числове значення
Степінь попереднього розширення робочого тіла, ρ	$\rho = \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$	1,59
Степінь послідовного розширення робочого тіла, δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	9.08
Постійна В	$B = \beta_z$	0,0029
Постійна С	$C = \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z$	46658
Тиск газів в точці “b”, P_b МПа	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	1.07
Температура газів в точці “b”, T_b К	$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	1011
Показник політропи розширення n_2	$n_2 = \frac{8,314 \left[\left(\frac{\beta_z}{\beta} \right) \cdot T_z - T_b \right]}{D + C - T_b (a_{vb} + b_b \cdot T_b)}$	1,278

2.1.6 Визначення індикаторних показників циклу.

Індикаторні показники цикли, характеризують ідеальність робочого циклу в циліндрі, де враховуються тільки теплові втрати.

К індикаторним показникам двигуна відносяться:

P_i' – середній індикаторний тиск циклу;

P_i – середній індикаторний тиск циклу, віднесений до потрібному ходу поршня, з урахуванням заокруглення індикаторної діаграми;

g_i – індикаторна питома витрата палива;

η_i – індикаторний ККД циклу.

Результати розрахунку наведені в табл. 2.6

Таблиця 2.6 Розрахунок індикаторних показників циклу.

Назва та розмір позначеної величини	Формула	Числове значення
Середній індикаторний тиск циклу, P_i' , МПа	$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	2,56
Середній індикаторний тиск циклу, з урахуванням округлення індикаторної діаграми, P_i , МПа	$P_i = \varphi_{скр} P_i' (1 - \psi_s)$	2,31
Питомий індикаторний розхід палива, g_i , кг/(кВтч)	$g_i = \frac{4,33 \eta_H P_k}{L T_k P_i}$	0,158
Індикаторний ККД циклу, η_i	$\eta_i = \frac{3600}{g_i Q_i'}$	0,53

2.1.7 Визначення ефективних параметрів двигуна

Ефективні показники робочого циклу враховують теплові та механічні втрати, які виникають при подачі енергії розширених газів через поршень та кривошипно-шатунний механізм на колін вал.

К індикаторним показникам двигуна відносяться:

P_e – середній ефективний тиск циклу;

g_e – ефективна питома витрата палива;

η_i – ефективний ККД двигуна.

Середній ефективний тиск є одним з найважливіших показників робочого циклу, характеризуючи ступінь ефективності використання об'єму робочого циліндру, а також рівень освоєння надуду. Ефективний ККД характеризує ступінь ідеальності робочого циклу, ступінь приближення розрахункового циклу к ідеальному, ступінь бездоганності конструкції.

Результати розрахунку наведені в табл. 2.7

Таблиця 2.7 Ефективні показники двигуна

Назва та розмір позначеної величини	Формула	Числове значення
Середній ефективний тиск циклу, P_e , МПа	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	2,08
Питомий ефективний розхід палива, g_e , кг/(кВтч)	$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$	0,176
Ефективний ККД циклу, η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,478

2.2 Розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм

Побудова процесу стискання і побудова процесу розширення, визначення середнього індикаторного тиску

Розрахунок індикаторної діаграми зводиться до визначення координат точок політропи стиску та політропи розширення. Ці точки розраховуються за формулами:

Результати розрахунку приведені в табл. 2.8.

Таблиця 2.8 Розрахунок індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{cm}, \text{МПа}$	$P_{roz}, \text{МПа}$
1,00	13,84	P_z
1,25	10,20	P_z
1,50	7,94	P_z
1,60	7,21	17,79
1,75	6,43	15,99
2,00	5,36	13,48
2,50	3,94	10,13
3,00	3,07	8,03
4,00	2,07	5,56
6,00	1,53	4,18
8,00	1,19	3,31
10,00	0,96	4,18
12,00	0,80	2,29
14,50	0,59	1,72

$$P_{cm} = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}; \quad P_{roz} = \frac{P_z \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}};$$

де: V / V_c – похідне значення відносного об'єму циліндру – текуча ступінь стиску.

Після побудови індикаторної діаграми потрібно визначити теоретичний та геометричний показник ступінь стиску по нижче наведеним формулам:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon_g - \psi_s}{1 - \psi_s}$$

де $\varepsilon_g = 14,5$ моді:

$$\varepsilon_r = \frac{14,5 - 0,08}{1 - 0,08} = 15,67 \text{ МПа}$$

2.3 Розрахунок динаміки двигуна

Кривошипно-шатунний механізм двигуна призначений для перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого вала з одночасною передачею енергії розширення газів у циліндрі на колінчастий вал.

У даному випадку розглядається двигун внутрішнього згоряння з центральним КШМ. Механізм називається центральним, тому що вісь колінчастого вала і вісь циліндра перетинаються. Цей тип двигуна є самим розповсюдженим у практиці дизелебудування.

Застосування такого КШМ дає перевагу, що позначається в основному при виготовленні двигунів. Зокрема, можна одержати уніфікацію основних деталей основи при виробництві двигунів правої і лівої моделей.

2.3.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних

Тактність (число тактів) $D = 2$.

Крок (градуси) $H = 5.0$

Частота обертання колінчастого вала $n = 195 \text{ хв}^{-1}$.

Питома маса поступальних частин $M_S = 4400 \text{ кг/м}^2$ (інструкція заводу виготовлювача).

Радіус кривошипа $R = 0,664 \text{ м}$.

Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $L = 0,45$.

Тиск сил ваги поступальних мас кривошипно-шатунного механізму $P_T = 0,044 \text{ МПа}$.

Тиск на поршень з його тильної частини $P_K = 0,35 \text{ МПа}$.

Тиск кінця стиску $P_C = 13,84$ (з розрахунку робочого циклу) МПа.

Максимальний тиск у циліндрі $P_Z = 18,0 \text{ МПа}$ (з робочого циклу).

Ступінь попереднього розширення $RO = 1,6$.

Показник політропи стиску $p_1 = 1,37$ (з розрахунку циклу).

Показник політропи розширення $p_2 = 1,278$ (з розрахунку циклу).

Ступінь стиску $EP = 14.5$ (приймається з розрахунку робочого чи циклу по документації на двигун).

2.3.2 Побудова силової схеми КШМ

При роботі двигуна на КШМ (рис. 2.1) діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчастому валу.

Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шорховатість тертьових поверхонь, умови змащення, тепловий режим, зазори й ін.). Тому в динамічних розрахунках ними

зневажають, а враховують механічним ККД двигуна. Сили ваги виникають у малообертливих двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

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

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїческую суму

$$P_{ДВ} = P_{Г} + P_{S} + P_{В} + P_{К} + P_{ТР} ,$$

де $P_{Г}$ – сила від тиску газів;

P_{S} – сила інерції поступальних мас;

$P_{В}$ – сила ваги поступальних мас;

P_K – сила тиску на поршень з тильної його сторони (для крейцкопфних двигунів – тиск наддувочного повітря);

P_{TP} – сила тертя між втулкою і поршнем (при необхідності додається сила тертя в крейцкопфі).

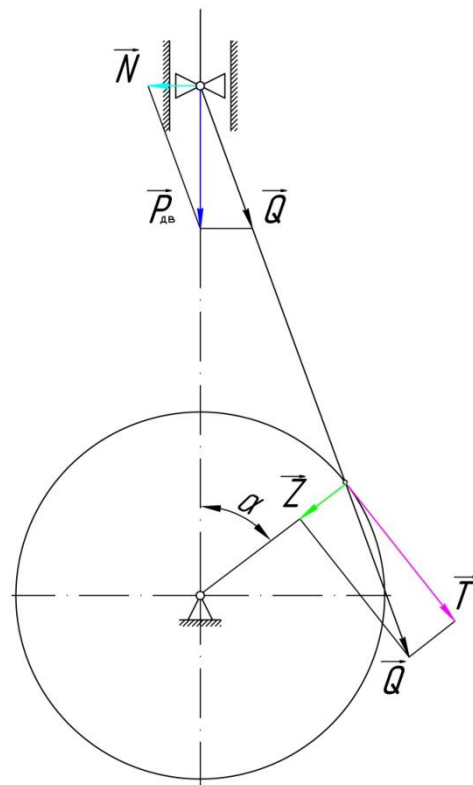


Рисунок 2.1 Силова схема КШМ

У зв'язку з тим, що сила P_B і сила P_K є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула

$$P_{ДВ} = P_{Г} + P_{S}.$$

2.3.3 Розрахунок і побудова діаграм діючих сил.

На форматі А1 представлена силова схема КШМ, де показана розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипників.

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 шейки.

Розрахункові формули мають вид:

$$N = P_{ДВ} \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \sin \alpha));$$

$$Q = \frac{P_{ДВ}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))};$$

$$Z = \frac{P_{ДВ} \cos(\alpha + \arcsin(\lambda \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))} ;$$

$$T = \frac{P_{ДВ} \sin(\alpha + \arcsin(\lambda \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))}$$

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

2.3.4 Побудова діаграм сумарних дотичних сил.

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

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двизуна:

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

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

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{360}{zi}$$

де $z = 1$ – коефіцієнт тактності двизуна;

$i = 8$ – число циліндрів,

тоді $\alpha_{\Sigma} = 45$.

Після цього останній стовпець табл. 2.11. (значення дотичної сили одного циліндра) поділяється на шість рівних ділянок, що відповідають $\alpha_{\Sigma} = 45$, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в табл. 2.11 у виді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів.

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

Отримані дані вносимо в табл. 2.11. На підставі отриманих даних будується діаграма сумарної дотичної сили.

Таблиця 2.11 До розрахунку діаграм сумарних дотичних сил

α° обертання колінчастого вала	Номер циліндра								ΣT , МПа
	1	7	3	5	4	6	2	8	
0	0	-0,393	-0,968	-1,07	0	4,46	2,122	0,734	4,885
5	-0,03	-0,466	-0,958	-1,32	1,84	3,923	1,972	0,618	5,579
10	-0,06	-0,545	-0,928	-1,654	3,664	3,496	1,814	0,614	6,401
15	-0,093	-0,627	-0,882	-2,054	5,456	3,165	1,65	0,42	7,035
20	-0,13	-0,710	-0,833	-2,471	7,2	2,91	1,482	0,335	7,783
25	-0,17	-0,790	-0,794	-2,8041	7,418	2,71	1,316	0,259	7,145
30	-0,216	-0,861	-0,781	-2,881	6,676	2,547	1,156	0,189	5,829
35	-0,268	-0,917	-0,812	-2,485	5,869	2,402	1,004	0,123	4,916
40	-0,327	-0,954	-0,904	-1,476	5,114	2,264	0,863	0,061	4,641
45	-0,393	-0,968	-1,07	0	4,46	2,122	0,734	0	4,885

2.3.5 Визначення середньої сумарної дотичної сили і індикаторної потужності двигуна

Розрахункова величина індикаторної потужності

$$N'_i = \sum T_{cp} \cdot F_y \cdot R \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 10^3 \text{ кВт},$$

де ΣT_{cp} = 5,9 МПа– середнє сумарне дотичне зусилля, мм;

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

R = 0,664 – радіус кривошипа, м;

n = 195 – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹.

ΣT_{cp} – знаходиться по формулі:

$$\Sigma T_{cp} = \frac{F_g}{L},$$

де F_g – площа діаграми, мм²;

$$F_g = (F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + \dots + F_{14}) \Delta L, \text{ мм}^2,$$

де $F_1 \dots F_{14}$ – ординати відповідних крапок діаграми, мм;

μ_T = 0,1 – масштаб діаграми, МПа/мм;

$F_{\text{ц}} = 0,785 D_{\text{ц}}^2 = 0,07$ – площа поперечного переріза циліндра, м².

$$N_i = 5,9 \cdot 0,664 \cdot 0,07 \cdot (3,14 \cdot 195) / 30 \cdot 10^3 = 5355 \text{ кВт}.$$

$$N_e = N_i \cdot \eta_M = 5355 \cdot 0,95 = 5087 \text{ кВт}.$$

2.3.6 Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика.

Визначаємо величину надлишкової роботи в період розгону (чи уповільнення) маховика по формулі

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

де $L_{\text{изб}}=2318$ – площа, що відповідає надлишковій роботі (див. діаграму сумарних дотичних), мм²;

μ_T = 0,1 – масштаб діаграми сумарної дотичної сили, МПа/мм;

μ_{α} = 0,2 – масштаб кута α , град/мм;

$F_{\text{ц}} = 0,07$ – площа поперечного переріза циліндра, м²;

R = 0,665 – радіус кривошипа, м.

Тоді

$$L_{\text{надл}} = 2318 \cdot 0,1 \cdot 0,2 \cdot 3,14 / 180 \cdot 0,664 \cdot 0,07 \cdot 10^6 = 34206 \text{ Дж}.$$

Необхідна величина моменту інерції частин двигуна, що рухаються

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

де δ = 0,025 – ступінь нерівномірності обертання колінчастого вала.

Тоді

$$I_d = (91,2 \cdot 34206) / (0,025 \cdot 195) = 48712 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Необхідна величина моменту інерції маховика

$$I_M = 0,5 \cdot I_d.$$

Тоді

$$I_M = 0.5 \cdot 48712 = 24356 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Граничний діаметр ободу маховика

$$D_M = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n},$$

де $v = 40 \text{ м/с}^2$ лінійна швидкість, що допускається, на ободу сталевого маховика.

Тоді

$$D_M = 60 \cdot 40 / (3,14 \cdot 195) = 3,9$$

Визначаємо масу маховика, вважаючи, що вона вся зосереджена на його ободу

$$M_M = \frac{4I_M}{D_M^2} \text{ кг.}$$

Тоді

$$M_M = (4 \cdot 24356) / 3,9^2 = 6089 \text{ кг}$$

Визначення висоти та ширини обода маховика

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \times K_M \times D_M \times \rho}} = \sqrt{\frac{6089}{3,14 \times 0,25 \times 3,9 \times 7800}} = 0,5 \text{ м}$$

$$B = K_M \cdot H = 0,5 \cdot 0,25 = 0,125 \text{ м}$$

Висновок: на основі виконаних вище розрахунків були підібрані основні елементи систем, що обслуговують роботу двигуна, розраховані основні характеристики та перевірені їх конструктивні розміри. Підбір елементів та виконання розрахунків виконувались на основі вимог класифікаційних товариств для забезпечення надійної і безаварійної роботи двигуна.

3 Перевірочні розрахунки відцентрового компресора для агрегату наддуву двигуна

Розділ включає вибір марки турбокомпресора (ТК) для точки L_1 поля робочих параметрів двигуна, яка визначає максимальну тривалу потужність N_e^H (номінальну МТП).

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

Основні данні необхідні для розрахунків наводяться у попередніх розділах.

На підставі розрахунків сумісної роботи власне дизеля і прийнятого ТК визначаються геометричні та енергетичні характеристики компресора, турбіни, уточнюються показники двигуна.

3.1. Визначення основних параметрів компресора. Вибір марки турбокомпресора.

Для розрахунків системи повітропостачання та її агрегатів необхідно визначити витрати повітря на двигун. Цей параметр разом зі 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

$$G_K = g_e N_e^H L_0 \alpha \varphi_a / 3600,$$

$$G_K = 0,176 \cdot 5120 \cdot 14,1 \cdot 2,5 \cdot 1,3 / 3600 = 10,29 \text{ кг/с}$$

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

α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива φ_a – коефіцієнт продувки ($\varphi_a = 1,1 \dots 1,15$ для чотиритактних, для двотактних – $\varphi_a = 1,2 \dots 1,4$)

α_Σ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря вихлопних газів.

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

$$Q_K = G_K / \rho_H,$$

$$Q_K = 10,29 / 1,17 = 10,54 \text{ м}^3/\text{с}$$

- де $\rho_H = 1,17$ кг/м³ – питома маса повітря при нормальних умовах.

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску

$$\Pi_K = P_K / P_0,$$

де P_K – тиск повітря після компресора, МПа,

$P_0 (P_H) = 0,1 \text{ МПа}$ – тиск навколишнього середовища (повітря).

Для визначення тиску повітря після компресора, використовується два рівняння витрат повітря через двигун.

Тиск в повітряному ресивері, МПа визначається за формулою

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

$$\eta_{TK} = \eta_K \eta_T$$

де: g_e – питома витрата палива, кг/(кВт·год);

N_e^* – ефективна потужність двигуна, кВт;

$T_K = 320 \text{ К}$ – температура повітря в наддувному колекторі;

$D_{ц}$ – діаметр циліндра, м;

S – хід поршня, м;

i – кількість циліндрів;

n – частота обертів, хв^{-1}

z – коефіцієнт тактності двигуна, який дорівнює 2 для чотиритактного та 1 для двотактного;

η_H – коефіцієнт наповнення циліндра (орієнтовно можна приймати для чотиритактних ДВЗ $\eta_H = 0,95$, для двотактних – $\eta_H = 0,85$).

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,176 \cdot 5120 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,3^2 \cdot 1,328 \cdot 8 \cdot 195 \cdot 1 \cdot 0,85} = 0,355$$

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюються за формулою

$$P_K = P_s / (P_s / P_K) = 0,355 / 0,99 = 0,36$$

$$P_K = 0,36 / 0,1 = 3,6$$

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

По визначених значеннях $P_K = 3,6$ та $Q_1 = 10,5 \text{ м}^3/\text{с}$ вибираємо у полі робочих параметрів марок ТК потрібний турбокомпресор. У даному випадку нам підходить компресор позначенням MAN TCA – 44 (рис. 3.2), який має такі показники:

$$L_e = 7000 \text{ кВт}; n = 22500 \text{ хв}^{-1}; m = 1950 \text{ кг}.$$

Обраний турбокомпресор (рис. 3.1) забезпечує витрату та тиск повітря, які необхідні для забезпечення режиму максимальної тривалої потужності двигуна.

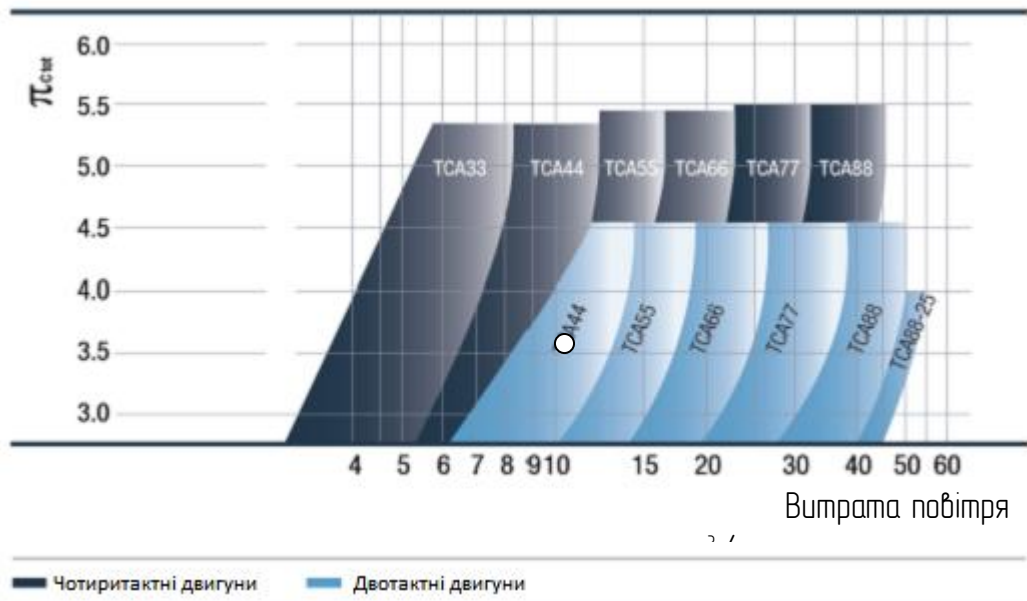


Рисунок 3.1. Діаграма для вибору турбонагнітача



Рисунок 3.2. Загальний вигляд турбонагнітача TCA – 44

3.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора

Розрахунок проводився за допомогою програми "MS EXCEL", що враховує відповідні показники турбокомпресора.

Таблиця 3.1 Попереднє визначення колової швидкості u_2

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результат
Адiabатна робота стиску в компресорі	L_{ad} , Дж/кг	$1004,5T_0(\pi_k^{0,286} - 1)$	131733
Колова швидкість на діаметрі D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ad}}{H_k}}$	450

Таблиця 3.2 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результат
Швидкість перед колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	153
Температура повітря перед колесом	T_1 , К	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	289
Тиск перед колесом	P_1 , Па	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	84704
Густина повітря перед колесом	ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1}{RT_1}$	1,046
Площа на вході у колесо	f_1 , м ²	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	0,0572
Зовнішній діаметр колеса на вході	D_H , м	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	0,319
Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1 , м	$\sqrt{\frac{D_H^2 + D_0^2}{2}}$	0,255
Зовнішній діаметр колеса	D_2 , м	D_1/D_{12}	0.42 Прийнято $D_2 = 0,44$

Таблиця 3.3. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результат
Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_k \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,864
Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	β_1 , град	$\arctg \left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1} \right)$	30,3
Кут установки лопатки на діаметрі D_1	$\beta_{1л}$, град	$\beta_1 + i_1$	32,3
Коефіцієнт захаращення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_k}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}$	0,916
Швидкість повітря на вході з урахуванням захаращення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	167
Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення на діаметрі D_1	β'_{11} , град	$\arctg \left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1} \right)$	32,57
Кут входу потоку на діаметрі D_H	β_{1H} , град	$\arctg \left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_H} \right)$	27,1
Відносна швидкість потоку на діаметрі D_H	w'_H , м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1H}}$	366,6
Число λ_w на діаметрі D_H	λ_{Hw}	$\frac{w'_H}{18,3 \sqrt{T_a}}$	1,17
Температура повітря за колесом	T_2 , К	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + \alpha_{m6}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \overline{C_m}^2 \right]$	395,6
Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_2$	3,08
Тиск за колесом	P_2 , Па	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	223280
Густина повітря	ρ_2 , кг/м ³	$\frac{P_2}{287 T_2}$	1,97
Проекція абсолютної швидкості c_2 на колову	c_{2u} , м/с	μU_2	388
Меридіональна складова абсолютної швидкості	c_{2r} , м/с	$\varphi_{2r} U_2$	90
Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	c_2 , м/с	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	399

Продовження табл. 3.3.

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результат
Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2/\sqrt{kRT_2}$	1,0
Кут потоку на виході з колеса	α_2 , град	$\arctg\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)$	13,5
Ширина колеса на виході	b_2 , м	$\frac{G}{\pi\rho_2c_{2r}D_2}$	0,037
Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$c_3^{(1)}$, м/с	$c_2\frac{D_2}{D_3}$	295,6
Температура повітря за БЛД	$T_3^{(1)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	431
Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1}\eta_3$	2,8
Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,56
Тиск за БЛД	P_3 , Па	$P_2\left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	255452
Густина повітря за БЛД	ρ_3 , кг/м ³	$\frac{P_3}{287T_3}$	2,06
Ширина БЛД на виході	b_3 , м	$b_2 0,77$	0,0299
Кут виходу потоку з БЛД	α_3 , град	$\arctg\left[\frac{b_2}{b_3}\frac{\rho_2}{\rho_3}\{tg\alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2\alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3}(R_3 - R_2) \times \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1}\frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3}\right)\right]\right]\right]$	15,4
Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3^{(2)}$, м/с	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	299
Температура повітря за дифузором	$T_3^{(2)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	430
Визначення числа Маха	M_{c3}	$M_{c3} = c_3/\sqrt{kRT_3}$	0,719

Таблиця 3.4 Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результат
Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3Л}$, град	$\alpha_{3Л} = \alpha_3 + i_3$	17,4
Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4Л}$, град	$\alpha_{3Л} + \Delta\alpha$	32,4
Середній кут установки лопатки	$\alpha_{ср}$, град	$(\alpha_{3Л} + \alpha_{4Л})/2$	24,9
Кут потоку на виході з ЛД	α_4 , град	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4Л}}{k_\alpha}$	30,36
Коефіцієнт захаращення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_Д \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3Л}}$	0,917
Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_Д \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4Л}}$	0,967
Ширина дифузора на виході	b_4 , м	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	0,039
Дифузорність Л	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	2,42
Кут розкриття еквівалентного дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3Л}}{D_3 z_Д}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	6,62

Таблиця 3.5 Розрахунок та конструювання повітрязбірної завивки

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результати
Комплекси показника політропи в ЛД	$k_{n_4}, k_{2_{n_4}}$	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$ $k_{2_{n_4}} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	2,975 2
Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}$, К	$T_4 = T_3$	430
Швидкість повітря на виході з ЛД	c_4 , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	100

Продовження табл. 3.5

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результат
Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}, \text{ К}$	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	470
Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{ Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}$	347544
Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_{\text{л}}, \text{ м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,\text{л}} - D_3 \cos \alpha_{3,\text{л}})}$	0,124
Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_{\text{ц}}, \text{ м}$	$\sqrt{R_{\text{л}}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\text{л}} \cos \alpha_{3,\text{л}}}$	0,511
Швидкість повітря на виході з компресора	$c_5, \text{ м/с}$	$c_1 A$	76,5
ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	0,526
Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	1,82
Зміна тиску повітря у завитці (при $\left \frac{c_5 - c_4}{c_4} \right \leq 0,03$)	$\Delta P_5, \text{ Па}$	$\xi_4 \frac{\rho_4 c_4^2}{2}$	2937,5
Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{ Па}$	$P_4 - \Delta P_5$	344606
Температура повітря за завиткою $\left \frac{c_5 - c_4}{c_4} \right \leq 0,03$	$T_5, \text{ К}$	$T_5 = T_4$	469,8
Тиск повітря за завиткою	$\Delta P_5, \text{ Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$	344607
Адiabатний ККД компресора	$\eta_{\text{ад}}$	$\frac{T_0 \left[(P_5/P_0)^{0.286} - 1 \right]}{T_5 - T_0}$	0,82
Адiabатна робота стискування повітря	$L_{\text{кад}}$	$L_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} R T_0 \left(\Pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right);$	131576
Потужність компресора	$N_{\text{к}}$	$\frac{G_{\text{пов}} \cdot L_{\text{ад,к}}}{\eta_{\text{ад,к}}}$	1468
Повна температура газу за компресором	T_5^*	$T_5 + c_5^2 / 2C_{\text{рп}}$	472

3.3. Розрахунок проточної частини турбіни

Таблиця 3.6 Визначення параметрів газу перед турбіною

Параметр	Джерела інформації, формули	Результат
1. Витрати газу через турбіну, G , кг/с	$G_k + \frac{g_e N_e}{3600}$	10,75
2. Тиск газу у колекторі, $P_r = P_t$, МПа	(0,75...0,9) P_k ,	0,313
3. Температура залишкових газів, T_r	$T_z \approx T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_z-1}{n_z}}$	751,4
4. Повна температура газу перед турбіною T^0	$T^0 = T_r \approx \frac{(\phi_a - 1) T_k + \beta_0 \cdot T_r}{\phi_a - 1 + \beta_0}$	681
5. Підігрів повітря в компресорі, ΔT_k , К	$\Delta T_k = \frac{T_1 (\pi_k^{\frac{k_n-1}{k_n}} - 1)}{\eta_k}$,	159,7
6. Температура робочого тіла за ступенем, T_{2f} , К	Береться з подальшим уточненням $T_0^* - \Delta T_k$,	521
7. Середня температура процесу в ступені, T_{cp} , К	$0,5 \cdot (T_0^* + T_{2f})$	601
8. Теплоємність робочого тіла, C_p , Дж/(кг · К)	задано	1102
9. Комплекс, $m = \frac{k-1}{k}$	$m = \frac{k-1}{k}$	0,265
10. Показник ізоентропи, k	$\frac{1}{1-m} = 1/(1-0,265)$ Примітка: $k = 1,33...1,34$ — для чотиритактного ДВЗ; $k = 1,35...1,36$ — для двотактного ДВЗ	1,36
11. Газова стала R , Дж/(кг · К)	$C_p \cdot m = 1102 \cdot 0,265$	292
12. Уточнення температури робочого тіла за ступенем, T_{2f} , К	$T_{2f} = T_0^* - \frac{h_a^*}{C_p}$	521
13. Допустима величина опору за турбіною, ΔP , МПа	Визначається за результатами гідравлічного розрахунку системи газовідводу ДВЗ. Приймається 0,003...0,0060	0,005

Продовження табл. 3.6

Параметр	Джерела інформації, формули	Результат
14. Статичний тиск газу за турбіною, P_2 , МПа	$P_H + \Delta P$ 0,1012+0,0038 $P_2 = P_{20} = P_H + \Delta P - \Delta P_d$	0,105
15. ККД турбокомпресора, η_{TK}	Приймається 0,68...0,72	0,72
16. Тиск газу перед турбіною, згідно енергетичного балансу P_0^* , МПа	$\frac{P_2}{\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{L_K \cdot G_K}{R \cdot T_0^* \cdot \eta_{TK} \cdot G}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}$	0,298
17. Порівняння P_0^* з P_T	$(P_T - P_0^*) / P_0^*$	0,0515
18. Наявна робота турбіни, L_T (наявний теплоперепад ступеня, h_a^*), Дж/кг	$\zeta_p \cdot T_0^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]$	181320
19 ККД турбокомпресора, η_{TK}	Для сучасних ТК ККД відцентрових компресорів досягає 85%, осьових турбін 86%. Загальний ККД ТК при цьому становить близько 72,5%.. В інших випадках ТК приймається в межах 0,60...0,70.	0,725
20.Наявний теплоперепад ступеня, h_a^* , Дж/кг	$h_a^* = G_K L_{ad} / G \cdot \eta_{TK}$	176377

Таблиця 3.7 Термогазодинамічний розрахунок осьового ступеня турбіни з дифузorzом

Параметр	Джерела інформації, формули	Результат
21. Адіабатний перепад ентальпії у дифузorzі, h_{ad} , Дж/кг	$(0,05...0,1) h_a^*$	14110
22. Наявний теплоперепад ступеня з дифузorzом, h_a^* , Дж/кг	$h_a^* + h_{ad}$	190487
23. Теоретична швидкість за сопловими каналами, відповідна наявному теплоперепаду ступеня, ζ_{ad} , м/с	$\sqrt{2 \cdot h_a^*}$	617
24. Віяловість ступеня, $\lambda = \frac{D_{cp}}{l_{cp}}$	Приймається 4...6, або згідно прототипу та уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	5

Продовження табл. 3.7

Параметр	Джерела інформації, формули	Результат
25. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі, ρ_k	Приймається 0,03...0,05	0,05
26. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі, ρ	$\rho_k + \frac{2 \cdot \lambda - 1}{\lambda^2}$	0,41
27. Кут виходу потоку із соплової решітки, α_1 , град.	Приймається 14...18	17
28. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки, φ	Приймається 0,95...0,98	0,96
29. Наявний тепло перепад в соплових каналах, h_{ac}^* , Дж/кг	$h_a^* \cdot (1 - \rho)$	112388
30. Швидкість виходу потоку із соплової решітки, C_1 , м/с	$\varphi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{ac}^*}$	455
31. Характеристика ступеня, $\nu = \left(\frac{U_{cp}}{C_{ad}} \right)_{opt}$	$\frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}}$	0,6
32. Колова швидкість на середньому діаметрі, U_{cp} , м/с	$C_{ad} \cdot \nu$	372
33. Середній діаметр ступеня, D_{cp} , м	$\frac{U_{cp}}{\pi n_{TK}}$ Примітка: $D_{cp} = (0,85...0,95) \cdot D_{2K}$	0,396
34. Уточнення температури робочого тіла за ступенем, T_{2t} , К	$T_{2t} = T_0^* - \frac{h_a^*}{C_p}$	508
35. Статичний тиск за ступенем турбіни з дифузором, P_{2a} , МПа	$P_0^* \left[1 - \frac{h_{ad}^*}{C_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	0,105
36. Густина потоку за ступенем турбіни з дифузором, ρ_{2a} , кг/м ³	$\rho_{2a} = \frac{P_{2a} \cdot 10^6}{R \cdot T_{2to}}$	0,527
37. Втрати енергії в соплових каналах, q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \cdot h_{ac}^*$	8811

Продовження табл. 3.7

Параметр	Джерела інформації, формули	Результат
38. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск, P_1 , МПа температура, T_1 , К густина, ρ_1 , кг/м ³	$P_0^* \cdot \left[1 - \frac{h_{ac}^*}{\zeta_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ $T_0^* - \frac{\zeta_1^2}{2 \cdot \zeta_p}$ $\frac{P_1 \cdot 10^6}{R \cdot T_1}$	0,162 587 0,942
39. Швидкість звуку на виході з соплової решітки, a_1 , м/с	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_1}$	482,7
40. Число Маха на виході з соплових каналів, M_1	$\frac{\zeta_1}{a_1}$	0,943
41. Довжина вихідної кромки соплових лопаток, l_c , м	$\frac{G}{\pi \cdot D_{cp} \cdot \zeta_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \rho_1}$	0,06
42. Кут розкриття проточної частини, $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, град	Приймається 4...18 $\gamma_n = \gamma_k = 2...9$	17
43. Осьовий зазор у ступені, S , м	Приймається 0,003...0,010	0,009
44. Ширина соплових лопаток, B_c , м	$B_c = l_c / (l_c / B_c)$	0,02
45. Відношення довжини до ширини робочих лопаток, $\frac{l_p}{B_p}$	2,5...4,0	3,0
46. Ширина робочих лопаток, B_p , м	$B_p = l_p / (l_p / B_p)$	0,03
47. Радіальний зазор, δ_p , м	Приймається (0,005...0,010) · l_p	0,008
48. Довжина вихідної кромки робочих лопаток, l_p , м	З ескізу проточної частини $l_p = l_c + 2 (B_p + S) \operatorname{tg} \gamma_n$	0,0714
49. Віяловість ступеня, λ	$\frac{D_{cp}}{l_p}$	5,54
50. Кут установи соплових лопаток, α_y , град	$\alpha_y = f \cdot (\alpha_0 - \alpha_1)$ (рис. 2Д)	35

Параметр	Джерела інформації, формули	Результат
51. Хорда профілю соплової лопатки, $\bar{b}_c$, м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,0351
52. Відносний крок соплової решітки, $\bar{t}_c = \frac{t_c}{b_c}$	Приймається 0,75...0,90	0,8
53. Відносна швидкість входу потоку на робочій лопатки, W_1 , м/с	$\sqrt{C_1^2 + U_{cp}^2 - 2U_{cp} \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1}$	147,6
54. Кут входу потоку на робочій лопатки у відносному русі, β_1 , град	$\arcsin \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{W_1}$	64,4
55. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки, ψ	Приймається 0,94...0,96	0,96
56. Ізоентропійний теплоперепад у робочій решітці, h_{ap} , Дж/кг	ρh_a^*	78100
57. Наявний теплоперепад у робочій решітці, h_{ap}^* , Дж/кг	$h_{ap} + \frac{W_1^2}{2}$	88993
58. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів, W_2 , м/с	$\psi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{ap}^*}$	405
59. Втрати енергії у робочому каналі, q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \cdot h_{ap}^*$	6977
60. Статичні параметри потоку на виході з робочих каналів: температура, T_2 , К густина, ρ_2 , кг/м ³	$T_1 - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2 \cdot C_p}$ $\frac{P_2 \cdot 10^6}{R \cdot T_2}$	522,6 0,688
61. Швидкість звуку на виході з робочих каналів, a_2 , м/с	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_2}$	455
62. Число Маха на виході з робочої решітки, M_{w2}	W_2 / a_2	0,889
63. Кут виходу потоку з робочої решітки, β_2 , град	$\arcsin \cdot \frac{G}{\pi \cdot D_{cp} \cdot W_2 \cdot l_p \cdot \rho_2}$	22,3
64. Кут установки профілів робочої решітки, β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$	42

Продовження табл. 3.7

Параметр	Джерела інформації, формули	Результат
65. Хорда профілю робочих лопаток, δ_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,0326
66. Відносний крок робочої решітки, $\bar{f}_p = \frac{f_p}{\delta_p}$	$0,4 \cdot p + 0,6$	0,764
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки, C_2 , м/с	$\sqrt{W_2^2 + U_{cp}^2 - 2 \cdot U_{cp} \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}$	144
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю, q_a , Дж/кг	$C_2^2 / 2$	10424
69. Кут виходу потоку зі ступеня, α_2 , град	$\arccos \frac{W_2 \cos \beta_2 - U_{cp}}{C_2}$ у випадку значного (більше 5...10°) відхилення від 90° змінити кут γ або α_1	87,5
70. Колові складові абсолютних швидкостей: за сопловою решіткою, C_{1u} , м/с за робочою решіткою, C_{2u} , м/с	$C_1 \cdot \cos \alpha_1$ $C_2 \cdot \cos \alpha_2$	432 6,23
71. Колова робота ступеня, l_u , Дж/кг	$U_{cp} \cdot (C_{1u} + C_{2u})$	163438
72. Коловий ККД ступеня за кінематичними параметрами, η_u	l_u / h_a^*	0,858
73. Коловий ККД ступеня за коловими втратами, η_u'	$\eta_u' = \frac{h_a^* - q_c - q_p - q_a}{h_a^*}$ Таким чином, забезпечується умова $\eta_u \geq \eta_u'$	0,862
74. Радіальний зазор, δ_p , мм	Приймається 0,5...1,0	0,0008
75. Відносна величина радіального зазору, $\bar{\delta}_p = \delta_p / l_p$	0,0008/0,101	0,0112
76. Число виступів радіального лабіринтового ущільнення, Z	За відсутністю лабіринтів Z = 1	1
77. Міра реактивності у периферійному перерізі, $\rho_{зоз}$	$1 - (1 - p) \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda + 1} \right)^2$	0,59

Параметр	Джерела інформації, формули	Результат
78. Витоки через периферійний радіальний зазор лопаток, $\xi_{\text{вт}}^{\delta}$	$\frac{0,15 \cdot \zeta_{\text{ад}} \cdot \text{ctg} \alpha_1}{l_2 \cdot \sin \beta_2} \cdot \frac{\delta_p}{l_p} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\text{зоз}}}{Z}} \cdot \eta_u$	0,0146
79. Середня густина потоку в робочих каналах, $\rho_{\text{ср}}, \text{ кг/м}^3$	$0,5 \cdot (\rho_1 + \rho_2)$	0,815
80. Коефіцієнт конструктивного оформлення ступеня, K_{δ}	Приймається $(0,55 \dots 0,90) \cdot 10^{-3}$	0,00075
81. Втрати від тертя диска од робоче тіло, $\xi_{\text{тр}}$	$K_T \cdot \frac{D_{\text{ср}}}{l_c \cdot \sin \alpha_1} \cdot \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \cdot \left(\frac{U_{\text{ср}}}{\zeta_{\text{ад}}} \right)^3$	0,00319
82. Внутрішній ККД ступеня, η_i	$\eta_u - \xi_{\text{вт}}^{\delta} - \xi_{\text{тр}}$	0,869
83. Внутрішній тепло-перепад ступеня, $h_i, \text{ Дж/кг}$	$h_a^* \cdot \eta_i$	165609
84. Внутрішня потужність ступеня, $N_i, \text{ Вт}$	$G \cdot h_i$	1559484
85. Механічний ККД ступеня, η_m	Приймається $0,95 \dots 0,99$	0,95
86. Потужність турбіни, $N_T, \text{ кВт}$	$N_i \cdot \eta_m \cdot 10^{-3}$	1481,5
87. Оцінка помилки у забезпеченні енергетичного балансу турбокомпресора	$\frac{ N_T - N_K }{N_T}$	0,00888
88. Ефективний ККД турбіни, $\eta_{\text{е т}}$	$\eta_i \cdot \eta_m$	0,826
89. Відносна потужність турбіни, δ_T	N_T / N_e	0,279

3.3. Розробка загальної компоновки турбокомпресора та його основних елементів

При компонуванні ТК обирається схема з консольним розташуванням коліс компресора та турбіни, яка характерна для фірми МБД. 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.

Компоновання компресора та турбіни виконується за результатами розрахунків геометрії їх елементів та побудови ескізів проточних частин (рис. 3.3)

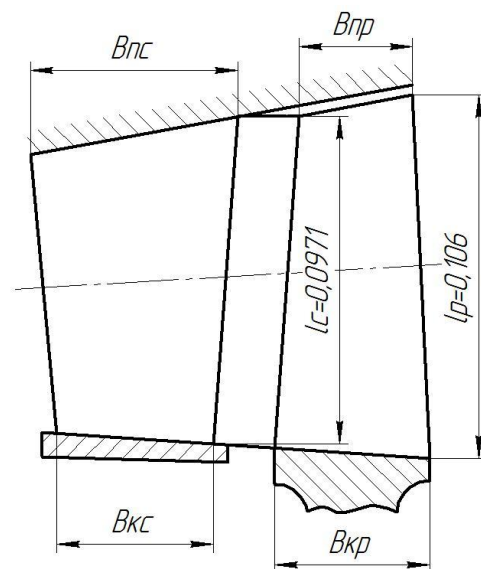
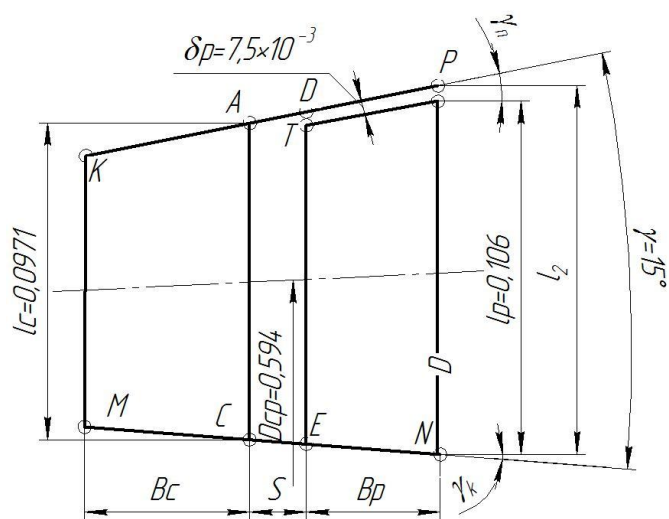


Рисунок 3.3. Ескіз проточної частини осьового турбінного ступеня

Висновок: в розділі розраховано та компоновано турбокомпресор марки ТСА – 44, що встановлено на двигун 8S30ME-B9.

4 Розробка принципів схем систем двигуна та розрахунок основних елементів

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

Системою ДВЗ називається сукупність трубопроводів, механізмів, апаратів, приладів, будов, ємностей, призначених для виконання означених функцій по забезпеченню експлуатації ДВЗ.

Трубопровід системи – це сукупність труб, арматури, приладів, деталей кріплення і захисту труб від пошкоджень, призначених для транспортування рідинних та газоподібних середовищ.

В залежності від функціонального призначення трубопроводу розрізняють:

1. приймальний, по якому середовище надходить до механізму;
2. перекачувальний;
3. напірний, призначений для переміщення робочого середовища під напором;
4. наливний;
5. відливний;
6. зливний тощо.

Для стандартизації і уніфікації труб, арматури, з'єднань установлені поняття:

- умовний прохід O_y – внутрішній діаметр арматури, труб;
- умовний тиск P_y – найбільший надлишковий тиск (при температурі 20°C), при якому допустима робота;
- 7. пробний тиск $P_{пр}$ – надлишковий тиск, при якому проводяться гідравлічні випробовування елементів на міцність і щільність;
- 8. робочий тиск P_p – найбільший надлишковий тиск, при якому забезпечується потрібний режим експлуатації.

4.1 Системи охолодження

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

Робочими середовищами в СЕУ є паливо та повітря, масло, забортна та прісна вода. Вода порівняно з іншими охолоджуючими середовищами має більшу теплоємність і при швидкостях 0,5...2,5 м/с високі коефіцієнти тепловіддачі. Це легкодоступне охолоджуюче середовище, яке широко застосовується в установках усіх типів. Однак у воді містяться розчинні солі, мікроорганізми та інші домішки, які при нагріванні випадають в осад.

Особливо багато солей та домішок у морській забортній воді, тому її підігрів у теплообмінних апаратах вище 55 °С небажаний. При необхідності нагріву охолоджуючого середовища вище зазначеної температури на суднах використовують двоконтурні системи охолодження з використанням у високотемпературному контурі іншого теплоносія, наприклад прісної води.

Прісна вода допускає нагрівання до 80...90 °С у системах охолодження при атмосферному тиску, а при підвищеному – до ще більших температур. Прісна вода, що циркулює у внутрішньому контурі, проходить попередню обробку з метою зниження солевмісту, жорсткості та видалення різноманітних домішок. До неї вводять інгібітори – уповільнювачі корозії.

В СЕУ найбільшого поширення набули системи охолодження забортною водою. Нею охолоджують головні та допоміжні конденсатори парових турбін, охолоджувачі прісної води ДВЗ, масло охолоджувачі циркуляційних систем змащування редукторів, ДВЗ, ТЗА та ГТД, компресори, підшипники суднового валопроводу та інші елементи СЕУ.

Атмосферне повітря, що застосовується як охолоджуюче середовище, має теплоємність майже в чотири рази меншу порівняно з водою, отже, системи охолодження потребують збільшену, порівняно з водою, його кількість та подавання зі швидкістю до 10 м/с. Це створює певні незручності внаслідок підвищеної витрати енергії на нагнітання повітря. Тому повітря як охолоджуюче середовище застосовується тільки у тих випадках, коли використання рідких охолоджуючих середовищ утруднене (в електродвигунах та електрогенераторах).

До системи водяного охолодження забортна вода надходить через спеціальні приймальні пристрої. Відповідно до вимог Регістру у кожному МВ повинно бути не менше двох кінгстонних ящиків циркуляційної або охолоджуючої води, через які можна прийняти забортну воду за будь-яких умов експлуатації. Як правило, один кінгстонний ящик розміщують у подвійному дні, а другий – попіл бортом. Їх обладнують пристроями для подавання пари тиском 0,5 МПа, гарячої води та стисненого повітря ($p = 0,3$ МПа), які використовуються для підігрівання води у ящиках та для продування приймальних решіток. Окрім того, у верхній частині кінгстонного ящика передбачено трубопровід для відведення повітря, що потрапило разом з водою.

На суднах льодового плавання приймання забортної води у систему охолодження здійснюють через льодові ящики. Крихти криги (шуга), що потрапляють у ящик разом з водою, спливають догори. Приймальний кінгстон установлено у нижній частині ящика, що забезпечує надійний прийом. Для розтоплення шуги, що потрапила до льодового ящика, до нього підводять рециркуляційний трубопроводом частину підігрітої води з системи охолодження.

Відведення охолоджуючої води за борт здійснюється крізь неповоротно-запірний клапани. Для того, щоб нагріта у системі охолодження вода при відведенні не потрапляла до приймальних отворів, останні розташовують до носа судна від відливних.

Найбільш складні системи охолодження у ДУ звичайно двоконтурні (прісною та забортною водою). Окремі вузли ГД охолоджуються маслом і паливом. Залежно від роду рідини, що охолоджує циліндри, поршні та форсунок двигуна, розрізняють такі системи: з охолодженням циліндрів, поршнів та форсунок прісною водою; з охолодженням циліндрів та форсунок прісною водою, а поршнів – маслом; з охолодженням циліндрів прісною водою, поршнів – маслом, а форсунок – паливом.

У цих системах охолодження прісної води і масла здійснюється забортною водою у водо- та

маслоохолоджувачах. Температура забортної води на виході не повинна перевищувати 55 °С, щоб з неї не випадали солі та не осаджувались на стінках теплообмінних поверхонь у вигляді накипу. Температуру прісної охолоджуючої води підтримують на вході двигуна не нижче 55 °С, а на виході не більше 65...75 °С у головних мало оборотних двигунах.

4.2 Опис принципу роботи системи охолодження

Головний двигун та дизель-генератори охолоджуються прісною водою, яку подають до магістралі головним насосом прісної води. Через водоохолоджувач прісна вода надходить на охолодження ГД, а потім, виходячи з нього, проходить через водопідігрівник, деаератор та опріснювач і подається до приймального патрубку охолоджуючого насоса. По другій гілці охолоджуюча прісна вода надходить через водомаслоохолоджувач до ДГ та, виходячи з нього, у всмоктувачу магістраль насоса. Циркуляція прісної води здійснюється насосом за замкненим контуром.

До системи включено розширювальну цистерну, яка необхідна для поповнення кількості прісної води, що зменшується через витікання. У цю ж цистерну відводиться пароповітряна суміш з порожнин охолодження двигунів та теплообмінних апаратів. Водопідігрівник використовують під час розігрівання установки перед запуском ГД.

Система забортної води складається з окремих ділянок, які з'єднані між собою з метою резервування механізмів. На сучасних суднах забортна вода з кінгстонних ящиків надходить через фільтр до кінгстонно-розподільного каналу, який розташований у МВ судна між сусідніми непроникними флорами. Завдяки кінгстонно-розподільному каналу можна приєднувати багатьох споживачів на великій ділянці по ширині судна, що дозволяє зменшити довжину трубопроводів забортної води.

Головний циркуляційний електронасос подає забортну воду до загальносуднової магістралі, звідки вона надходить на охолодження теплообмінників ГД та ДГ, компресорів, підшипників валопроводу та маслоохолоджувача ущільнювальної системи дейдвуда, а потім зливається за борт.

На ГД забортною водою прокачують охолоджувачі надувного повітря, масла, прісної води, масла газотурбонагнітача та палива. У ДГ забортна вода подається на охолоджувачі надувного повітря, масла та води, а потім на злив. Циркуляційний електронасос є резервним для насосів.

4.3 Система газовідводу двигуна

Система газовідводу СЕУ призначена для відводу продуктів згоряння від головних і допоміжних двигунів і котлів. До її складу входять газовипускні трубопроводи, глушники шуму, іскрогасники, компенсатори температурних розширень, УК та інші елементи.

Схема системи газовідводу визначається типом СЕУ та призначенням судна. Система призначена для транспортування газів, які мають високу температуру (150... 500 °С), є токсичними та несуть недопалені крихти палива у вигляді іскор, що може стати причиною пожежі. Це потребує надання ряду спеціальних вимог до газовідвідних систем під час їх проектування.

Звичайно кожний двигун повинен мати окремий газовипускний трубопровід, проте

допускається і об'єднання цих трубопроводів за наявності надійних пристроїв, що вимикають непрацюючий двигун.

Димоходи (газовипускні трубопроводи) головних або допоміжних парових котлів можуть бути об'єднані у загальний трубопровід. Випускні гази головних суднових парових котлів мають на виході помірну температуру (150... 180 °C), тому температурні розширення трубопроводу для них невеликі.

Димохід виготовляють з листової сталі товщиною 3...5 мм за допомогою електрозварювання. Для надання йому жорсткості листи підкріплюють косинцями із внутрішньої або зовнішньої сторони. З зовнішнього боку димохід захищають шаром ізоляційного матеріалу товщиною 10...12мм, а потім на відстані 10... 12 мм від ізоляції кріплять сталеві листи зовнішньої обшивки товщиною 1,0...1,5 мм. Повітряний прошарок між обшивкою та ізоляцією виступає додатковою теплоізоляцією. Димохід виводиться в суднову димову трубу через виріз у його діафрагмі. Внутрішній переріз димоходу визначають виходячи з максимального значення швидкості випускних газів, яка для головних котлів складає 7... 10 м/с, а для допоміжних –15...20 м/с.

Газовипускні труби ДВЗ виготовляють із сталевих труб стандартних розмірів невеликої довжини (3...5 м), що з'єднуються між собою за допомогою фланців. Між фланцями встановлюють паронітові прокладки для газонепроникності стиків.

Переріз газовипускних труб звичайно значний, що утруднює виготовлення вигинів. У більшості випадків такі труби виконують за допомогою зварювання з наперед заготовлених обчайок.

Газовипускні трубопроводи двигунів на морських судах виводять догори через димар. На судах невеликої водотоннажності або на спеціальних, випуск газів може бути здійснено вище або нижче ватерлінії.

При розрахунках прохідного перерізу газовипуску виходять з таких допустимих швидкостей газу, м/с: 25... 30 для двотактних ДВЗ; 40...50 для чотиритактних ДВЗ; 50...60 для ГТД простого циклу; 15...20 для ГТД з регенерацією.

Температура випускних газів дизелів та ГТД значно вища, ніж у котельних установок, і досягає інколи 500 °C. У зв'язку з високою температурою газів значно змінюються лінійні розміри трубопроводу та підвищується тепловіддача у МВ. Теплове подовження окремих ділянок газовипускних трубопроводів може складати 3...5 мм на 1 м довжини. З метою компенсації теплових подовжень у газовипускний трубопровід необхідно вмонтувати спеціальний еластичний елемент – компенсатор, який не тільки компенсує температурні подовження, але й знижує рівень шуму та вібрації.

Застосовують сальникові та лінзові компенсатори. Їх встановлюють на довгих прямих ділянках труб, а також біля газовипускних колекторів або біля випускних патрубків газотурбодвигачів.

Труби кріплять за допомогою жорстких опор та пружних пружинних підвісок. Місця розташування опор та підвісок визначають так, щоб маса трубопроводу передавалась на корпус судна, а не сприймалася двигуном.

У системах газовипуску встановлюють глушники шуму, а на судах з підвищеною небезпекою пожежі (танкери, газовози, судна, що перевозять ліс, бавовну та інші легкогорючі матеріали)

передбачають іскрозасники.

При установці утилізаційних парових котлів, у яких крім зниження температури газів забезпечується зглушення шуму та іскрозасіння, автономні зглушники та іскрозасники можуть не застосовуватися.

Газовипускні труби та димоходи у межах закритих приміщень ізолюють відбросіюкою тепловою ізоляцією, що значно знижує тепловіддачу. При розрахунках товщини ізоляційного шару виходять з того, що температура зовнішньої поверхні трубопроводу не повинна перевищувати 50...55 °С. У місцях можливих пошкоджень ізоляційний шар вкривають тонким листовим металом.

Зрізи газовипускних труб розташовують відносно козирка суднової димової труби так, щоб виключити задимлення судна. Конструкції судових димових труб бувають різними. Останнім часом віддають перевагу газовипускним трубам, які значно виступають над кожухом димаря, що сприяє знесенню димових газів від судна зустрічним потоком повітря.

На судах з двовальною установкою часто установлюють дві димові труби по обидві сторони ДП або ближче до бортів. Інколи їй одновальні установи мають дві димові труби. В одній з них розташовують газовипускний трубопровід ГД, а у другій – усі газовипускні трубопроводи допоміжних двигунів та котлів.

4.4 Опис принципу роботи системи газовідводу

Система газовідводу працює наступним чином, відпрацьовані гази потрапляють із циліндрів у колектор. В колекторі тиск випускних газів врівноважується і після цього випускні гази направляються до газової турбіни повітрянагнітача. Віддавши свою кінетичну енергію гази надходять до УК.

Маючи великий енергетичний потенціал випускні гази віддають своє тепло на нагрів гарячої води в УК. Гаряча вода та пар на судні використовується з різноманітними цілями. Після проходження УК відпрацьовані гази направляють газоходами до шумозглушника, де знижується рівень шуму, та після цього відпрацьовані гази потрапляють в атмосферу.

4.5 Система стисненого повітря двигуна

Системами стисненого повітря обладнують ЕУ всіх типів. Найбільш розвинуті ці системи на дизельних транспортних, промислових та на великих газотурбінних судах. Розрізняють системи стисненого повітря низького (до 1 МПа), середнього (до 3 МПа) та високого (більше 5 МПа) тиску. Повітря низького тиску витрачається на господарські потреби судна та ЕУ (продування механізмів, кінгстонів), середнього тиску – здебільшого на пуск та реверс ДВЗ, а високого – у системах управління ГТД, пуску допоміжних ДВЗ та на інші цілі.

За комплектацією механізмами та пристроями системи стисненого повітря суден різних типів практично не відрізняються. Звичайно до складу системи входять поршневі електрокомпресори, масло-вологорідильники, балони для зберігання повітря, редуційні клапани, трубопроводи, контрольно-вимірювальні прилади та пристрої автоматичного регулювання системи.

Згідно з Правилами Регістру повітря для пуску ГД повинно зберігатися у двох балонах однакової місткості. Тиск пускового повітря складає 2,5...3 МПа. На великих судах та для пуску

допоміжних двигунів використовують повітря тиском 5...7 МПа. Запас пускового повітря на судні також визначений Правилами Регістру, відповідно до яких необхідно, щоб його вистачало на 12 послідовних пусків (навперемінно на передній та задній хід) кожного реверсивного Г Д. Для пуску нереверсивних ГД запасу повітря повинно вистачити на шість пусків двигуна найбільшої потужності, а за наявності більш як двох двигунів – на три пуски кожного двигуна. Для ДГ допускається використовувати один балон, місткість якого повинна бути такою, щоб забезпечити шість послідовних пусків одного двигуна. Якщо ДГ розташовані на різних бортах судна, передбачають по одному балону на кожний борт. Між собою балони з'єднують трубопроводом.

При розташуванні ГД у двох приміщеннях, відокремлених водонепроникною перегородкою, у кожному з них установлюють не менш ніж по одному балону на кожному з бортів та по одному головному компресору.

Питома витрата пускового повітря для сучасних дизелів $g_{\text{пов}} = 4...9$ м³ на 1 м³ робочого об'єму циліндрів двигуна.

Стиснене повітря на судні витрачається не тільки на пуск двигунів, але й на інші потреби, тому якщо воно забирається з балонів пускового повітря, то їх місткість повинна бути відповідно збільшена. Наприклад, при використанні стисненого повітря для подавання звукового сигналу за допомогою тифона необхідно збільшити місткість пускових балонів на кількість повітря, яка необхідна для безперервної роботи тифона протягом 8 хв. у буксирів та 6 хв. у інших суден.

Балони пускового повітря являють собою великогабаритні циліндричні ємності. Їх звичайно встановлюють у МВ вздовж бортів у районі платформи з ухилом до корми для накопичування конденсату у місцях розташування клапанів продування або вертикально біля переднього торця ГД. Кожний балон повинен оснащуватись манометром, запобіжним клапаном та іншою арматурою.

Запас стисненого повітря поповнюється за допомогою головних компресорів, яких повинно бути не менше двох (один резервний), та одного первинного компресора з автономним двигуном. Первинний компресор дозволяє створити необхідний запас стисненого повітря для запуску ДГ ("оживлення" установки), а тоді вже може бути запущено один з електрокомпресорів. Компресорна станція може мати у своєму складі і підкачувальний електрокомпресор меншої продуктивності порівняно з основним. Підкачувальний компресор дозволяє поповнювати витрату стисненого повітря при менших витратах електроенергії.

Згідно з Правилами Регістру подача кожного головного компресора повинна бути такою, щоб забезпечити заповнення пускових балонів ГД протягом 1 год, починаючи з тиску, при якому можливі останній пуск або маневр, до робочого початкового тиску.

4.6 Опис принципу роботи системи стисненого повітря двигуна

Балони пускового повітря ГД та ДГ заповнюються за допомогою одного з головних компресорів через водомасловіддільник з автоматичним спуском конденсату. З балонів частина повітря через редуктор спрямовується на господарські потреби та до тифонів. В міру витрачання повітря та зниження тиску у балонах поповнення здійснюється автоматизованим підкачувальним компресором. При великій витраті пускового повітря, як при маневруванні ГД, включається у роботу головний електрокомпресор. Початкове (або аварійне) заповнення балона здійснюється

автономним дизель-компресором з ручним пуском.

При пуску ГД повітря поступає від балона стиснутого повітря до повітророзподільника, в ньому повітряний потік розподіляється на дві основні гілки. Одна керує по черговим відкриттям пускових клапанів, а інша транспортує повітря до потрібного циліндру.

4.7 Визначення параметрів і вибір типу основних елементів систем.

4.7.1 Розрахунки основних елементів системи охолодження

А) подача циркуляційного насоса прісної води, м³/годину:

$$W_{\text{пв}} = \frac{K_3 \cdot Q_{\text{пв}}}{C_{\text{пв}} \cdot \rho_{\text{пв}} \cdot \Delta t_{\text{пв}}}$$

де $Q_{\text{пв}}$ – кількість теплоти, що відводиться водою від циліндрів двигуна, кДж/годину:

$$Q_{\text{пв}} = a_{\text{пв}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p^H$$

$a_{\text{пв}} = 0,09$ – частка теплоти згоряння, що відводиться в охолоджувальну воду;

$$\rho_{\text{пв}} = 1 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{ – густина прісної води;}$$

$\Delta t_{\text{пв}} = (5 \dots 8) ^\circ\text{C} = 6 ^\circ\text{C}$ – перепад – теплоємність прісної води при середній температурі;

$K_3 = 1,2 \dots 1,4 = 1,2$ – коефіцієнт запасу.

$$Q_{\text{пв}} = 0,09 \cdot 0,169 \cdot 5120 \cdot 42,7 = 3325 \frac{\text{кДж}}{\text{годину}}$$

$$W_{\text{пв}} = \frac{1,2 \cdot 3325}{4,2 \cdot 6} = 158 \frac{\text{м}^3}{\text{годину}}$$

Б) подача насоса заборотної води, м³/годину:

$$W_{\text{зв}} = \frac{K_3 \cdot (Q_{\text{пв}} \cdot Q_M \cdot Q_{\text{нп}})}{C_{\text{зв}} \cdot \rho_{\text{зв}} \cdot \Delta t_{\text{зв}}}$$

$Q_{\text{пв}}, Q_M$ – тепло відвід у системі охолодження та масляній системі двигуна, кДж/годину;

$Q_{\text{нп}}$ – тепло відвід від надувного повітря, кДж/годину;

$$Q_{\text{нп}} = 14,3 \alpha_\Sigma \cdot g_e \cdot N_e \cdot \tau_{\text{рп}} \cdot \Delta t_{\text{нп}} \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{годину}}$$

$\alpha_\Sigma = 2,7 \dots 3,8 = 3,2$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$$\tau_{\text{рп}} = 1,0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \text{ – середня масова ізодарна теплоємність повітря;}$$

$\Delta t_{\text{нп}} = (80 \dots 120) ^\circ\text{C} = 100 ^\circ\text{C}$ – перепад температур повітря, значення приймається при тиску наддуву $P_K = 0,2 \dots 0,35 = 0,35 \text{ МПа}$

$$\rho_{\text{зв}} = 1,025 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{ – густина заборотної води;}$$

$$C_{\text{зв}} = 4 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \text{ – теплоємність заборотної води при середній температурі;}$$

$$\Delta t_{\text{зв}} = (10 \dots 15) ^\circ\text{C} = 10 ^\circ\text{C} \text{ – перепад температур;}$$

$$Q_{\text{нп}} = 14,3 \cdot 3,5 \cdot 0,176 \cdot 5120 \cdot 1 \cdot 100 / 1000 = 4510 \frac{\text{кДж}}{\text{годину}}$$

$$Q_M = \alpha_M \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p^H, \frac{\text{кДж}}{\text{годину}} - \text{тепло відвід у системі мащення.}$$

$$Q_M = 0,04 \cdot 0,176 \cdot 5120 \cdot 42,7 = 1539 \frac{\text{кДж}}{\text{годину}}$$

$$W_{\text{зв}} = \frac{1,2 \cdot (3325 + 1539 + 4510)}{4000 \cdot 0,01025 \cdot 10} = 27,4 \frac{\text{м}^3}{\text{годину}}$$

В) розрахунки охолоджувачів.

Площа теплопередавальної поверхні охолоджувача води м^2

$$F_{\text{об}} = \frac{K_3 \cdot Q_{\text{пв}}}{\kappa \cdot \Delta t_{\text{сеп}}}$$

де $\kappa = 1000$ - коефіцієнт теплопередачі;

$\Delta t_{\text{сеп}}$ - середня різниця температур між прісною і забортною водою, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t_{\text{сеп}} = 0,5(t_{\text{пв}}^{\text{вх}} + t_{\text{пв}}^{\text{вх}}) - 0,5(t_{\text{зв}}^{\text{вх}} + t_{\text{зв}}^{\text{вх}})$$

$$\Delta t_{\text{сеп}} = 0,5(80 + 46) - 0,5(72 + 36) = 9^{\circ}\text{C}$$

$$F_{\text{об}} = \frac{1,2 \cdot 3325}{1000 \cdot 9} = 0,44 \text{ м}^2$$

4.7.2 Розрахунки основних елементів системи стиснутого повітря

Сумарна місткість балонів пускового повітря, м^3 .

$$V_z = \frac{V_B \cdot m \cdot n \cdot P_a \cdot \Sigma V_{\text{ц}}}{P_H - P_K}$$

де $V_B = 4 \dots 9 = 7 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$ - питома витрата пускового повітря для сучасних дизелів

m - кількість пусків;

n - кількість двигунів;

$P_a = 0,1 \text{ МПа}$ - атмосферний тиск;

$\Sigma V_{\text{ц}}$ - сумарний робочий об'єм циліндрів, м^3 , який знаходиться з наступного виразу:

$$\Sigma V_{\text{ц}} = 0,785 \cdot D^2 \cdot H \cdot i$$

$$\Sigma V_{\text{ц}} = 0,785 \cdot 0,3^2 \cdot 1,328 \cdot 8 = 0,75 \text{ м}^3$$

$P_H = 2 \text{ МПа}$ - початковий тиск повітря в балонах;

$P_K = 1 \text{ МПа}$ - кінцевий тиск повітря в балонах, при якому ще можливий пуск двигуна.

$$V_z = \frac{7 \cdot 14 \cdot 1 \cdot 0,1 \cdot 0,75}{2 - 1} = 73,5 \text{ м}^3$$

4.7.3 Розрахунки основних елементів системи газовідводу

Діаметр газовідвідних труб від двигуна можливо розрахувати по наступній формулі:

$$d_f = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{g_e \cdot N_e (\alpha_\Sigma \cdot L_0 + 1) T_f}{P_f \cdot v_f}}$$

де $\alpha_\Sigma = 2,7 \dots 3,8 = 3,2$ - сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$L_0 \approx 14,3 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$ - теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг рідинного палива;

$T_f = 568 \text{ K}$ - температура випускних газів;

$P_f = 0,103 \text{ МПа}$ - тиск в газовідводі;

$v_f = 50 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість газів в газовідводі.

$$d_f = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,176 \cdot 5120 (3,2 \cdot 14,3 + 1) 568}{0,103 \cdot 50}} = 0,686 \text{ м}$$

Втрати тиску від тертя газів у газовідвідних трубах знаходяться по формулі:

$$\Delta h_{tp} = \lambda_{tp} \cdot \frac{l}{d_f} \cdot \frac{v_f^2}{2g}, \text{ МПа.}$$

де l - довжина газовідводу;

$\lambda_{tp} = 0,03$ - коефіцієнт тертя газів;

$g = 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ - прискорення вільного падіння тіл.

$$\Delta h_{tp} = 0,03 \cdot \frac{6}{0,686} \cdot \frac{50^2}{2 \cdot 9,8} = 33,5 \text{ МПа.}$$

Висновок з розділу:

Розділ містить основну інформацію щодо систем, що обслуговують ДВЗ, їх розрахунок та основні характеристики.

5 Охорона праці

Охорона життя та здоров'я громадян у процесі їх трудової діяльності, створення безпечних та нешкідливих умов праці є одним з найважливіших державних завдань. Успішне вирішення цього завдання значною мірою залежить від належної підготовки фахівців усіх освітньо-кваліфікаційних рівнів з питань охорони праці.

«Основи охорони праці» — це нормативна дисципліна, яка вивчається з метою формування у майбутніх фахівців з вищою освітою необхідного в їх подальшій професійній діяльності рівня знань та умінь з правових і організаційних питань охорони праці, з питань гігієни праці, виробничої санітарії, техніки безпеки та пожежної безпеки, визначеного відповідними державними стандартами освіти, а також активної позиції щодо практичної реалізації принципу пріоритетності охорони життя та здоров'я працівників по відношенню до результатів виробничої діяльності.

На базі знань дисципліни «Основи охорони праці» здійснюється подальше поглиблене вивчення питань охорони праці стосовно конкретної галузі та особливостей професійної діяльності майбутніх фахівців під час вивчення дисципліни «Охорона праці в галузі» та профільючих дисциплін.

5.1 Характеристика та аналіз шкідливих виробничих факторів при монтажу ДВЗ.

Важливою умовою життєдіяльності людей є праця, тобто діяльність, спрямована на створення матеріальних цінностей. Праця становить єдність двох функцій: засобу до життя і сфери ствердження особи. Перша з цих функцій знаходить своє відображення в орієнтуванні працівника на зміст праці, її відповідність його внутрішнім запитам, моральне задоволення роботою. Наука про охорону праці тісно пов'язана з іншими науками. Вона широко використовує найновіші досягнення науки і техніки, ґрунтується на теоретичних розробках з фізики, хімії, математики, електроніки, медицини, економіки тощо.

Важливе місце в розробці питань охорони праці займають такі наукові дисципліни, як ергономіка, інженерна психологія і фізіологія праці, технічна естетика. Але завжди слід знати ті фактори і чинники які впливають на здоров'я і самопочуття персоналу організації, що обслуговує СЕУ. Під час роботи на працюючих впливають різні шкідливі фактори, які за характером свого впливу поділяються на фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

Небезпечними та шкідливими називають фактори, що призводять до раптового погіршення здоров'я людини, або навіть смерті, під час її трудової діяльності.

До числа небезпечних та шкідливих факторів слід віднести,[10]

- машини і механізми, що рухаються
- електроустаткування;
- недостатня або надмірна освітленість робочої зони;
- шум та ультразвук;
- вібрація

- іонізуюче випромінювання;
- мікроклімат;
- судини під тиском;
- пожежна небезпека;

Відхилення від норм мікроклімату на робочому місці негативно впливає на організм людини, що в свою чергу веде до погіршення стану здоров'я та часткової або повної втрати працездатності. Величини показників мікроклімату у приміщеннях повинні відповідати нормам, зазначеним ГОСТ 12.1.005-76 (загальні санітарно-гігієнічні вимоги к повітрю в промисловій зоні)

Правильно організоване освітлення позитивно впливає на діяльність центральної нервової системи, знижує енерговитрати організму на виконання певної роботи, що сприяє підвищенню працездатності людини, продуктивності праці і якості продукції, зниженню виробничого травматизму тощо. При недостатньому чи надмірному освітленні робочої зони очі сильно напружуються, знижується темп роботи, збільшується стомлюваність. З часом у працівників можливі розвиток захворювань очей, таких як короткозорість чи інших, тому освітлення робочих приміщень повинно відповідати нормам СНиП II-4-79, природне та штучне освітлення.

5.1.1 Безпека при експлуатації систем під тиском. До ємностей, які працюють під тиском за ДНАОП 0.00-1.07-94 правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском, відносяться :

- герметично закриті ємності, які призначені для здійснення хімічних і теплових процесів, а також для зберігання і перевезення стиснених, зріджених і розчинених газів і рідин;
- посудини, що працюють під тиском води з температурою вище 115 °С або іншої рідини з температурою, яка перевищує температуру кипіння при тиску 0,07 МПа (0,7 кгс/см²), без урахування гідростатичного тиску;
- посудини, що працюють під тиском пари або газу вище 0,07 МПа (0,7 кгс/см²);
- балони, призначені для транспортування і зберігання зріджених, стиснутих і розчинених газів під тиском вище 0,07 МПа (0,7 кгс/см²);
- цистерни та бочки для транспортування і зберігання зріджених газів, тиск пари яких при температурі до 50 °С перевищує тиск більше 0,07 МПа (0,7 кгс/см²);
- цистерни і судини для транспортування і зберігання зріджених, стислих газів, рідин і суспензій, в яких тиск вище 0,07 МПа (0,7 кгс/см²) утворюється періодично для їх спустошення;
- барокамери.

5.1.2 Причини аварій і нещасних випадків при експлуатації систем, які працюють під тиском. Причинами вибухів котельних установок є перегрівання стінок котла (внаслідок упущення води), або недостатнє охолодження внутрішніх стінок внаслідок накопичення накипу, а також раптове руйнування стінок котла внаслідок появи в них тріщин або втомних утворень, обумовлених перевищенням тиску порівняно з розрахунковим при несправності запобіжних пристроїв.

Компресорні установки можуть вибухати внаслідок невиконання вимог експлуатації двигунів установки при наповненні повітрязбірника. Основними причинами вибухів є:

- перегрівання поршневої групи, яке викликає активну розкладання вуглеводнів, суміш якого з повітрям призводить до утворення вибухонебезпечного середовища;
- Застосування легкоплавких масел, здатних розкладатися на складові частини при невисоких температурах;

- накопичення статичної електрики на корпусі компресора або повітроздірника, що призводить до іскріння від пилюнок всмоктуваного повітря;
- перевищення тиску в повітроздірнику внаслідок несправності запобіжного клапана.

Причиною розгерметизації трубопроводів може бути замерзання конденсату, деформації внаслідок теплових розширень. Балони можуть вибухнути від ударів, падіння, взаємних ударів, перегрівання, підвищення внутрішнього тиску, порушення роботи вентилів, наповнення іншим газом. При спільному зберіганні балонів, наповнених різними газами, в приміщенні може утворюватися вибухонебезпечна суміш від газів, які незначно просочуються через вентиля.

Вибух ацетиленових балонів може бути викликаний старінням пористої маси (активоване вугілля) в ацетоні, в якій розчиняється ацетилен. Внаслідок цього ацетилен переходить з розчиненого в вільний стан, а оскільки балон знаходиться під тиском, то газ полімеризується з вибухом.

5.1.3 Загальні вимоги до посудин, що працюють під тиском. Кожна посудина, що працює під тиском, повинен мати паспорт форматом 210x297 мм у твердій обкладинці. У паспорті зазначається реєстраційний номер. При передачі посудини іншому власнику разом з ним передається паспорт. У паспорті наводиться характеристика посудини (робочий тиск, МПа, температура стінки, температура робочої середовища та її корозійні властивості, місткість, м³), відомості про основні частини посудини (розміри, назва основного металу, дані про зварювання), штуцерах, фланці, кришки і кріпильних виробах, про термообробку посудини та її елементів. Наводиться перелік арматури, контрольно-вимірювальних приладів та приладів безпеки. У паспорті також записуються відомості про місцезнаходження посудини, вказується особа, відповідальна за справний стан і безпечну дію посудини. Записуються інші дані про встановлення посудини корозійність середовища, протикорозійні покриття, теплова ізоляція, футеровка), відомості про заміну і ремонт основних елементів посудини, що працюють під тиском, та арматури. У паспорт вносяться дані результатів огляду. Після реєстрації посудини записуються реєстраційний номер і реєструючий орган.

5.1.4 Вимоги до арматури, запобіжних пристроїв та контрольно-вимірювальних пристроїв. Для управління роботою і забезпечення нормальних умов експлуатації посудини в залежності від призначення посудини мають бути оснащені:

- запірною або запірно-регулювальною арматурою;
- приладами для вимірювання тиску;
- приладами для вимірювання температури;
- запобіжними пристроями;
- показниками рівня рідини.

Ємності, забезпечені швидко знімними затворами, повинні мати запобіжні пристрої, які виключають можливість включення посудини під тиск при неповному закритті кришки і відкриванні її за наявності в посудині тиску. Такі посудини також мають бути оснащені замками з ключем-маркою. Запірна і запірно-регулююча арматура повинна встановлюватися на штуцерах, безпосередньо приєднаних до посудини, або на трубопроводах, що підводять і відводять від посудини робоче середовище. При послідовному з'єднанні декількох судин необхідність встановлення такої арматури між ними визначається розробником проекту.

Арматура повинна мати таке маркування:

- найменування або товарний знак підприємства–виробника;
- умовний прохід, мм;
- умовний тиск, МПа (кгс/см²) (допускається вказувати робочий тиск і допустиму температуру);
 - напрям потоку середовища;
- марку матеріалу корпусу.

Кількість, тип арматури і місце встановлення повинні обиратися розробником проекту посудини, виходячи з конкретних умов експлуатації. На маховику запірної арматури повинно бути вказано напрям його обертання при відкриванні або закриванні арматури.

Посудини для вибухонебезпечних, пожеже небезпечних речовин, речовин 1 і 2-го класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007–76 шкідливі речовини, а також випарники з вогневым або газовим обігрівом повинні мати на підводять лінії від насоса або компресора зворотний клапан, автоматично закривається тиском з посудини. Зворотний клапан повинен встановлюватися між насосом (компресором) і запірною арматурою посудини.

Арматура з умовним проходом більше 20 мм, яка виготовлена з легированої сталі або кольорових металів, повинна мати паспорт (сертифікат) встановленої форми, в якому повинні бути зазначені дані по хімічному складу, механічним властивостям, режимам термообробки та результатами контролю якості.

Манометри. Кожну посудину і самостійну порожнину з тиском повинні бути забезпечені манометрами прямої дії. Манометр може бути встановлений на штуцері посудини або трубопроводі до запірної арматури.

Манометри повинні мати клас точності не нижче:

2,5 – при робочому тиску посудини до 2,5 МПа (25 кгс/см²);

1,5 – при робочому тиску посудини більше 2,5 МПа (25 кгс/см²).

Манометр треба вибирати з такою шкалою, щоб межа вимірювання робочого тиску знаходилася в другій третині шкали. На шкалі манометра власником посудини має бути нанесена червона риска, яка вказує робочий тиск у посудині. Замість червоної риски допускається прикріпити до корпусу манометра металеву пластину, пофарбовану в червоний колір і щільно прилягає до скла манометра.

Манометр повинен бути встановлений так, щоб його показання були чітко видні обслуговуючому персоналу. Номінальний діаметр корпусу манометрів, що встановлюються на висоті до 2 м від рівня майданчика спостереження за ними, повинен бути не менше 100 мм, на висоті від 2 до 3 м – не менше 160 мм. Встановлювати манометри на висоті більше 3 м від рівня площадки обслуговування не допускається. Між манометром і посудиною повинен бути встановлений триходовий кран або інший аналогічний пристрій, що дозволяє проводити періодичну перевірку манометра за допомогою контрольного.

У необхідних випадках манометр в залежності від умов роботи та властивостей середовища, що знаходиться в посудині, повинен забезпечуватися сифонної трубою, масляним буфером або іншими пристроями, що вберігають його від безпосереднього впливу середовища і температури і забезпечують надійну роботу манометра.

На посудинах, що працюють під тиском понад 2,5 МПа (25 кгс/см²) або при температурі середовища вище 250 ° С, а також з вибухонебезпечним середовищем або шкідливими речовинами

1 і 2-го класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007–76 шкідливі речовини, замість триходового крана допускається встановлення окремого штуцера з запірним органом для приєднання другого манометра.

Манометр не дозволяється застосовувати у випадках, коли:

- Відсутня пломба або клеймо з відміткою про проведення перевірки;
- Прострочений термін перевірки;
- Стрілка манометра під час його відключення не повертається на нульову відмітку шкали на величину, що перевищує половину допустимої похибки для даного приладу;
- Розбито скло або є інші пошкодження, які можуть відбитися на правильності його показань.

Перевірка манометрів з їх опломбування або клеймуванням повинна проводитися не рідше одного разу на 12 місяців. Крім того, не рідше одного разу на 6 місяців власник посудини має проводити додаткову перевірку робочих манометрів контрольним манометром із занесенням результатів до журналу контрольних перевірок. При відсутності контрольного манометра допускається додаткову перевірку проводити перевіреним робочим манометром, що має з перевіряється манометром однакову шкалу і клас точності.

Прилади для вимірювання температури. Посудини, що працюють при температурі змінюється стінок, повинні бути забезпечені приладами для контролю швидкості і рівномірності прогріву по довжині і висоті посудини і реперами для контролю теплових переміщень. Необхідність оснащення судини зазначеними приладами і реперами і допустима швидкість прогрівання та охолодження посудин визначаються розробником проекту і зазначаються в паспортах або в інструкціях з монтажу та експлуатації.

5.1.5 Запобіжні пристрої від підвищення тиску. Кожна посудина (порожина комбінованої посудини) повинна забезпечуватися запобіжними пристроями від підвищення тиску вище допустимого значення.

В якості запобіжних пристроїв застосовуються:

- пружинні запобіжні клапани;
- важільно-вантажні запобіжні клапани;
- імпульсні запобіжні пристрої (ІЗП), що складаються з головного запобіжного клапана (ЦПК) та керуючого імпульсного клапана (УІП) прямої дії;
- запобіжні пристрої з руїнівними мембранами (Мембранні запобіжні пристрої – МЗП);
- інші пристрої, застосування яких погоджено з Держнагляд – охорон праці України.

Установка важільно-вантажних клапанів на пересувних посудинах не допускається. Конструкція пружинного клапана повинна виключати можливість зтягування пружини понад встановлену величину, а пружина повинна бути захищена від недопустимого нагріву (охолодження) і впливу робочого середовища, якщо вона погано впливає на матеріал пружини. Конструкція пружинного клапана повинна передбачати пристрій для перевірки справності дії клапана в робочому стані способом примусового відкриття його під час роботи.

Якщо розрахунковий тиск посудини дорівнює або більше тиску живильного джерела і в посудині виключена можливість підвищення тиску від хімічної реакції чи обігрівання, то установка на ньому запобіжного клапана і манометра не обов'язкове.

Посудина, розрахований на тиск, менше тиску живить його джерела повинен мати на відповідному трубопроводі автоматичний редуційний пристрій з манометром і запобіжним пристроєм,

установленим на доці меншого тиску після редукує пристрою. У разі встановлення одвідної лінії (байпаса) вона також повинна бути оснащена редукаційним пристроєм.

Для групи посудин, що працюють при одному і тому ж тиску, допускається установка одного редукує пристрої з манометром і запобіжним клапаном на загальному підвідному трубопроводі до першого відгалуження до одного з посудів. В цьому випадку встановлювати запобіжні пристрої на самих посудинах не обов'язково, якщо в них виключена можливість підвищення тиску.

Кількість запобіжних клапанів, їх розміри і пропускна здатність повинні бути вибрані за розрахунком так, щоб у посудині не створювалося тиск, що перевищує надмірний робочий, більш ніж на 0,05 МПа (0,5 кгс/см²) для посудин з тиском до 0,3 МПа (3 кгс/см²), на 15% – для посудин з тиском від 0,3 до 6,0 МПа (кгс/см² 3–60) і на 10% – для посудин з тиском понад 6,0 МПа

(60 кгс / см²). При працюючих запобіжних клапанах допускається перевищення тиску в посудині не більше ніж на 25% робочого за умови, що це перевищення передбачено проектом і відображене в паспорті посудини. Пропускна здатність запобіжного клапана визначається відповідно до ГОСТ 12.2.085–82 посудини, що працюють під тиском, клапани запобіжні.

Запобіжні пристрої повинні встановлюватися на патрубках або трубопроводах, безпосередньо приєднаних до посудини. Приєднувальні трубопроводи запобіжних пристроїв (підвідні, відвідні, дренажні) повинні бути захищені від замерзання в них робочого середовища. Запобіжні пристрої повинні бути розміщені в місцях, доступних для їх обслуговування. Установка запірної арматури між посудиною і запобіжним пристроєм, а також за ним не допускається.

Мембранні запобіжні пристрої встановлюються:

- замість важільно-вантажних і пружинних запобіжних клапанів, коли вони в робочих умовах конкретного середовища не можуть бути застосовані внаслідок їх інерційності або з інших причин;
- перед запобіжними клапанами у випадках, коли запобіжні клапани не можуть надійно працювати внаслідок шкідливого впливу робочого середовища (корозія, ерозія, полімеризація, кристалізація, прикіпання, примерзання) або можливих витоків через закритий клапан вибухо- і пожеже небезпечних, токсичних, екологічно шкідливих середовищ. В цьому випадку має бути передбачений пристрій, дозволяє контролювати справність мембрани;
- паралельно з запобіжними клапанами для збільшення пропускної здатності систем скидання тиску;
- на вихідній стороні запобіжних клапанів для запобігання шкідливого впливу робочих середовищ з боку скидної системи і для виключення впливу коливань протитиску з боку цієї системи на точність спрацювання запобіжних клапанів.

Мембранні запобіжні пристрої повинні розміщуватися в місцях, відкритих і доступних для огляду і монтажу-демонтажу, приєднувальні трубопроводи повинні бути захищені від замерзання в них робочого середовища, а пристрої повинні встановлюватися на патрубках або трубопроводах, безпосередньо приєднаних до посудини.

Результати перевірки справності запобіжних пристроїв, відомості про їх налагодження заносяться в змінний журнал роботи посудин особами, які виконують зазначені операції.

Показники рівня рідини. При необхідності контролю рівня рідини в судинах, що мають межу розділу середовищ, повинні застосовуватися показники рівня рідини. Крім показників рівня на посудинах можуть встановлюватися звукова, світлова та інші сигналізатори і блокування за рівнем. На посудинах, що обігрівуються полум'ям або гарячими газами, в яких можливе зниження

рівня рідини нижче допустимого, повинно бути встановлено не менше двох показчиків рівня прямої дії.

На кожному показчику рівня повинні бути вказані допустимі верхній і нижній рівні. Висота прозорого показчика рівня рідини повинна бути не менше ніж на 25 мм відповідно нижче нижнього і вище верхнього допустимих рівнів рідини.

При необхідності установки декількох показчиків по висоті їх слід розміщувати так, щоб вони забезпечили безперервність показань рівня рідини. При застосуванні в показниках рівня як прозорого елемента скла або слюди, для запобігання травмуванню персоналу при їх розриві, повинно бути передбачено захисний пристрій.

5.2 Розрахунок освітлення в приміщенні відповідно 8-го варіанта.

У приміщенні, де проводиться ремонт та переобладнання двигунів, розраховується мінімальна величина природного освітлення по СНіП II-4-79 «Природне та штучне освітлення». [30]

Геометричні розміри приміщення:

A — ширина приміщення, $A = 10$ м;

B — довжина приміщення, $B = 5$ м;

H — висота підвішування світильників, $H = 3,1$ м;

S — площа приміщення, $S = 50$ м².

Висота робочої поверхні $h_p = 1$ м.

Приймаємо, що в одному світильнику знаходиться одна лампа. Для освітлення приймаю світильник типу ППР-500. Мінімальна освітленість лампами розжарювання за нормами $E_{\min} = 100$ лк. Коефіцієнт відображення стелі $\rho_n = 70$ %, стін $\rho_c = 50$ %, робочої поверхні $\rho_p = 10$ %. Напруга мережі 220 В.

Відстань від стелі до робочої поверхні

$$H_0 = H - h_p, \text{ м};$$

$$H_0 = 3,1 - 1 = 2,1 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника

$$H_c = 0,2 \cdot H_0, \text{ м};$$

$$H_c = 0,2 \cdot 2,1 = 0,42 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною

$$h = H_0 - h_c, \text{ м};$$

$$h = 2,1 - 0,42 = 1,68 \text{ м}$$

Висота підвішування світильника над підлогою

$$H_n = h + h_p, \text{ м};$$

$$H_n = 1,68 + 1 = 2,68 \text{ м}$$

Величина знаходиться в межах норм.

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення

$$L/h = 1,5.$$

Відстань між центром світильників

$$L = 1,5 \cdot H_n, \text{ м};$$

$$L = 1,5 \cdot 2,68 = 3,99 \text{ м.}$$

Необхідна кількість світильників

$$N = \frac{S}{L^2}, \text{ шт.};$$

$$N = \frac{50}{3.6^2} = 3,85 \text{ шт.}$$

Приймаємо 4 світильники, два ряди по 2 світильники.

Індекс приміщення

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

$$i = \frac{10 \cdot 5}{2,4(10+5)} = 1,4$$

при $i = 1,4$; $\rho_n = 70\%$, $\rho_c = 50\%$, $\rho_p = 10\%$ для світильника типу ППР-500 коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,62$ [15].

Світловий потік однієї лампи

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

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.

$$\Phi = \frac{100 \cdot 50 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{4 \cdot 0,62} = 3012 \text{ лм};$$

За знайденим світловим потоком вибираємо лампу потужністю 200 Вт, що має світловий потік 3200 лм, найбільш близький до розрахункового.

При цьому фактична освітленість

$$E_\phi = E_n \frac{\Phi_n}{\Phi_p}, \text{ лк};$$

$$E_\phi = 100 \cdot \frac{3200}{3012} = 106 \text{ лк.}$$

Загальна потужність освітлювальної установки

$$P_3 = NP_n, \text{ Вт};$$

$$P_3 = 4 \cdot 200 = 800 \text{ Вт} = 0,8 \text{ кВт.}$$

Висновок з розділу:

- 1) Проведено аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів при монтажі ДВС на суднобудівному підприємстві та розробили заходи щодо забезпечення безпечних умов праці.
- 2) Виконано розрахунок штучного освітлення приміщення, відповідно до вимог СНІП II-4-79.

Висновок

В бакалаврській роботі було розглянуто головний судновий малообертовий двигун 8S30ME-B9.3 $N_e=5120$ кВт, $n=195$ хв⁻¹. В першому розділі дипломної роботи виконано опис конструкції двигуна, основних вимог до двигунів даного типу та особливості конструкції.

В другому розділі роботи було проведено розрахунок робочого циклу двигуна, його динаміки та маховика.

Третій розділ дипломного проекту включає розрахунок агрегату наддуву двигуна, в даному випадку це осьова турбіна ТСА. На даному двигуні встановлено три турбокомпресори даного типорозміру.

Четвертий розділ складається з опису та розрахунків систем, що обслуговують двигун.

В п'ятому розділі розглянуто основні заходи та норми з охорони праці, а також проведено розрахунок освітлення відповідно до норм СНІП II-4-79.

Список використаних джерел

1. MAN Energy Solutions. *S30ME-B9.3 Project Guide. Electronically Controlled Two-Stroke Engines* [Електронний ресурс]. URL: <https://www.man-es.com> (дата звернення: 31.05.2025).
2. MAN Energy Solutions. *Marine Engine Programme 2024* [Електронний ресурс]. URL: <https://www.man-es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/marine-engine-programme> (дата звернення: 31.05.2025).
3. Heywood J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 2nd ed. New York : McGraw-Hill Education, 2018. 1056 p.
4. Stone R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 4th ed. London : Palgrave Macmillan, 2012. 641 p.
5. Ferguson C. R., Kirkpatrick A. T. *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. 3rd ed. Hoboken : Wiley, 2015. 768 p.
6. Guzzella L., Onder C. *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. 2nd ed. Berlin ; Heidelberg : Springer, 2010. 394 p.
7. Bosch. *Automotive Handbook*. 10th ed. Stuttgart : Robert Bosch GmbH, 2018. 1168 p.
8. Robert Bosch GmbH. *Diesel-Engine Management: Systems and Components*. 5th ed. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014. 504 p.
9. Watson N., Janota M. S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London : Macmillan Press, 2012. 607 p.
10. Dixon S. L., Hall C. A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2014. 538 p.
11. Kuiken K. *Diesel Engines for Ship Propulsion and Power Plants*. London : Adlard Coles Nautical, 2012. 392 p.
12. Payri F., Desantes J. M. *Engine Testing: Theory and Practice*. London : Professional Engineering Publishing, 2011. 800 p.
13. Budynas R. G., Nisbett J. K. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 11th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2020. 1104 p.
14. Juvinall R. C., Marshek K. M. *Fundamentals of Machine Component Design*. 6th ed. Hoboken : Wiley, 2017. 926 p.
15. Khurmi R. S., Gupta J. K. *A Textbook of Machine Design*. New Delhi : Eurasia Publishing House, 2019. 1230 p.
16. Zengel Y. A., Boles M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 9th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2019. 1040 p.
17. Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 9th ed. Hoboken : Wiley, 2018. 928 p.
18. Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P., DeWitt D. P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 8th ed. Hoboken : Wiley, 2018. 1048 p.
19. DNV. *Rules for Classification: Ships*. Huvik : DNV, 2024.
20. *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS), Consolidated Edition 2024*. London : International Maritime Organization, 2024.
21. *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), Consolidated Edition 2022*. London : International Maritime Organization, 2022.

22. *STCW including 2010 Manila Amendments, 2017 Edition*. London : International Maritime Organization, 2017.
23. *International Safety Management Code and Guidelines on Implementation of the ISM Code*. London : International Maritime Organization, 2018.
24. Закон України *Про охорону праці* : Закон України від 14.10.1992 № 2694–XII.
25. Кодекс цивільного захисту України : Закон України від 02.10.2012 № 5403–VI.
26. Жидецький В. Ц. *Основи охорони праці* : підручник. Львів : Афіша, 2011. 376 с.
27. ДБН В.2.5–28:2018. *Природне і штучне освітлення*. Київ : Мінрегіон України, 2018.
28. ДСТУ EN 12464–1:2016. *Світло та освітлення. Освітлення робочих місць. Частина 1. Робочі місця в приміщеннях*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016.
29. ДСТУ ISO 8995–1:2019. *Світло та освітлення. Освітлення робочих систем. Частина 1. Внутрішні робочі місця*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
30. *Maritime Labour Convention, 2006, as amended*. Geneva : International Labour Organization, 2022.