

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

Кафедра двигунів  
внутрішнього згоряння,  
установок та технічної  
експлуатації

«Допущений до захисту»  
В.о. завідувача кафедри  
Гогоренко О. А.



« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Розрахунок суднового двигуна типу 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. С. Митрофанов

Здобувач освіти



А. Ю. Ткач

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова

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

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ  
О. А. Гогоренко  
«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

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

Ткач Андрій Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B)

д.т.н., доц. Митрофанов О. С.

2. Керівник роботи \_\_\_\_\_,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “\_\_\_” \_\_\_\_\_ 20\_\_ року № \_\_\_\_\_

3. Строк подання здобувачем роботи \_\_\_\_\_

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - 16ЧН 48/60, потужність дизеля – 18400 кВт; частота обертання колінчастого валу – 514 хв<sup>-1</sup>

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції суднового дизеля 16ЧН 48/60. Розрахунок робочого циклу дизеля 16ЧН 48/60. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ ДВЗ. Проект агрегату наддува. Розрахунок систем суднового дизеля 16ЧН 48/60. Забезпечення вимог охорони праці при експлуатації ДВЗ.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поперечний розріз дизеля 16ЧН 48/60. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки. Турбокомпресор. Схеми систем дизеля 16ЧН 48/60.

## 7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів роботи  | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|----------------------|-------------------------------|----------|
| 1.    | Виконання розділу №1 |                               |          |
| 2.    | Виконання розділу №2 |                               |          |
| 3.    | Виконання розділу №3 |                               |          |
| 4.    | Виконання розділу №4 |                               |          |
| 5.    | Виконання розділу №5 |                               |          |
| 6.    | Виконання розділу №6 |                               |          |
|       |                      |                               |          |
|       |                      |                               |          |
|       |                      |                               |          |
|       |                      |                               |          |
|       |                      |                               |          |
|       |                      |                               |          |
|       |                      |                               |          |
|       |                      |                               |          |
|       |                      |                               |          |

Здобувач освіти

\_\_\_\_\_ /А. Ю. Ткач /  
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ /О. С. Митрофанов/  
 (підпис) (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній бакалаврській роботі на тему: «**Розрахунок суднового двигуна типу 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B)**» розглядаються головні питання, що відносяться до специфіки розрахунку та проектування суднових дизелів.

У роботі виконано детальний опис особливостей будови та експлуатації середньообертового V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B), проведено розрахунок його робочого циклу та динаміки для номінального режиму. Запропоновано перспективний напрямок підвищення паливної економічності V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 при збереженні його номінальної потужності.

Розраховано та спроектовано новий агрегат наддуву системи повітропостачання дизеля 16ЧН 48/60. Розроблено схеми та отримано основні параметри роботи систем (змащення, охолодження, паливна та пуску стиснутим повітрям), а також здійснено аналіз потрібних заходів щодо забезпечення охорони праці при обслуговуванні та експлуатації суднового V-подібного дизеля 16ЧН 48/60.

Кваліфікаційна бакалаврська робота містить усі базові розділи та відповідні ним креслення (чотири кресленнями формату А1), написана державною мовою на 86 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням 10 літературних джерел.

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згоряння, робочий цикл, турбокомпресор, система охолодження, система змащення, паливна система, система пуску.

|    |      |          |        |      |                            |      |
|----|------|----------|--------|------|----------------------------|------|
|    |      |          |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.00.ПЗ | Лист |
|    |      |          |        |      |                            |      |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                            |      |

## ABSTRACTS

In the bachelor's thesis on the topic: "*Calculation of the marine engine type 16CHN 48/60 (MAN 16V48/60B)*", the main issues related to the specifics of the calculation and design of marine diesel engines are considered.

The paper provides a detailed description of the features of the structure and operation of the medium-speed V-shaped diesel engine 16CHN 48/60 (MAN 16V48/60B), calculates its operating cycle and dynamics for the nominal mode. A promising direction for improving the fuel efficiency of the 16CH 48/60 V-shaped diesel engine while maintaining its rated power is proposed.

A new supercharging unit for the air supply system of the 16CHN 48/60 diesel engine was calculated and designed. Schematics were developed and the main parameters of the systems (lubrication, cooling, fuel and compressed air start) were obtained, and the necessary measures to ensure labour protection during maintenance and operation of the 16CHN 48/60 V-shaped marine diesel engine were analysed.

The qualification bachelor's thesis contains all the basic sections and their corresponding drawings (four A1 drawings), written in the state language on 86 sheets of calculation and explanatory note using 10 literary sources.

**Key words:** internal combustion engine, working cycle, turbocharger, cooling system, lubrication system, fuel system, starting system.

|    |      |          |        |      |                                   |      |
|----|------|----------|--------|------|-----------------------------------|------|
|    |      |          |        |      | <i>КРБ.142.2227см.24.10.00.ПЗ</i> | Лист |
|    |      |          |        |      |                                   |      |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                                   |      |

## ЗМІСТ

### ВСТУП

#### Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

- 1.1. Основні параметри та конструктивні особливості двигуна типу 16ЧН 48/60.....
- 1.2. Висновок до розділу.....

#### Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 16ЧН 48/60

- 2.1. Метод розрахунку робочого циклу професора Гріневецького.....
- 2.2. Розрахунок номінального режиму роботи дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) та побудова його теоретичної індикаторної діаграми.....
- 2.3. Висновок до розділу.....

#### Розділ 3. РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ НА КШМ

- 3.1. Загальні положення кінематики та динаміки поршневих ДВЗ.....
- 3.2. Побудова діаграм переміщення, швидкості і прискорення поршня.....
- 3.3. Визначення мас поступово рухаючихся та обертаючихся частин дизеля 16ЧН 48/60.....
- 3.4. Розрахунок сил діючих на КШМ двигуна 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)..
- 3.5. Перевірочний розрахунок рівноваженості двигуна 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B).....
- 3.6. Висновок до розділу.....

#### Розділ 4. ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

- 4.1. Вступ.....
- 4.2. Визначення основних параметрів V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B) та ТК.....
- 4.3. Опис спроектованого турбокомпресора V-подібного двигуна 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B).....
- 4.4. Висновок до розділу.....

|    |      |          |        |      |                            |      |
|----|------|----------|--------|------|----------------------------|------|
|    |      |          |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.00.ПЗ | Лист |
|    |      |          |        |      |                            |      |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                            |      |

## **Розділ 5. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 48/60**

- 5.1. Розрахунок і розробка паливної системи V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B).....
- 5.2. Розрахунок і розробка масляної системи V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B).....
- 5.3. Розрахунок і розробка системи охолодження V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B).....
- 5.4. Розрахунок і розробка системи стиснутого повітря V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B).....
- 5.5. Висновок до розділу.....

## **Розділ 6. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ**

- 6.1. Аналіз негативних чинників, що діють на персонал машинного відділенні судна.....
- 6.2. Аналіз причин виникнення шуму від двигунів.....
- 6.3. Розрахунки рівня вібрації та шуму від V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B).....
- 6.4. Рекомендації щодо забезпечення нормальних умов праці персоналу МВ на судні.....
- 6.5. Висновки до розділу.....

## **ВИСНОВКИ**

## **СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ**

- Додаток А. Поперечний розріз двигуна 16ЧН 48/60.....
- Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....
- Додаток В. Турбокомпресор ТК-92.....
- Додаток Г. Схеми систем двигуна 16ЧН 48/60.....

|    |      |          |        |      |                                   |      |
|----|------|----------|--------|------|-----------------------------------|------|
|    |      |          |        |      | <i>КРБ.142.2227см.24.10.00.ПЗ</i> | Лист |
|    |      |          |        |      |                                   |      |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                                   |      |

## ВСТУП

Дизель є найефективнішим з усіх наявних теплових двигунів, тому виробництво і застосування дизелів безперервно розширюється. За останні роки світовий транспортний і промисловий флот поповнюється переважно теплоходами, а транспортні судна внутрішнього і змішаного плавання в усьому світі оснащуються тільки дизельними установками.

Суднові середньооборотні дизелі набувають нині дедалі ширшого застосування на судах транспортного і промислового флоту. Безперервно вдосконалюються їхні конструкції, зменшується металоємність. Водночас особливо актуальними стають проблеми підвищення ефективності роботи суднових дизелів і подовження терміну їхньої служби. Визначальними напрямками в цьому слід вважати зниження витрати палива і мастила на всіх режимах і поліпшення технічної експлуатації суднових дизелів.

Одним з перспективних шляхів підвищення паливної економичності та ефективної потужності на сьогодні є форсування дизелів за рівням тиску наддуву, що і буде ключовою складовою модернізації заданого суднового середньооборотного двигуна у роботі.

|    |      |          |        |      |                                   |      |
|----|------|----------|--------|------|-----------------------------------|------|
|    |      |          |        |      | <i>КРБ.142.2227см.24.10.00.ПЗ</i> | Лист |
|    |      |          |        |      |                                   |      |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                                   |      |



## РОЗДІЛ 1

### ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

#### 1.1. Основні параметри та конструктивні особливості двигуна типу 16ЧН 48/60

Судновий двигун типу 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) – це середньообертовий дизель виготовлення фірми «MANB&W Diesel Group», який призначено для застосування у якості головного суднового. Дизель може працювати як на легкому дизельному паливі, так і на важкому паливі із в'язкістю до 700 сСт.

Дизель 16ЧН 48/60 був запущений у серійне виробництво у 1989 році з циліндровою потужністю у 885 кВт/циліндр, який потім було поступово підвищено до 1050 кВт/циліндр. Подальше вдосконалення конструкції дизеля 16ЧН 48/60 було простимульовано підвищеними вимогами тягової потужності круїзних лайнерів, паромів та великих вантажних багатоцільових судів, а також жорсткими екологічними нормами. У результаті CR-версія дизеля була запущена у виробництво в 2002 році із 14-ти % ростом циліндрової потужності до 1200 кВт/циліндр при частоті обертання 500 й 514 хв<sup>-1</sup>.

Основні параметри та характеристика дизеля MAN 16V48/60B:

- кількість циліндрів – 16 ;
- розташування циліндрів – V- подібне;
- діаметр циліндра – 48 см;
- хід поршня – 60 см;
- індекс дизайну – версія B.
- спосіб здійснення робочого циклу – чотирьохтактний;
- спосіб організації повітропостачання – з наддувом при постійному тиску;
- запалення палива – від стиску;
- за принципом дії – двигун простої дії;
- розташування розподільчого вала на двигуні – нижнє;
- розташування робочих клапанів ГРМ – верхнє;
- кількість клапанів на один робочий циліндр –  $i_k = 4$ ;

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.01.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

- частота обертання –  $n = 514 \text{ хв}^{-1}$  (середньообертовий);
- середня швидкість поршня –  $C_m = 10 \text{ м/с}$  (середньої швидкохідності);
- ступень стискання –  $\varepsilon = 15,3$ ;
- циліндрова потужність –  $N_{e.ц} = 1150 \text{ кВт}$ ;
- ефективна потужність дизеля (номінальна) –  $N_e = 18400 \text{ кВт}$ ;
- питома ефективна витрата палива при 85 % навантаженні –  $g_e = 176 \text{ г/(кВт·год)}$ ;
- питома ефективна витрата палива при 100% навантаженні –  $g_e = 184 \text{ г/(кВт·год)}$ ;
- питома витрата масла дизелем –  $g_m = 0,6 \text{ г/(кВт·год)}$ ;
- максимальний тиск згоряння –  $p_z = 20 \text{ МПа}$ ;
- середній ефективний тиск –  $p_e = 2,65 \text{ МПа}$ ;
- робочий об'єм циліндра –  $V_s = 0,1086 \text{ м}^3$ ;
- повний об'єм дизеля –  $V = 1,7376 \text{ м}^3$ ;
- відстань між центрами робочих циліндрів –  $L_{ц} = 1000 \text{ мм}$ ;
- кут розвалу робочих циліндрів –  $\gamma = 45^\circ$ ;
- охолодження робочих циліндрів – водяне (прісною водою);
- охолодження паливних форсунок – водяне (прісною водою);
- охолодження наддувочного повітря – двоступеневе в ОНП з водяним охолодженням;
- спосіб пуску – стиснутим повітрям;
- тип пального – важке та легке паливо;
- паливна система високого тиску – акумуляторна (*Common Rail*).

На рис. 1.1 представлено поперечний розріз суднового дизеля MAN16V48/60B. Дизель має сучасну паливну систему типу Коммон Рейл (з англійського *Common Rail* – загальна магістраль). Однією з головних особливостей функціонування цієї системи є незалежність процесу впорскування циклової дози палива від кута повороту колінчатого вала та від режиму навантаження дизеля, що дає можливим досягти високих тисків впорскування на дробових режимах навантаження, що потрібно для забезпечення сучасних та перспективних екологічних норм на судні.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.01.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                            |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

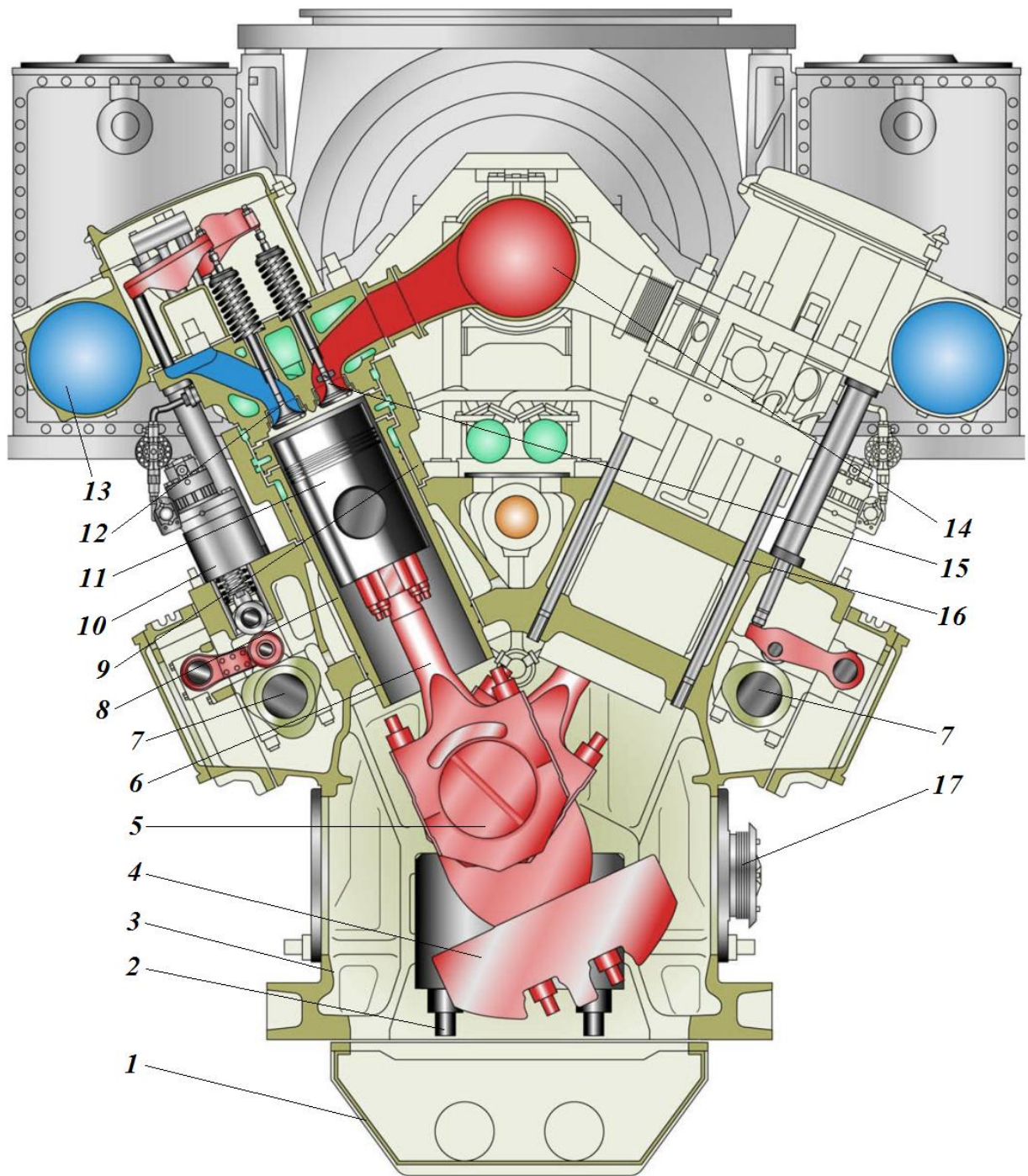


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна MAN 16V48/60B:

1 – масляний піддон; 2, 16 – відповідно шпильки кріплення підшипників та блока робочих циліндрів; 3 – фундаментна рама; 4 – противага врівноваження; 5, 7 – відповідно колінчастий вал та розподільний; 6 – шатун з від’ємною верхньою головою; 8 – втулка робочого циліндра; 9 – блок циліндрів; 10 – ПНВТ; 11 – поршень; 12, 15, 17 – відповідно впускний, випускний робочі клапани та запобіжний; 13, 14 – відповідно впускний ресивер та випускний колектор

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227см.24.10.01.ПЗ

Аркуш

На рис. 1.2 представлено габаритні розміри дизеля MAN 16V 48/60В без маховика складає  $m_{\text{дв}} = 236$  т (маса маховика –  $m_{\text{м}} = 4,3$  т).

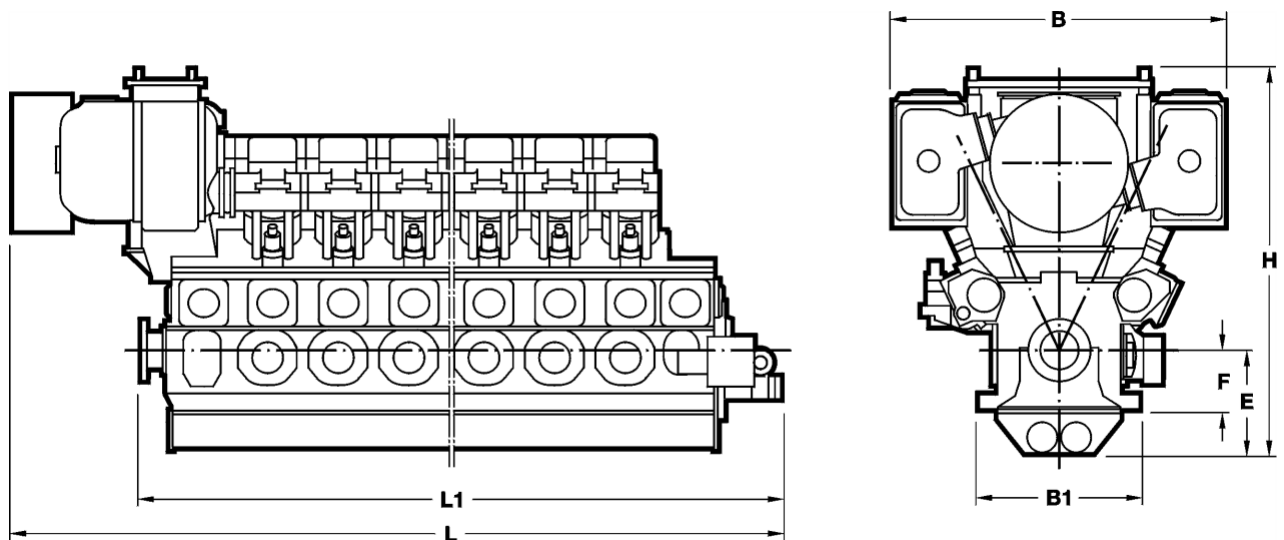


Рисунок 1.2 – Габаритні розміри дизеля MAN 16V 48/60В:

$L$  – довжина без урахування модуля ( $L = 13,1$  м);  $L_1$  – довжина з урахуванням модуля ( $L_1 = 10,915$  м);  $B$  – ширина з урахуванням модуля ( $B = 4,7$  м);  $B_1$  – ширина основи двигуна ( $B_1 = 2,28$  м);  $E$  – висота до центра осі обертання колінчастого валу з урахуванням піддону дизеля ( $E = 1,41$  м);  $F$  – висота до центра осі обертання колінчастого валу без урахування піддону ( $F = 0,83$  м);  $H$  – повна висота дизеля з урахуванням модуля ( $H = 5,355$  м)

Остов дизеля MAN 16V 48/60В являє собою монолітний блок, який поєднує фундаментну раму та блок циліндрів. Від різних розтягу й відповідних деформації остов захищено анкерними зв'язками та подовженими шпильками кріплення кришок робочих циліндрів. Окремі для кожного робочого циліндра кожухи викликають мінімальну деформацію втулок циліндрів, низький знос втулок, відсутність деформуючої дії на сусідні робочі циліндри. До переваг довгих шпильок можна віднести те, що при знятті кришки робочого циліндру, шпильки можна опустити вниз та демонтувати кришку шляхом бокового переміщення, тим самим забезпечуючи економію простору в монтажній висоті над двигуном. Гарний опір деформації остова дизеля забезпечується певною комбінацією анкерних зв'язків і поперечних болтів в зоні розміщення кришок рамних підшипників.



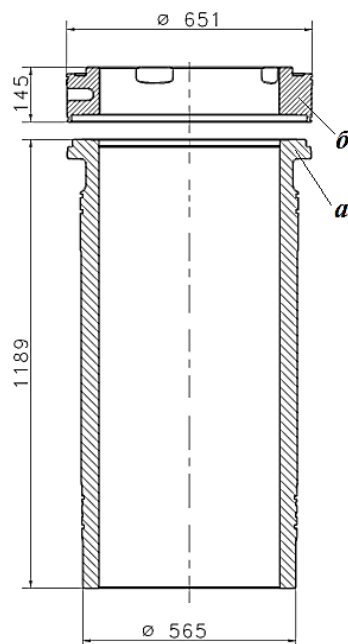


Рисунок 1.4 – Втулка циліндра (а) та вогневе кільце (б) дизеля MAN 16V 48/60B

Кришка робочого циліндра дизеля MAN 16V 48/60B (рис. 1.5) виконана з подвійним днищем. Тонке днище призначене для зменшення температурних напружень. Вище розташоване товсте днище призначене для зниження механічних навантажень від дії високого тиску газів. Кришка робочого циліндра має чотири робочі клапани – два впускних та два випускних. По центру кришки циліндра розміщено гніздо для кріплення форсунки. Кришка циліндра має порожнини охолодження.

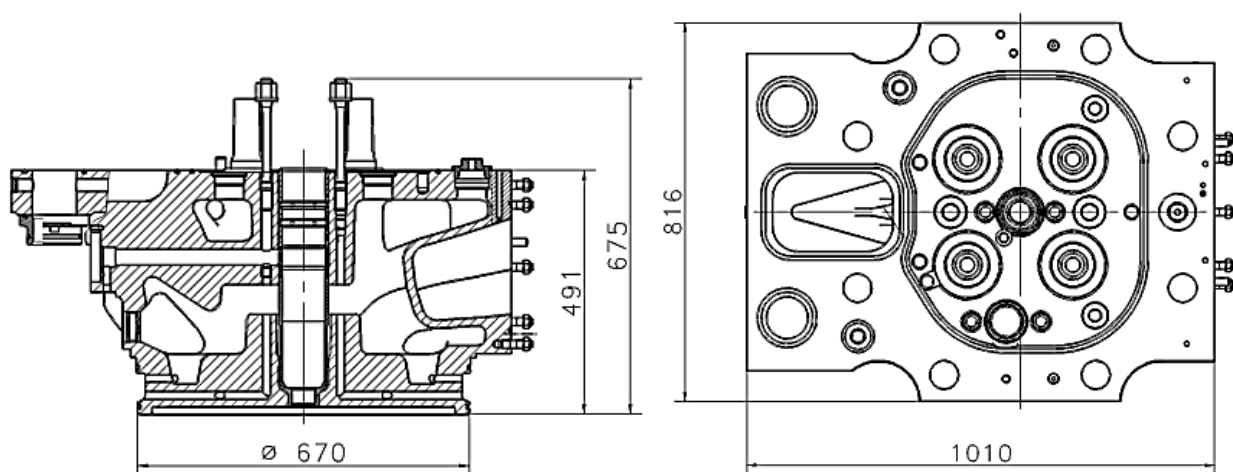


Рисунок 1.5 – Кришка циліндра дизеля MAN 16V 48/60B

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227ст.24.10.01.ПЗ

Аркуш

Поршень дизеля MAN 16V 48/60B складений (рис. 1.6). Головка поршня кована виготовлена зі жароміцної сталі, юбка також кована з алюмінієвого сплаву. Охолодження поршня дизеля MAN 16V 48/60B здійснюється маслом, яке подається по стрижню шатуна до верхньої його головки, а потім в порожнину охолодження поршня. Ступінчастий поршень двигуна у поєднанні зі встановленим вогневим кільцем циліндрової втулки сприяє попередженню накопичення продуктів згоряння та нагару в зоні кришки, виключає появу на дзеркалі циліндрової втулки плям засвічування (дзеркальний блиск), а також зменшенню зносу й зниженню витрати змащувального масла.

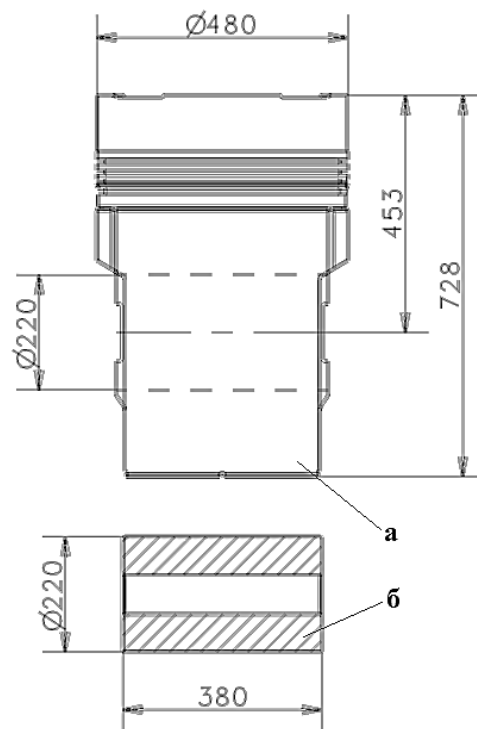


Рисунок 1.6 – Поршень (а) та поршневий палець (б) дизеля MAN 16V 48/60B

Шатун дизеля MAN 16V 48/60B має роз'єм верхньої частини стрижня, що дає змогу витягувати поршень двигуна без розборки нижньої головки шатуна. Для зменшення довжини двигуна у V-подібному виконанні використане розташування лівого та правого шатунів на одній шейці колінчастого валу дизеля. Кришка нижньої головки шатуна кріпиться за допомогою двох шпильок (рис. 1.7). Верхня головка шатуна має вісім болтів для з'єднання із стрижнем шатуна.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.01.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

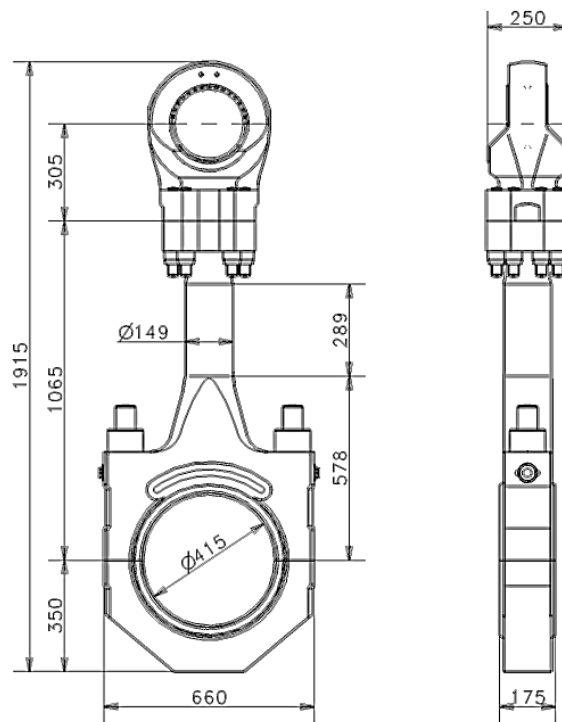


Рисунок 1.7 – Шатун двигуна MAN 16V 48/60B

Випускні та впускні клапани (рис. 1.8) дизеля MAN 16V 48/60B встановлюються в кришці по дві штуки кожного на циліндр, тобто по два на впуск й випуск із виводом на дві сторони попарно. Направляючою для клапану є змінна втулка 3 із перлітного чавуна. Ця втулка запресовується в кришку циліндра. Робочі клапани охолоджуються у верхній своїй частині крізь стінку направляючої втулки. Кожен робочий клапан має сідло 1 також з охолодженням. Випускні клапани оснащені імелерами 2, що забезпечує їх провертання за рахунок випускних газів. Кожен робочий клапан має по дві пружини різного діаметру та напрямку навивання. Сідла клапанів роблять з легованого чавуну високої твердості, що дає змогу витримувати високу температуру й ударні навантаження. Самі клапани виготовлені із жароміцної легованої сталі.

Колінчастий вал дизеля MAN 16V 48/60B цільний, має вісім шатунних шийок та дев'ять корінних. На кожній шатунній шийці колінчастого валу розміщено по два шатуна, це забезпечує зменшення габаритів двигуна. Колінчастий вал встановлено на дев'яти опорах й корінних підшипниках.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.01.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |



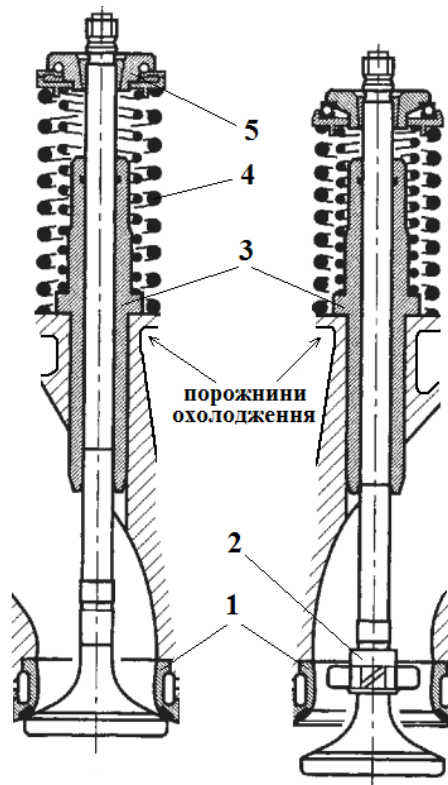


Рисунок 1.8 – Впускний та випускний клапани дизеля MAN 16V 48/60B:

1 – сідло; 2 – імпелер для обертання; 3 – втулка направляюча;

4 – пружина клапана; 5 – тарілка

Шатунні та корінні шийки колінчастого валу порожнисті, для забезпечення проходження в них змащувального масла. Через середини бічних поверхонь кожної шийки виходять маленькі циліндричні отвори, через які переміщується масло для змащення підшипників.

Між шийками коліна є свердлення які з'єднують порожнини корінних і шатунних шийок колінчастого валу дизеля. Для зниження величини внутрішнього згинального моменту в фундаментній рамі дизеля й напруження корінних шийок валу від сил інерції, колінчастий вал оснащується противагами, які приєднуються за допомогою шпильок.

Колінчастий вал дизеля MAN 16V 48/60B в зборі з маховиком динамічно збалансований. Маховик приєднується на фланець, який розміщується на задньому кінці колінчастого валу чотирма направляючими болтами діаметром M24 та дванадцятьма наскрізними болтами діаметром M68. Колінчастий вал дизеля MAN 16V 48/60B представлено на рис. 1.9.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.01.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

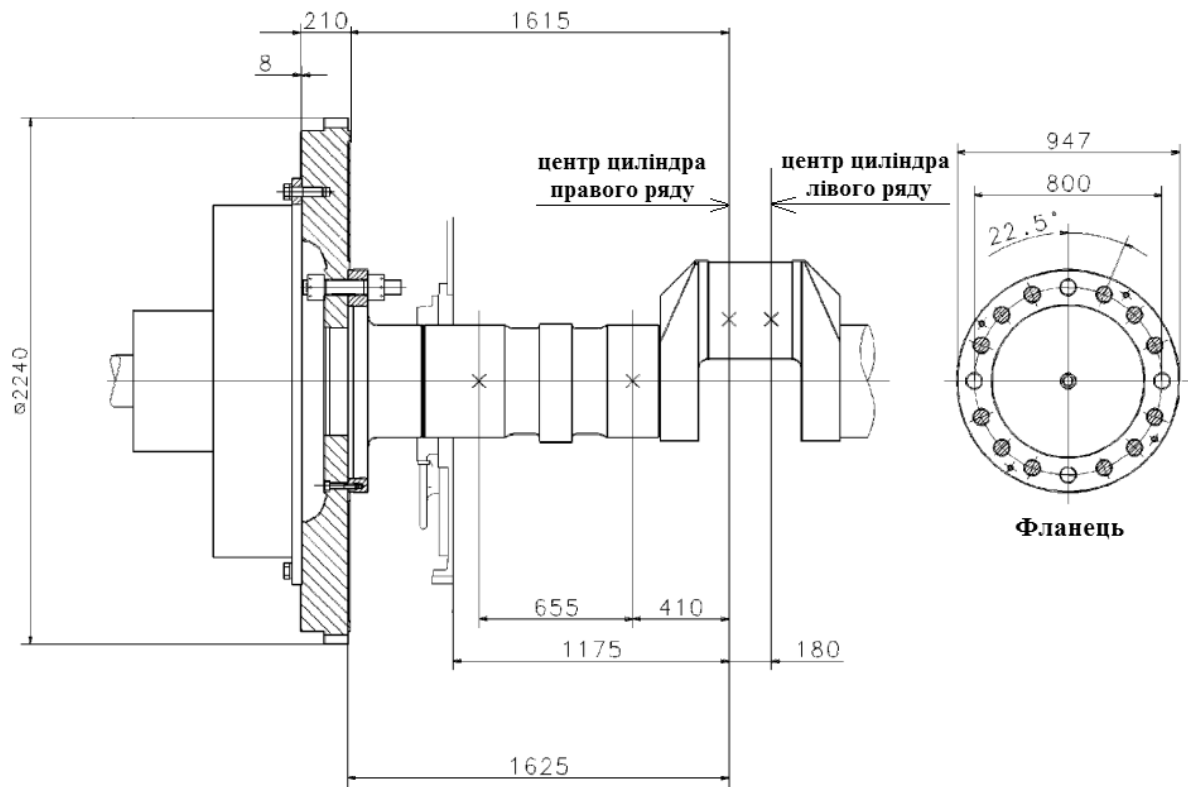


Рисунок 1.9 – Колінчастий вал та маховик дизеля MAN 16V48/60B

## 1.2. Висновок до розділу

В даному розділі розглянуто загальну будову та складові конструкції, з детальним описом кожної, суднового середньообертового дизеля 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B) виробництва MANB&W Diesel Group, а також основні параметри його роботи. Поперечний розріз дизеля 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B) у роботі представлено кресленням формату А1. Для покращення паливної економічності дизеля 16ЧН 48/60 пропонується підвищити тиск наддуву та спроектувати новий турбокомпресор.

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227см.24.10.01.ПЗ

Аркуш

## РОЗДІЛ 2

### РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 16ЧН 48/60

#### 2.1. Метод розрахунку робочого циклу професора Гріневецького

Подальший розвиток теорії ДВЗ можна охарактеризувати накопиченням великої кількості теоретичних і експериментальних матеріалів за певними видами робочих процесів й конструктивними типами двигунів. Такий напрямок викликаний практичною потребою у розробці досить деталізованої теорії, яка могла би використовуватися при конструюванні і дослідженні різних двигунів. Однак так, як накопичення матеріалів було нерівномірним з певних напрямків теорії, то загальною основою теорії ДВЗ, що охоплює весь робочий процес двигуна, як і раніше є теорія робочого процесу, розроблена професором В. І. Гріневецьким у 1907 році. Ця теорія дає розуміння робочих процесів у двигуні та досить проста за своєю формою, однак має також і певні недоліки, які полягають у використанні надто складних параметрів, що потребують сумарного чисельного аналізу залежно від значної кількості факторів. Так в результаті чого розрахунки робочого процесу за трохи зміненої конструкції, основних розмірів чи режиму роботи ДВЗ не можуть бути ідентичними між собою з достатньою практичною точністю.

Метод розрахунку робочого циклу ДВЗ, що запропонував професор В. І. Гріневецький, згодом був вдосконалений іншими вченими та дослідниками, враховуючи вплив на робочий процес у циліндрі зміни кількості та якості газів у циліндрі й вплив такого фактору, як теплообміну із зовнішнім середовищем.

Врахування певних параметрів здійснюється шляхом вибору числових значень різних коефіцієнтів (наприклад, коефіцієнт наповнення, виділення теплоти, показник політроп стиснення та розширення), для яких запропонований метод не надає кількісних зв'язків із конструкцією двигуна, його геометричними розмірами, а також режимом роботи. Тому за умов правильного вибору цих числових значень можна отримати хорошу збіжність із дійсним робочим процесом двигуна. Однак, по-перше, це забезпечується тільки значним досвідом проектанта, а, по-друге, певна кількість задач теорії ДВЗ все ж таки не може бути вирішена. Так,

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.09.02.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

наприклад, немає можливості для отримання швидкості наростання тиску робочого тіла при згорянні палива тощо. Правильне обрання базових параметрів таких, як коефіцієнта наповнення, виділення теплоти у характерних точках процесу, залишкових газів, показників політроп стиснення й розширення та ін., які надають уявлення про головні фактори процесів, правильність їхніх визначень, точність якісної оцінки впливу різних факторів на ці параметри й на весь робочий процес двигуна – усе це забезпечує теорії Гриневецького значну життєвість та широку застосовність.

Усі розроблені елементи цієї теорії розрахунку робочого циклу застосовуються до теперішнього часу й мають велику практичну цінність для інженерних розрахунків. Також варто додати до всього цього ще значну простоту математичного апарату, то буде зрозуміло, що запропонована теорії є чудовим засобом для визначення основних залежностей та є незамінною в педагогічному плані. Саме тому при реалізації кваліфікаційної бакалаврської роботи використовується саме метод запропонований професором Гриневецьким.

## 2.2. Розрахунок номінального режиму роботи дизеля 16ЧН 48/60

### (MAN 16V48/60B) та побудова його теоретичної індикаторної діаграми

Розрахунок робочого циклу суднового середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) за методом професора Гриневецького В. І. реалізується за допомогою розрахункової програми, яка написана в середовищі *Matcad* та є у вільному доступі на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Початкові дані для генерації розрахунку робочого циклу дизеля MAN 16V48/60B представлено нижче у табл. 2.1. Двигун-прототип MAN 16V48/60B має  $P_k = 0,32$  МПа та паспортну питому ефективну витрату пального –  $g_e = 184$  г/(кВт·год). Для підвищення показників роботи суднового дизеля підвищимо тиск наддуву до значення –  $P_k = 0,365$  МПа.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані розрахунку циклу дизеля MAN 16V48/60B

| № з.п. | Параметр             | Розмірність            | Значення |
|--------|----------------------|------------------------|----------|
| 1      | Ефективна потужність | $N'_e$ , кВт           | 18400    |
| 2      | Частота обертання    | $n$ , хв <sup>-1</sup> | 514      |

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.09.02.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

|    |                                                         |                       |        |
|----|---------------------------------------------------------|-----------------------|--------|
| 3  | Тиск навколишнього середовища                           | $P_0$ , МПа           | 0,1013 |
| 4  | Температура навколишнього середовища                    | $T_0$ , К             | 298    |
| 5  | Тиск наддуву                                            | $P_k$ , МПа           | 0,365  |
| 6  | Коефіцієнт продувки                                     | $\phi_a$              | 1,05   |
| 7  | Коефіцієнт залишкових газів                             | $\gamma_r$            | 0,025  |
| 8  | Коефіцієнт використання тепла в точці $z$               | $\xi_z$               | 0,94   |
| 9  | Коефіцієнт використання тепла в точці $b$               | $\xi_b$               | 0,97   |
| 10 | Ступінь стиску                                          | $\varepsilon$         | 15,3   |
| 11 | Ступінь підвищення тиску при згорянні                   | $\lambda$             | 1,22   |
| 12 | Підігрів заряду від стінок циліндру                     | $\Delta T_a$ , К      | 20     |
| 13 | Частка ходу поршня втрачена на продувку                 | $\phi_n$              | 0      |
| 14 | Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми             | $\zeta$               | 0,98   |
| 15 | Механічний ККД двигуна                                  | $\eta_m$              | 0,928  |
| 16 | Адіабатний ККД компресора                               | $\eta_{k.ad}$         | 0,8    |
| 17 | Втрата тиску в повітроохолоджувачі                      | $\Delta P_{ox}$ , МПа | 0,004  |
| 18 | ККД повітроохолоджувача                                 | $\eta_o$              | 0,9    |
| 19 | Температура залишкових газів                            | $T_r$ , К             | 800    |
| 20 | Масовий склад палива (кг/кг)                            | $C$                   | 0,87   |
|    |                                                         | $H$                   | 0,126  |
|    |                                                         | $S$                   | 0      |
|    |                                                         | $O$                   | 0,004  |
| 21 | Нижча теплота згорання палива                           | $Q_{H_2}$ , кДж/кг    | 42700  |
| 22 | Кількість циліндрів                                     | $i$                   | 16     |
| 23 | Діаметр циліндра                                        | $D_c$ , м             | 0,48   |
| 24 | Хід поршня                                              | $S$ , м               | 0,6    |
| 25 | Коефіцієнт тактності                                    | $z$                   | 0,5    |
| 26 | Коефіцієнт надлишку повітря для згорання                | $\alpha$              | 2,05   |
| 27 | Показник адіабати повітря                               | $k_B$                 | 1,4    |
| 28 | Адіабатний ККД турбіни                                  | $\eta_{t.ad}$         | 0,81   |
| 29 | Механічний ККД турбіни                                  | $\eta_{t.m}$          | 0,96   |
| 30 | Температура охолоджуючої рідини на вході                | $T_w$ , К             | 300    |
| 31 | Коефіцієнт втрат тиску на впуску                        | $\xi_a$               | 0,97   |
| 32 | Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором | $\psi_t$              | 0,767  |

Під час **процесу наповнення** циліндр в дизеля поступає свіжий заряд повітря, що забезпечує протікання процесу згорання пального в наступному циклі. Що більше надійде до робочого циліндру свіжого повітря, тим більшу кількість впорскуваного палива може спалити, та відповідно отримати більшу циліндрову потужність може розвинути двигун за інших ідентичних умов його роботи. Розрахунок процесу наповнення середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) реалізовано у табличній формі (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Розрахунок наповнення двигуна MAN 16V48/60B

| № з/п | Найменування                                   | Розмірність | Спосіб визначення                                                                                                                          | Значення |
|-------|------------------------------------------------|-------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| 1     | Температура повітря за компресором             | $T_k, K$    | $T_k = T_0 \cdot \left[ 1 + \frac{\left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$                                         | 455,128  |
| 2     | Температура повітря перед двигуном             | $T_s, K$    | $T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$                                                                                                     | 315,518  |
| 3     | Температура заряду до кінця процесу наповнення | $T_a, K$    | $T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$                                                                         | 346,847  |
| 4     | Тиск повітря перед двигуном                    | $P_s, MPa$  | $P_s = P_k - \Delta P_{ox.}$                                                                                                               | 0,361    |
| 5     | Тиск заряду до кінця процесу наповнення        | $P_a, MPa$  | $P_a = \xi_a \cdot P_s$                                                                                                                    | 0,35     |
| 6     | Коефіцієнт наповнення                          | $\eta_n$    | $\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$ | 0,921    |

Під час **процесу стиснення** у робочому циліндрі двигуна MAN 16V48/60B підвищується тиск та температура (температура підвищується до рівня достатньою для самозаймання циклової дози пального, що поступає до циліндра наприкінці процесу стиснення), а також забезпечується потрібний перепад температури у циклі, що сприяє збільшенню індикаторного ККД. Цей процес проходить під час переміщення поршня двигуна від НМТ до ВМТ при закритих органах газообміну (робочих клапанів). Розрахунок процесу стиснення середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) реалізується у табличній формі (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Розрахунок стиснення повітря у циліндрі двигуна MAN 16V48/60B

| № з/п | Найменування                                                   | Розмірність                  | Спосіб визначення                                                                                                                                                                              | Значення |
|-------|----------------------------------------------------------------|------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| 1     | Середня мольна ізохорна теплоємність повітря                   | $c'_{v,}$<br>кДж/(кмоль·К)   | $c'_{v,} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$                                                                                                                                                             | —        |
| 2     | Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання | $c''_{v,}$<br>кДж/(кмоль·К)  | $c''_{v,} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$                                                                                                                                                            | —        |
| 3     | Теплоємність суміші повітря й залишкових газів на ході стиску  | $c''_{vc,}$<br>кДж/(кмоль·К) | $c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_{v,} + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_{v,}}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,002513; a_{vc} = 19,274$ | —        |

|   |                                    |             |                                                                                 |         |
|---|------------------------------------|-------------|---------------------------------------------------------------------------------|---------|
| 4 | Середній показник політропи стиску | $n_1$       | $n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{bc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$ | 1,362   |
| 5 | Тиск наприкінці стиску             | $P_c$ , МПа | $P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$                                             | 14,367  |
| 6 | Температура наприкінці стиску      | $T_c$ , К   | $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$                                           | 906,083 |

Під час **процесу згоряння** циклової порції палива у камері згоряння дизеля відбувається виділення тепла, що потім перетворюється у двигуні на корисну механічну роботу у вигляді крутного моменту на вихідному фланці. Він є базовим процесом розрахункового циклу ДВЗ. Самозаймання паливоповітряної суміші, що є характерним само дизельним двигунам і подальший процес горіння палива є досить складним процесом, під час якого відбувається хімічне з'єднання горючих складових дизельного палива з киснем, що міститься у повітрі повітря. Цей процес окиснення супроводжується великим виділенням теплоти. При виконанні розрахунків процесу згоряння у двигуні проміжними фізико-хімічними процесами нехтують, а враховують лише остаточні результати процесів хімічних перетворень. Розрахунок процесу згоряння середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) реалізується у табличній формі (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Розрахунок процесу згоряння циклової дози палива

| № з/п | Найменування                              | Розмірність         | Спосіб визначення                                                                                       | Значення |
|-------|-------------------------------------------|---------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| 1     | Дійсна кількість повітря для згоряння     | $L$ ,<br>кмоль/кг   | $L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$ | 1,014    |
| 2     | Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни    | $\beta_0$           | $\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$                                                        | 1,0312   |
| 3     | Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни     | $\beta$             | $\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$                                                       | 1,0304   |
| 4     | Частка палива, що згоріла в точці z       | $x_z$               | $x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$                                                                             | 0,969    |
| 5     | Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z   | $\beta_z$           | $\beta_z = 1 + \left( \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$                               | 1,029    |
| 6     | Теоретична кількість повітря для згоряння | $L_0$ ,<br>кмоль/кг | $L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$          | 0,495    |

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.09.02.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

|    |                                                   |                              |                                                                                                                                                                                                                                        |         |
|----|---------------------------------------------------|------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|
| 7  | Приріст об'єму продуктів згоряння                 | $\Delta M$                   | $\Delta M = \left( \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$                                                                                                                                                                                 | 0,0316  |
| 8  | Середня мольна ізохорна теплоємність у точці $z$  | $c''_{vz},$<br>кДж/(кмоль·К) | $c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c''_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,85068; b_z = 0,00304$ | —       |
| 9  | Середня мольна ізохорна теплоємність у крапці $b$ | $c_{vb},$<br>кДж/(кмоль·К)   | $c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,86853; b_b = 0,003053$                                     | —       |
| 10 | Максимальна температура згоряння                  | $T_z, K$                     | $\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c''_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$                                        | 1943,23 |
| 11 | Максимальний тиск згоряння                        | $P_z, \text{МПа}$            | $P_z = \lambda \cdot P_c$                                                                                                                                                                                                              | 17,527  |

**Процес розширення** робочого тіла яким є продукти згоряння в циліндрі відбувається під час переміщення поршня двигуна від ВМТ до НМТ. У теорії ДВЗ цей такт ще прийнято називати **робочим ходом**. У теоретичному розрахунковому циклі вважають, що цей процес розпочинається наприкінці видимого згоряння, при цьому проходить політропічне падіння тиску й температури робочого тіла. У реальному робочому циклі дизеля цей процес закінчується в той момент, коли відбувається відкривання випускних клапанів (або вікон у двотактних ДВЗ). У теоретичному циклі кінець розширення прийнято відносити до точки  $b$ , яка розташовується у НМТ у чотиритактних ДВЗ. На процес розширення мають вплив: теплообмін робочого тіла зі стінками циліндра, процес догоряння часток палива у першій фазі розширення, можливі витікання частини робочого тіла крізь наявні нещільності поршневих ущільнюючих кілець, а також процес рекомбінація (відновлення) деякої кількості продуктів дисоціації, що відбулася при згорянні. Усі перераховані фактори обумовлюють змінення показника політропи розширення робочого тіла  $n_2$ .

Розрахунок процесу розширення середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) реалізується у табличній формі (табл. 2.5).

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.09.02.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |



Таблиця 2.5 – Розрахунок робочого ходу двигуна MAN 16V48/60B

| № з/п | Найменування                              | Розмірність | Спосіб визначення                                                                                                                                                                                                                                               | Значення |
|-------|-------------------------------------------|-------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| 1     | Ступінь попереднього розширення           | $\rho$      | $\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$                                                                                                                                                                                                          | 1,763    |
| 2     | Ступінь наступного розширення             | $\delta$    | $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$                                                                                                                                                                                                                             | 8,678    |
| 3     | Середній показник політропи розширення    | $n_2$       | $n_2 = \frac{8.314 \cdot \left( \frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$ | 1,274    |
| 4     | Температура наприкінці процесу розширення | $T_b, K$    | $T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$                                                                                                                                                                                                                      | 1075,36  |
| 5     | Тиск наприкінці процесу розширення        | $P_b, MPa$  | $P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$                                                                                                                                                                                                                                | 1,118    |

За результатами проведених вище розрахунків визначаються індикаторні і ефективні показники роботи суднового середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B), які представлені у табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Розрахунок індикаторних і ефективних показники роботи середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B)

| № з/п | Найменування                           | Розмірність                                    | Спосіб визначення                                                                                                                                                                                                                                    | Значення |
|-------|----------------------------------------|------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| 1     | Теоретичний середній індикаторний тиск | $P'_i, MPa$                                    | $P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$ | 2,717    |
| 2     | Дійсний середній індикаторний тиск     | $P_i, MPa$                                     | $P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$                                                                                                                                                                                                          | 2,663    |
| 3     | Індикаторна питома витрата палива      | $g_i, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ | $b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$                                                                                                                                                                      | 0,169    |
| 4     | Індикаторний ККД                       | $\eta_i$                                       | $\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$                                                                                                                                                                                                                | 0,499    |
| 5     | Середній ефективний тиск               | $P_e, MPa$                                     | $P_e = P_i \cdot \eta_m$                                                                                                                                                                                                                             | 2,471    |
| 6     | Ефективний ККД двигуна                 | $\eta_e$                                       | $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$                                                                                                                                                                                                                       | 0,463    |
| 7     | Питома ефективна витрата палива        | $g_e, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ | $b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$                                                                                                                                                                                                                           | 0,182    |
| 8     | Ефективна потужність двигуна           | $N_e \text{ кВт}$                              | $N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$                                                                                                                                                                                 | 18403,06 |

|   |                                                              |                |                                     |       |
|---|--------------------------------------------------------------|----------------|-------------------------------------|-------|
| 9 | Порівняння заданої й отриманої ефективної потужності двигуна | $\Delta N, \%$ | $\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$ | 0,017 |
|---|--------------------------------------------------------------|----------------|-------------------------------------|-------|

Для реалізації процесу конструювання та проектування нового агрегату наддуву потрібно визначити його дійсне значення  $P_k$  на відповідному режимі роботи середньо-обертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B), що виконується у табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Дійсне значення  $P_k$  компресора агрегату наддуву на відповідному режимі роботи середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B)

| № з/п | Найменування                                          | Розмірність                        | Спосіб визначення                                                                                                                                                                                                                                                                                                              | Значення |
|-------|-------------------------------------------------------|------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| 1     | Витрата повітря через компресор                       | $G, \text{кг/с}$                   | $G = \left( \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left( \frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left( \frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$                                                                                                                                   | 28,688   |
| 2     | Витрата газів через турбіну                           | $G_t, \text{кг/с}$                 | $G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$                                                                                                                                                                                                                                                                                         | 29,618   |
| 3     | Тиск газу перед турбіною                              | $P_r, \text{МПа}$                  | $P_r = \psi_t \cdot P_k$                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | 0,278    |
| 4     | Температура газу перед турбіною                       | $T_t, \text{К}$                    | $T_t = T_b \cdot \left( \frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$                                                                                                                                                                                                                                                           | 797,445  |
| 5     | Загальна кількість продуктів згоряння                 | $M_s, \text{кмоль}$                | $M_s = \left( \frac{C}{12} \right) + \left( \frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$                                                                                                                                                                                         | 1,046    |
| 6     | Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів | $R_t, \text{Дж/кг} \cdot \text{К}$ | $R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$                                                                                                                       | 287,351  |
| 7     | Показник адіабати розширення газу в турбіні           | $k_t$                              | $k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$                                                                                                                                                                                                                                                        | 1,373    |
| 8     | Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі         | $P_k$                              | $P_k = \left[ \frac{\left( \frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[ 1 - \frac{1}{\left( \frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left( \frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$ | 3,59     |
| 9     | Дійсний тиск наддування                               | $P_{kd}, \text{МПа}$               | $P_{kd} = P_k \cdot P_0$                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | 0,364    |
|       | Порівняння заданого й отриманого тиску наддуву        | $\Delta P_k, \%$                   | $\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$                                                                                                                                                                                                                                                                                     | -0,27    |

Теоретична індикаторна діаграма середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) будується у програмному середовищі *Microsoft Excel* за отриманими вище даними розрахунку робочого циклу (відповідно до даних табл. 2.1...2.7). Для побудови індикаторної діаграми двигуна 16ЧН 48/60 у системі координат  $p - V/V_c$  необхідно мати значення ординати точок політропи стиснення робочого тіла та розширення. Значення цих точок визначаються наступним чином:

– для процесу стиснення робочого тіла (свіжого заряду повітря) – 
$$p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}};$$

– для процесу розширення робочого тіла (продуктів згоряння) – 
$$p = \frac{p_z \cdot p^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}};$$

у наведених рівняннях  $V/V_c = \epsilon_x$  – поточне значення ступеня стиснення  $\epsilon$  дизеля.

У табл. 2.8 представлені вихідні данні для підрахунку ординати точок стиснення та розширення, а у табл. 2.9 їх розрахункові значення. Нижче представлено індикаторну діаграму середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) у системі координат  $p-V/V_c$  (рис. 2.1).

Таблиця 2.8 – Вихідні дані розрахунку ординати точок стиснення та розширення

| № з.п. | Параметр                               | Значення |
|--------|----------------------------------------|----------|
| 1      | Показник політропи стиснення $n_1$     | 1,362    |
| 2      | Показник політропи розширення $n_2$    | 1,274    |
| 3      | Тиск кінця стиснення $p_c$ , МПа       | 14,367   |
| 4      | Максимальний тиск згоряння $p_z$ , МПа | 17,527   |
| 5      | Ступінь попереднього розширення $\rho$ | 1,763    |
| 6      | Ступінь стиснення $\epsilon$           | 15,3     |

Таблиця 2.9 – Результати розрахунку крапок індикаторної діаграми двигуна

| № з.п. | Параметр  |          |            |
|--------|-----------|----------|------------|
|        | $(V/V_c)$ | $P_{ст}$ | $P_{разш}$ |
| 1      | 1,00      | 17,53    |            |
| 2      | 1,00      | 14,37    | 17,53      |
| 3      | 1,76      | 6,64     | 17,53      |
| 4      | 2,44      | 4,26     | 11,59      |
| 5      | 3,12      | 3,05     | 8,48       |
| 6      | 3,79      | 2,34     | 6,60       |

|    |       |      |      |
|----|-------|------|------|
| 7  | 4,47  | 1,87 | 5,36 |
| 8  | 5,15  | 1,54 | 4,48 |
| 9  | 5,82  | 1,30 | 3,82 |
| 10 | 6,50  | 1,12 | 3,32 |
| 11 | 7,18  | 0,98 | 2,93 |
| 12 | 7,85  | 0,87 | 2,61 |
| 13 | 8,53  | 0,78 | 2,35 |
| 14 | 9,21  | 0,70 | 2,13 |
| 15 | 9,89  | 0,63 | 1,95 |
| 16 | 10,56 | 0,58 | 1,79 |
| 17 | 11,24 | 0,53 | 1,66 |
| 18 | 11,92 | 0,49 | 1,54 |
| 19 | 12,59 | 0,46 | 1,43 |
| 20 | 13,27 | 0,42 | 1,34 |
| 21 | 13,95 | 0,40 | 1,26 |
| 22 | 14,62 | 0,37 | 1,18 |
| 23 | 15,30 | 0,35 | 1,12 |
| 24 | 15,30 |      | 0,35 |

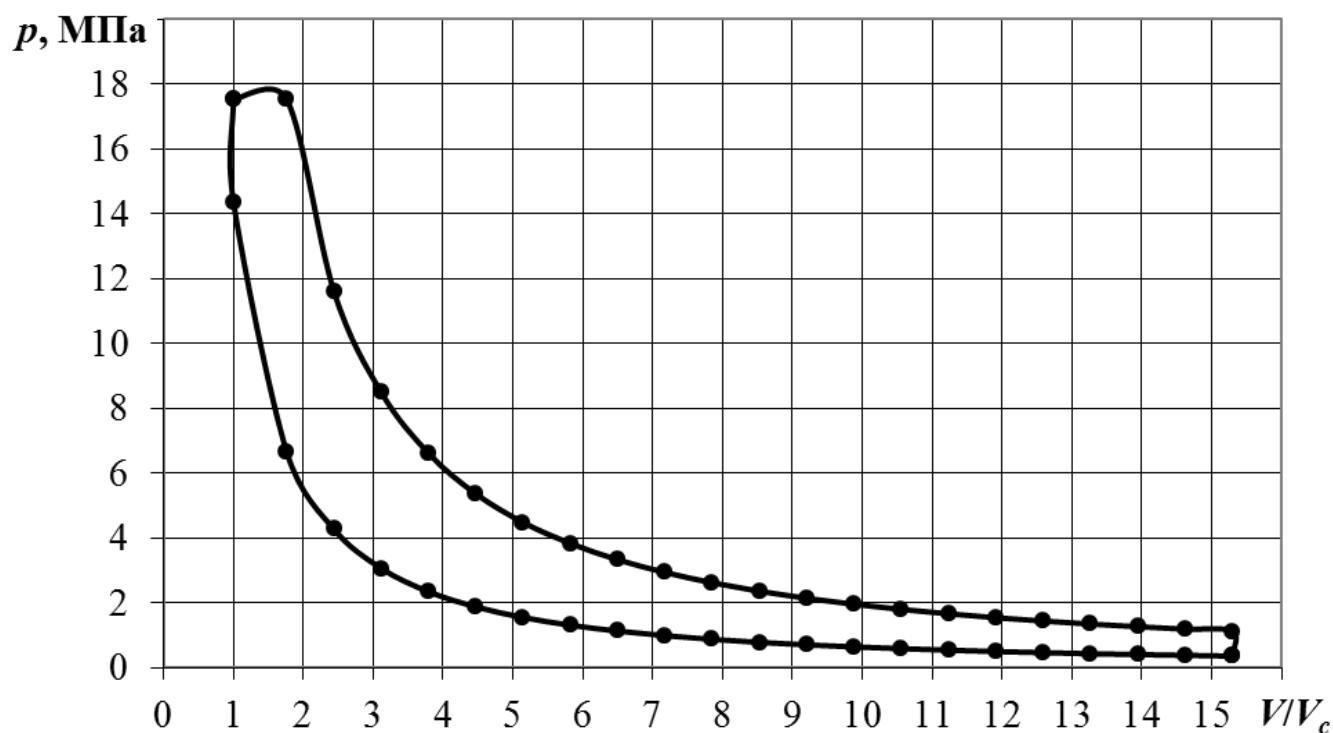


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма у системі координат  $p-V/V_c$  середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) з умов збільшеного тиску наддуву

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227см.24.09.02.ПЗ

Аркуш

### 2.3. Висновки до розділу

У розділі було виконано розрахунок робочого циклу суднового середньообертового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B) за методом запропонованим проф. Гриневецьким В. І. за умов збільшеного тиску наддуву на 14 %. Це надало змогу забезпечити можливість зниження питомої ефективної витрати палива на 2 г/(кВт·год) зі збереженням номінальної ефективної потужності дизеля на рівні 18400 кВт. Також, потрібно відзначити, що отримані результати є основою подальших розрахунків та процесу проектування агрегату наддуву дизеля 16ЧН 48/60.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.09.02.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                            |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

## РОЗДІЛ 3

### РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ НА КШМ

#### 3.1. Загальні положення кінематики та динаміки поршневих ДВЗ

Сучасний високофорсований двигун, що надійно працює та має великий моторесурс може бути створений тільки на базі його детального кінематичного та динамічного дослідження. Від адекватності динамічного розрахунку двигуна залежить точність визначення сил, що діють на його певні елементи і, отже, достовірність їх розрахунку на міцність й зносостійкість.

Найпоширенішим механізмом перетворення руху у ДВЗ є кривошипно-шатунний механізм (КШМ), що перетворює зворотно-поступальний рух поршня у обертовий рух вала.

Двигун внутрішнього згоряння у загальному випадку являє собою пружну, деформовану систему. На деталі двигуна з розподіленими параметрами (маса, модуль пружності, момент інерції тощо) діють розподілені сили. Рівняння руху такої складної системи можна одержати, скориставшись принципом Гамільтона. Однак отримати вирази кінетичної та потенційної енергії системи в аналітичному вигляді не представляється можливим через їхню громіздкість. У зв'язку з цим ДВЗ під час розгляду кінематики та динаміки представляють як систему, що складається з дискретних мас і невагомих пружних зв'язків. Рух такої системи описується рівнянням Лагранжа II роду:

$$\frac{d}{d\tau} \left( \frac{\partial(W - \Pi)}{\partial q_i} \right) - \frac{\partial(W - \Pi)}{\partial q_i} = Q_i,$$

де  $q_i$  – узагальнена координата;  $W$  і  $\Pi$  – кінетична і потенційна енергія системи;  $Q_i$  – узагальнена сила, що не має потенціалу.

Такий підхід розрахунку зручний для аналізу складних систем, тому він набув найбільшого поширення і в динамічних розрахунках ДВЗ. Із загального рівняння Лагранжа II роду слідує, що за однакових узагальнених сил для ідентифікації розрахункової та дійсної схем двигуна необхідно забезпечити рівність кінетичної та потенційної енергій елементів розрахункової схеми та реальної системи.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.03.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

Для багатьох задач динаміки, зокрема під час визначення руху КШМ без урахування коливань, реальну конструкцію з достатньою для практики точністю можна замінити розрахунковою схемою, у якій недеформовані елементи (їхні маси можна вважати зосередженими) з'єднані між собою абсолютно жорсткими невагомими стрижнями. Умовою приведення розрахункової та дійсної систем є рівність кінетичної енергії.

Такий підхід використовується під час розгляду кінематики КШМ, сил, що діють у ньому, і врівноваження двигуна. Пружність зв'язків між елементами двигуна враховується під час розгляду питань, пов'язаних із крутильними, згинальними та поздовжніми коливаннями систем колінчастих валів ДВЗ.

### 3.2. Побудова діаграм переміщення, швидкості і прискорення поршня

Двигуни з V-подібним розташуванням циліндрів поділяються за конструкцією з'єднання шатунів з кривошипною шийкою колінчастого валу на три групи: двигуни у яких це зчленування реалізується за допомогою головного та причіпного шатунів; двигуни, які мають вільчастий та центральний шатуни; двигуни з однаковими шатунами, розміщеними поруч на загальній шатунній шийці валу. Перша конструкція характеризується специфічною кінематикою та динамікою КШМ. Кінематика та динаміка КШМ кожного ряду циліндрів другої та третьої конструкції такі ж самі, як і у однорядного ДВЗ. Виходячи з цього, переміщення поршня двигуна 16ЧН 48/60 можна визначити за формулою:

$$S_{\varphi} = R \cdot (1 - \cos \varphi) \cdot [1 + 0,5\lambda \cdot (1 + \cos \varphi)]$$

де  $R$  – радіус кривошипа колінвалу;  $\varphi$  – кут повороту колінвалу;  $\lambda$  – відношення радіуса кривошипа  $R$  до довжини шатуна  $L$ .

Виходячи з того, що швидкість поршня – це похідна переміщення в часі, то маємо:

$$V_{\varphi} = \frac{dS}{dt} = \omega \frac{dS}{d\varphi}; \quad V_{\varphi} = R \cdot \omega \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right),$$

де  $\omega$  – кутова швидкість кривошипа колінвалу.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.03.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

Виходячи з того, що прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня в часі матимемо:

$$j_{\varphi} = \frac{dV}{dt} = \omega \frac{dV}{d\varphi}; \quad j_{\varphi} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi).$$

Результати розрахунків кінематики дизеля 16ЧН 48/60 представлено у вигляді діаграм (рис. 3.1–3.3).

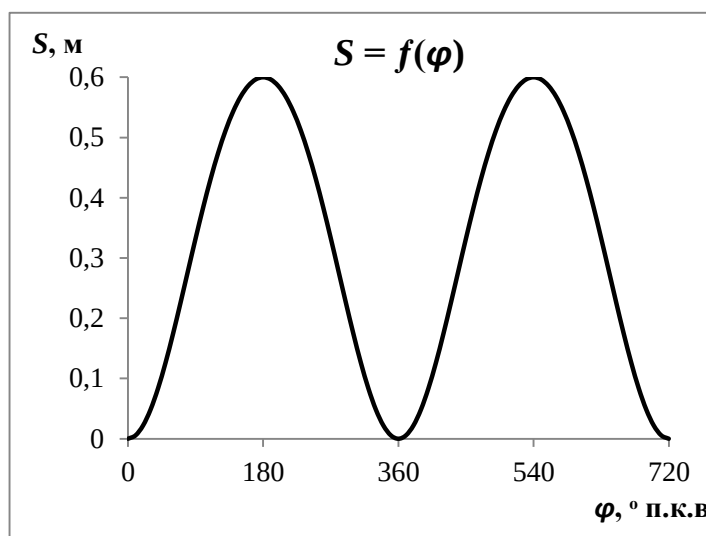


Рисунок 3.1 – Діаграма переміщення поршня дизеля 16ЧН 48/60 в залежності від кута п.к.в.

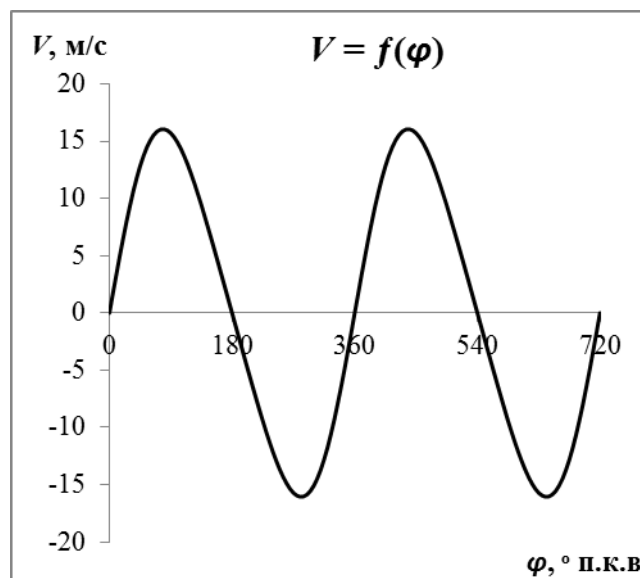


Рисунок 3.2 – Діаграма швидкості поршня дизеля 16ЧН 48/60 в залежності від кута п.к.в.



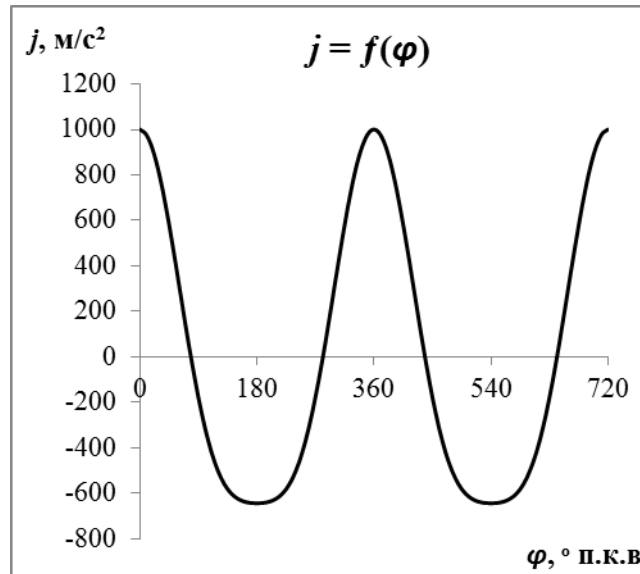


Рисунок 3.3 – Діаграма прискорення поршня дизеля 16ЧН 48/60  
в залежності від кута п.к.в.

### 3.3. Визначення мас поступово рухаючихся та обертаючихся частин дизеля 16ЧН 48/60

Масу поступово рухаючихся частин дизеля 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B) визначаємо за виразом:

$$M_S = M_{\Pi} + M_{\Pi.\Pi} + M_{\Pi S} + M_K$$

де  $M_{\Pi}$  – маса поршня ( $M_{\Pi} = 347$  кг);  $M_{\Pi.\Pi}$  – маса поршневого пальця ( $M_{\Pi.\Pi} = 102$  кг);  $M_{\Pi S}$  – маса шатуна віднесена до поступово рухаючихся деталей;  $M_K$  – маса поршневих кілець (уцілюючих та маслоз’ємних).

$$M_{\Pi S} \approx 0,3 \cdot M_{\Pi} \approx 0,3 \cdot 637 = 191 \text{ кг},$$

де  $M_{\Pi}$  – маса шатуна ( $M_{\Pi} = 637$  кг).

Масою поршневих кілець можна знехтувати, так як вона не значна:

$$M_S = 347 + 102 + 191 = 640 \text{ кг}.$$

Маса обертаючихся частин дизеля 16ЧН 48/60 визначаємо за виразом:

$$M_R = M_{\Pi.\Pi} + 2 \cdot M_K + M_{\Pi R}$$

де  $M_{\Pi.\Pi}$  – маса шатунної шийки ( $M_{\Pi.\Pi} = 375$  кг);  $M_K$  – частина маси щокі коліна, що здійснює обертовий рух;  $M_{\Pi R}$  – маса шатуна віднесена до обертуючихся деталей.

$$M_{\Pi R} \approx 0,7 \cdot M_{\Pi} = 0,7 \cdot 637 = 446 \text{ кг}.$$

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.03.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

$$M_{\kappa} = M_{\text{ш}} \cdot \frac{c}{R}$$

де  $c$  – відстань від осі до центра мас щоки колінчатого валу дизеля 16ЧН 48/60.

$$M_{\kappa} = 637 \cdot \frac{0,127}{0,3} = 269,6 \text{ кг}$$

Тоді матимемо:

$$M_R = 375 + 2 \cdot 269,6 + 446 = 1360 \text{ кг.}$$

### 3.4. Розрахунок сил діючих на КШМ двигуна 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

Сила інерції ПРМ прикладена в центрі поршневого пальця, діє вздовж осі циліндру і дорівнює, МПа:

$$P_j = -m_s \cdot j = -m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos \varphi)$$

Сила тиску газів визначається, як:

– для процесу стискання:

$$P_{\text{гi}} = P_a \cdot \varepsilon_i^{n_1}$$

де  $P_a$  – тиск на початку стискання;  $\varepsilon_i$  – поточне значення ступеня стискання.

– для розширення:

$$P_{\text{гi}} = \frac{P_z}{\delta_i^{n_2}}$$

де  $P_z$  – максимальний тиск згоряння;  $\delta_i$  – поточне значення ступеня послідуочого розширення.

Поточне значення ступеня стискання розраховується за формулою:

$$\varepsilon_i = \frac{2 + h_c}{S_i + h_c}$$

де  $S_i$  – поточне значення переміщення поршня;  $h_c$  – висота камери згоряння:

$$h_c = \frac{2}{\varepsilon - 1}$$

Поточне значення ступень послідуочого розширення визначаємо за виразом:

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.03.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                            |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

$$\delta_i = \frac{S_i + h_c}{\rho \cdot h_c}$$

де  $\rho$  – ступінь попереднього розширення (другий розділ).

Рушійна сила:

$$P_{\text{руш}} = P_r \pm P_j$$

Нормальна сила:

$$N = P_{\text{руш}} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

де  $\beta = \lambda \cdot \sin(\varphi)$ .

Радіальна сила:

$$Z = P_{\text{руш}} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Дотична (тангенціальна) сила:

$$T = P_{\text{руш}} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Розрахунок виконується в середовищі *Microsoft Excel* таблиці 3.1–3.3, за отриманими даними за допомогою вбудованої в *Excel* функція – «Майстер побудови діаграм» строятся усі потрібні графічні залежності – рис. 3.4...3.6.

Таблиця 3.1 – Вхідні данні розрахунку діаграм динаміки

|                                    |       |               |        |
|------------------------------------|-------|---------------|--------|
| Діаметр поршня                     | мм    | $D$           | 480    |
| Частота обертання колінчатого валу | об/хв | $n$           | 514    |
| Максимальний тиск в циліндрі       | МПа   | $P_z$         | 17,527 |
| Тиск на початку стиснення          | МПа   | $P_a$         | 0,35   |
| Тиск в ресивері                    | МПа   | $P_s$         | 0,361  |
| Тиск відпрацьованих газів          | МПа   | $P_r$         | 0,278  |
| Кривошипно-шатунне відношення      | –     | $\lambda$     | 0,217  |
| Маса поступово рухаючихся частин   | кг    | $M_s$         | 640    |
| Радіус кривошипа                   | м     | $R$           | 0,3    |
| Ступінь стиснення                  | –     | $\varepsilon$ | 15,3   |
| Показник політропи стиснення       | –     | $n_1$         | 1,362  |
| Показник політропи розширення      | –     | $n_2$         | 1,274  |
| Ступінь попереднього розширення    | –     | $\rho$        | 1,763  |
| Кут між рядами циліндрів           | град  | $\gamma$      | 45     |
| Кут між кривошипами                | град  | $\varphi_z$   | 90     |
| Кут між спалахами                  | град  | $\alpha_z$    | 90     |

Таблиця 3.2 – Координати точок сил двигуна 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

| $\varphi^\circ$ | $\varphi_i$ | Pr      | Pj      | Pdv     | N       | Z       | T       | $P_{Hl}$ | $P_{Jl}$ | $P_{dvl}$ | $N_l$   | $Z_l$   | $T_l$   | $Z_{\Sigma}$ | $T_{\Sigma}$ |
|-----------------|-------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|----------|-----------|---------|---------|---------|--------------|--------------|
| 0               | -45         | 0,3650  | -3,7392 | -3,3742 | 0,0000  | -3,3742 | 0,0000  | 0,2780   | -2,1726  | -1,8946   | 0,2930  | -1,1325 | 1,5469  | -4,5067      | 1,5469       |
| 15              | -30         | 0,3650  | -3,5452 | -3,1802 | -0,1788 | -3,0256 | -0,9958 | 0,2780   | -2,9942  | -2,7162   | 0,2959  | -2,2044 | 1,6143  | -5,2300      | 0,6185       |
| 30              | -15         | 0,3650  | -2,9942 | -2,6292 | -0,2864 | -2,1338 | -1,5626 | 0,2780   | -3,5452  | -3,2672   | 0,1837  | -3,1083 | 1,0231  | -5,2421      | -0,5396      |
| 45              | 0           | 0,3650  | -2,1726 | -1,8076 | -0,2796 | -1,0805 | -1,4758 | 0,3650   | -3,7392  | -3,3742   | 0,0000  | -3,3742 | 0,0000  | -4,4547      | -1,4758      |
| 60              | 15          | 0,3650  | -1,2029 | -0,8379 | -0,1593 | -0,2809 | -0,8053 | 0,3650   | -3,5452  | -3,1802   | -0,1788 | -3,0256 | -0,9958 | -3,3065      | -1,8011      |
| 75              | 30          | 0,3650  | -0,2178 | 0,1472  | 0,0313  | 0,0079  | 0,1503  | 0,3650   | -2,9942  | -2,6292   | -0,2864 | -2,1338 | -1,5626 | -2,1259      | -1,4124      |
| 90              | 45          | 0,3650  | 0,6667  | 1,0317  | 0,2275  | -0,2275 | 1,0317  | 0,3650   | -2,1726  | -1,8076   | -0,2796 | -1,0805 | -1,4758 | -1,3079      | -0,4441      |
| 105             | 60          | 0,3650  | 1,3726  | 1,7376  | 0,3696  | -0,8068 | 1,5827  | 0,3650   | -1,2029  | -0,8379   | -0,1593 | -0,2809 | -0,8053 | -1,0877      | 0,7774       |
| 120             | 75          | 0,3650  | 1,8696  | 2,2346  | 0,4250  | -1,4853 | 1,7228  | 0,3650   | -0,2178  | 0,1472    | 0,0313  | 0,0079  | 0,1503  | -1,4775      | 1,8730       |
| 135             | 90          | 0,3650  | 2,1726  | 2,5376  | 0,3925  | -2,0719 | 1,5168  | 0,3650   | 0,6667   | 1,0317    | 0,2275  | -0,2275 | 1,0317  | -2,2993      | 2,5486       |
| 150             | 105         | 0,3650  | 2,3275  | 2,6925  | 0,2933  | -2,4784 | 1,0923  | 0,3650   | 1,3726   | 1,7376    | 0,3696  | -0,8068 | 1,5827  | -3,2852      | 2,6750       |
| 165             | 120         | 0,3650  | 2,3904  | 2,7554  | 0,1549  | -2,7016 | 0,5635  | 0,3650   | 1,8696   | 2,2346    | 0,4250  | -1,4853 | 1,7228  | -4,1869      | 2,2863       |
| 180             | 135         | 0,3500  | 2,4058  | 2,7558  | 0,0000  | -2,7558 | 0,0000  | 0,3650   | 2,1726   | 2,5376    | 0,3925  | -2,0719 | 1,5168  | -4,8276      | 1,5168       |
| 195             | 150         | 0,3561  | 2,3904  | 2,7465  | -0,1544 | -2,6928 | -0,5617 | 0,3650   | 2,3275   | 2,6925    | 0,2933  | -2,4784 | 1,0923  | -5,1713      | 0,5306       |
| 210             | 165         | 0,3753  | 2,3275  | 2,7028  | -0,2944 | -2,4879 | -1,0964 | 0,3650   | 2,3904   | 2,7554    | 0,1549  | -2,7016 | 0,5635  | -5,1895      | -0,5329      |
| 225             | 180         | 0,4112  | 2,1726  | 2,5837  | -0,3996 | -2,1095 | -1,5444 | 0,3500   | 2,4058   | 2,7558    | 0,0000  | -2,7558 | 0,0000  | -4,8653      | -1,5444      |
| 240             | 195         | 0,4708  | 1,8696  | 2,3404  | -0,4451 | -1,5557 | -1,8043 | 0,3561   | 2,3904   | 2,7465    | -0,1544 | -2,6928 | -0,5617 | -4,2485      | -2,3660      |
| 255             | 210         | 0,5679  | 1,3726  | 1,9405  | -0,4128 | -0,9010 | -1,7675 | 0,3753   | 2,3275   | 2,7028    | -0,2944 | -2,4879 | -1,0964 | -3,3889      | -2,8640      |
| 270             | 225         | 0,7292  | 0,6667  | 1,3959  | -0,3078 | -0,3078 | -1,3959 | 0,4112   | 2,1726   | 2,5837    | -0,3996 | -2,1095 | -1,5444 | -2,4173      | -2,9403      |
| 285             | 240         | 1,0107  | -0,2178 | 0,7929  | -0,1687 | 0,0423  | -0,8095 | 0,4708   | 1,8696   | 2,3404    | -0,4451 | -1,5557 | -1,8043 | -1,5134      | -2,6139      |
| 300             | 255         | 1,5394  | -1,2029 | 0,3365  | -0,0640 | 0,1128  | -0,3234 | 0,5679   | 1,3726   | 1,9405    | -0,4128 | -0,9010 | -1,7675 | -0,7881      | -2,0910      |
| 315             | 270         | 2,6281  | -2,1726 | 0,4555  | -0,0704 | 0,2723  | -0,3719 | 0,7292   | 0,6667   | 1,3959    | -0,3078 | -0,3078 | -1,3959 | -0,0355      | -1,7678      |
| 330             | 285         | 5,0620  | -2,9942 | 2,0678  | -0,2252 | 1,6781  | -1,2290 | 1,0107   | -0,2178  | 0,7929    | -0,1687 | 0,0423  | -0,8095 | 1,7204       | -2,0385      |
| 345             | 300         | 10,1026 | -3,5452 | 6,5574  | -0,3687 | 6,2385  | -2,0533 | 1,5394   | -1,2029  | 0,3365    | -0,0640 | 0,1128  | -0,3234 | 6,3514       | -2,3767      |
| 360             | 315         | 14,3753 | -3,7392 | 10,6361 | 0,0000  | 10,6361 | 0,0000  | 2,6281   | -2,1726  | 0,4555    | -0,0704 | 0,2723  | -0,3719 | 10,9083      | -0,3719      |
| 375             | 330         | 17,5270 | -3,5452 | 13,9818 | 0,7861  | 13,3019 | 4,3781  | 5,0620   | -2,9942  | 2,0678    | -0,2252 | 1,6781  | -1,2290 | 14,9801      | 3,1491       |
| 390             | 345         | 13,5965 | -2,9942 | 10,6023 | 1,1549  | 8,6044  | 6,3013  | 10,1026  | -3,5452  | 6,5574    | -0,3687 | 6,2385  | -2,0533 | 14,8429      | 4,2480       |
| 405             | 360         | 7,3643  | -2,1726 | 5,1917  | 0,8029  | 3,1033  | 4,2389  | 14,3753  | -3,7392  | 10,6361   | 0,0000  | 10,6361 | 0,0000  | 13,7394      | 4,2389       |
| 420             | 375         | 4,4654  | -1,2029 | 3,2625  | 0,6204  | 1,0939  | 3,1356  | 17,5270  | -3,5452  | 13,9818   | 0,7861  | 13,3019 | 4,3781  | 14,3958      | 7,5137       |
| 435             | 390         | 3,0126  | -0,2178 | 2,7948  | 0,5945  | 0,1491  | 2,8534  | 13,5965  | -2,9942  | 10,6023   | 1,1549  | 8,6044  | 6,3013  | 8,7535       | 9,1547       |
| 450             | 405         | 2,2198  | 0,6667  | 2,8865  | 0,6364  | -0,6364 | 2,8865  | 7,3643   | -2,1726  | 5,1917    | 0,8029  | 3,1033  | 4,2389  | 2,4669       | 7,1254       |
| 465             | 420         | 1,7569  | 1,3726  | 3,1295  | 0,6657  | -1,4530 | 2,8506  | 4,4654   | -1,2029  | 3,2625    | 0,6204  | 1,0939  | 3,1356  | -0,3591      | 5,9862       |
| 480             | 435         | 1,4743  | 1,8696  | 3,3439  | 0,6359  | -2,2227 | 2,5780  | 3,0126   | -0,2178  | 2,7948    | 0,5945  | 0,1491  | 2,8534  | -2,0736      | 5,4314       |
| 495             | 450         | 1,2989  | 2,1726  | 3,4714  | 0,5369  | -2,8343 | 2,0750  | 2,2198   | 0,6667   | 2,8865    | 0,6364  | -0,6364 | 2,8865  | -3,4707      | 4,9616       |
| 510             | 465         | 1,1926  | 2,3275  | 3,5200  | 0,3834  | -3,2402 | 1,4280  | 1,7569   | 1,3726   | 3,1295    | 0,6657  | -1,4530 | 2,8506  | -4,6932      | 4,2785       |
| 525             | 480         | 1,1353  | 2,3904  | 3,5257  | 0,1982  | -3,4569 | 0,7210  | 1,4743   | 1,8696   | 3,3439    | 0,6359  | -2,2227 | 2,5780  | -5,6796      | 3,2990       |
| 540             | 495         | 1,1172  | 2,4058  | 3,5230  | 0,0000  | -3,5230 | 0,0000  | 1,2989   | 2,1726   | 3,4714    | 0,5369  | -2,8343 | 2,0750  | -6,3573      | 2,0750       |
| 555             | 510         | 0,2780  | 2,3904  | 2,6684  | -0,1500 | -2,6163 | -0,5457 | 1,1926   | 2,3275   | 3,5200    | 0,3834  | -3,2402 | 1,4280  | -5,8565      | 0,8822       |
| 570             | 525         | 0,2780  | 2,3275  | 2,6055  | -0,2838 | -2,3983 | -1,0570 | 1,1353   | 2,3904   | 3,5257    | 0,1982  | -3,4569 | 0,7210  | -5,8552      | -0,3359      |
| 585             | 540         | 0,2780  | 2,1726  | 2,4506  | -0,3790 | -2,0008 | -1,4648 | 1,1172   | 2,4058   | 3,5230    | 0,0000  | -3,5230 | 0,0000  | -5,5238      | -1,4648      |
| 600             | 555         | 0,2780  | 1,8696  | 2,1476  | -0,4084 | -1,4275 | -1,6557 | 0,2780   | 2,3904   | 2,6684    | -0,1500 | -2,6163 | -0,5457 | -4,0438      | -2,2014      |
| 615             | 570         | 0,2780  | 1,3726  | 1,6506  | -0,3511 | -0,7664 | -1,5035 | 0,2780   | 2,3275   | 2,6055    | -0,2838 | -2,3983 | -1,0570 | -3,1647      | -2,5605      |
| 630             | 585         | 0,2780  | 0,6667  | 0,9447  | -0,2083 | -0,2083 | -0,9447 | 0,2780   | 2,1726   | 2,4506    | -0,3790 | -2,0008 | -1,4648 | -2,2091      | -2,4096      |
| 645             | 600         | 0,2780  | -0,2178 | 0,0602  | -0,0128 | 0,0032  | -0,0614 | 0,2780   | 1,8696   | 2,1476    | -0,4084 | -1,4275 | -1,6557 | -1,4243      | -1,7171      |
| 660             | 615         | 0,2780  | -1,2029 | -0,9249 | 0,1759  | -0,3101 | 0,8889  | 0,2780   | 1,3726   | 1,6506    | -0,3511 | -0,7664 | -1,5035 | -1,0765      | -0,6146      |
| 675             | 630         | 0,2780  | -2,1726 | -1,8946 | 0,2930  | -1,1325 | 1,5469  | 0,2780   | 0,6667   | 0,9447    | -0,2083 | -0,2083 | -0,9447 | -1,3408      | 0,6021       |
| 690             | 645         | 0,2780  | -2,9942 | -2,7162 | 0,2959  | -2,2044 | 1,6143  | 0,2780   | -0,2178  | 0,0602    | -0,0128 | 0,0032  | -0,0614 | -2,2012      | 1,5529       |
| 705             | 660         | 0,2780  | -3,5452 | -3,2672 | 0,1837  | -3,1083 | 1,0231  | 0,2780   | -1,2029  | -0,9249   | 0,1759  | -0,3101 | 0,8889  | -3,4185      | 1,9120       |
| 720             | 675         | 0,2780  | -3,7392 | -3,4612 | 0,0000  | -3,4612 | 0,0000  | 0,2780   | -2,1726  | -1,8946   | 0,2930  | -1,1325 | 1,5469  | -4,5937      | 1,5469       |

КРБ.142.2227см.24.10.03.ПЗ

Аркуш

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

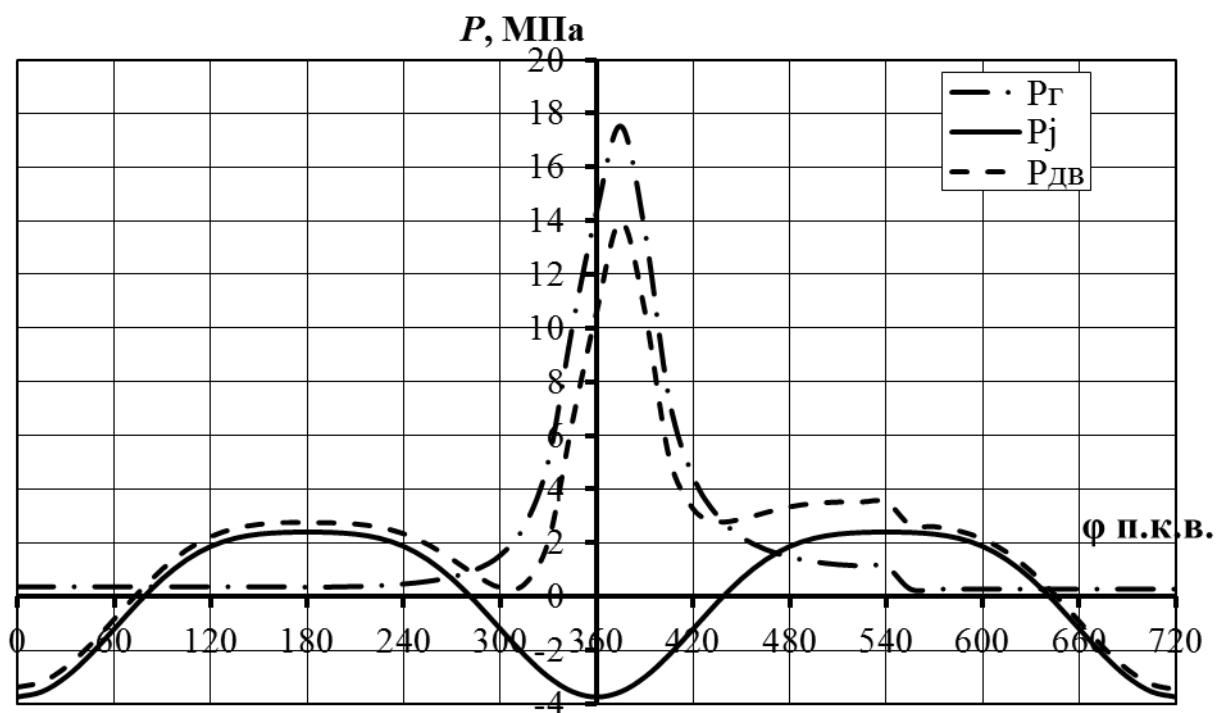


Рисунок 3.3 – Діаграми сил  $P_\gamma$ ,  $P_j$ ,  $P_{дв}$  одного циліндра суднового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

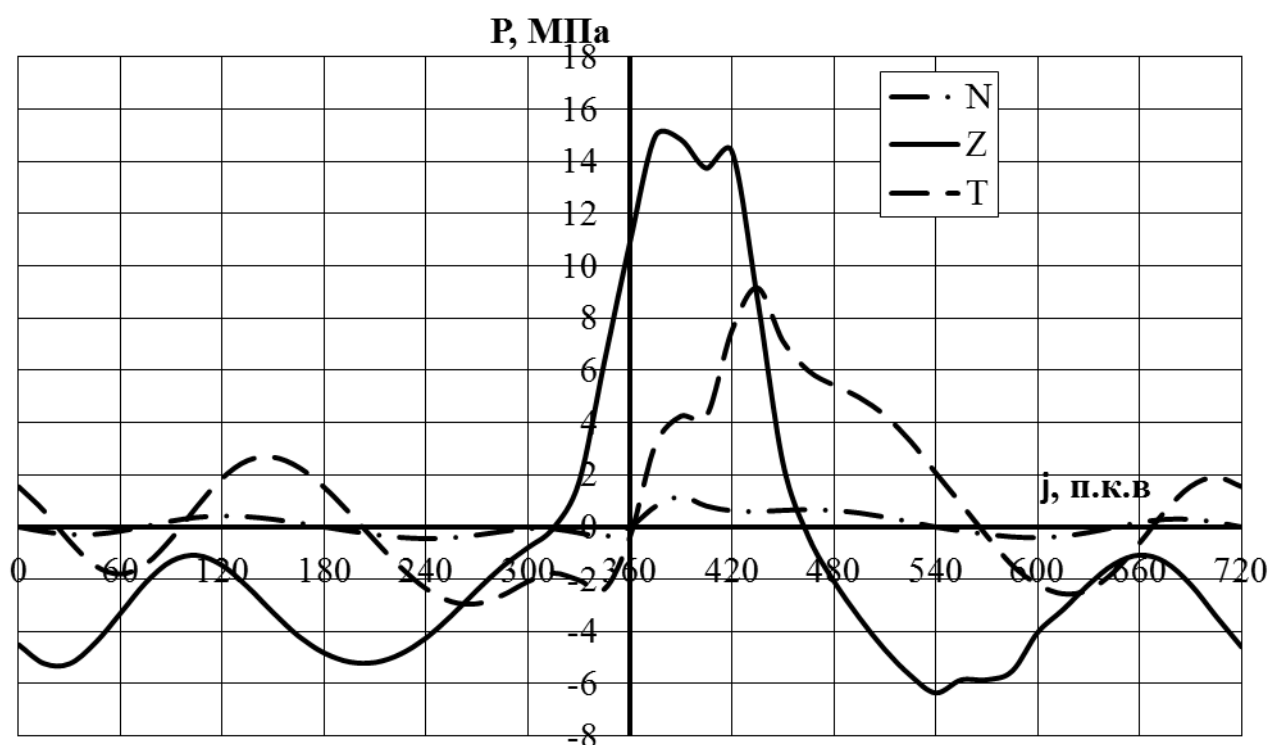


Рисунок 3.4 – Діаграми сил  $N$ ,  $Z$ ,  $T$  пари циліндрів суднового двигуна 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227см.24.10.03.ПЗ

Аркуш

Далі, у табл. 3.3 визначаються координати точок сумарної дотичної сили 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B). Кут заклинювання кривошипів V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B) складає 90 градус.

Таблиця 3.3 – Координати сумарних дотичних сил MAN16V48/60B

| $\varphi^\circ$ | $T_\Sigma$      |        |        |        |        |       |        |        | $T_\Sigma$ | $T_\Sigma$ |
|-----------------|-----------------|--------|--------|--------|--------|-------|--------|--------|------------|------------|
|                 | Номер кривошипу |        |        |        |        |       |        |        |            |            |
|                 | 1               | 2      | 3      | 4      | 5      | 6     | 7      | 8      |            |            |
| 0               | 1,547           | -0,444 | 1,517  | -2,940 | -0,372 | 7,125 | 2,075  | -2,410 | 6,10       | 7,05       |
| 15              | 0,619           | 0,777  | 0,531  | -2,614 | 3,149  | 5,986 | 0,882  | -1,717 | 7,61       | 7,05       |
| 30              | -0,540          | 1,873  | -0,533 | -2,091 | 4,248  | 5,431 | -0,336 | -0,615 | 7,44       | 7,05       |
| 45              | -1,476          | 2,549  | -1,544 | -1,768 | 4,239  | 4,962 | -1,465 | 0,602  | 6,10       | 7,05       |
| 60              | -1,801          | 2,675  | -2,366 | -2,039 | 7,514  | 4,279 | -2,201 | 1,553  | 7,61       | 7,05       |
| 75              | -1,412          | 2,286  | -2,864 | -2,377 | 9,155  | 3,299 | -2,560 | 1,912  | 7,44       | 7,05       |
| 90              | -0,444          | 1,517  | -2,940 | -0,372 | 7,125  | 2,075 | -2,410 | 1,547  | 6,10       | 7,05       |
|                 |                 |        |        |        |        |       |        |        | 42,30      |            |

Розрахунок  $T_{\Sigma}^{cp}$  (середньої за часом сумарної дотичної сили V-подібного дизеля 16ЧН 48/60) виконується за даними табл. 3.3 та виразом:

$$T_{\Sigma}^{cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 = 42,3 \cdot \frac{15}{90} = 7,05 \text{ МПа}$$

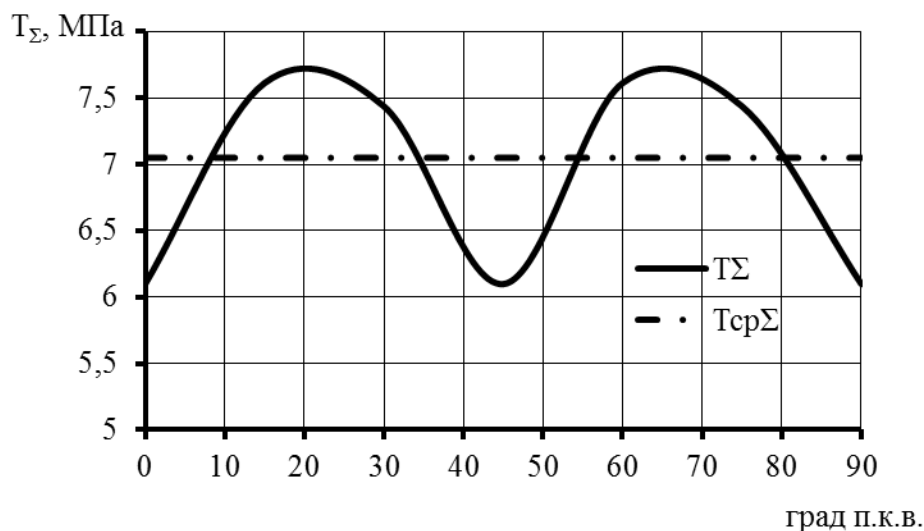


Рисунок 3.5 – Графік зміни сумарних сил  $T_{\Sigma}^{cp}$  СОД V-подібного дизеля 16ЧН 48/60

### 3.5. Перевірочний розрахунок врівноваженості двигуна 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

У багатоциліндровому дизелі від кожного кривошипу діють змінні за величиною та напрямом сили та моменти від цих сил (так як КШМ V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 розташовані від центру мас на деякій відстані  $l_k$ ):

1. Сили інерції ОМ  $P_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2$ , розкладаються на:

- вертикальну –  $P_r^B = P_r \cdot \cos\varphi$ ;
- горизонтальну –  $P_r^r = P_r \cdot \sin\varphi$ ;

2. Сили інерції ПРМ, представлені у вигляді двох складових:

- першого порядку –  $P_I \cdot \cos\varphi = m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi$ ;
- другого порядку –  $P_{II} \cdot \cos 2\varphi = m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_{ш} \cdot \cos 2\varphi$ ;

3. Моменти складних сил інерції ОМ:

- вертикальної –  $M_r^B = P_r \cdot l_k \cdot \cos\varphi$ ;
- горизонтальної –  $M_r^r = P_r \cdot l_k \cdot \sin\varphi$ ;

4. Моменти сил інерції:

- першого порядку – ПРМ  $M_I = P_I \cdot l_k \cdot \cos\varphi$ ;
- другого порядку – ПРМ  $M_{II} = P_{II} \cdot l_k \cdot \cos 2\varphi$ .

Якщо у будь якого положенні колінчатого валу V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 система сил інерції знаходиться в рівновазі, а самі рівнодіючі відповідних сил інерції та їх результуючі моменти сил інерції ПРМ й ОМ дорівнюють нулю, то дизель можна вважати врівноваженим. Розрахунок ведеться у середовищі *Microsoft Excel* у табличній формі таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку врівноваженості V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

| φ, рад | φ, град | $P_r$   | $P_r^B$  | $P_r^r$  | $M_r^B$  | $M_r^r$  | $P_I$   | $P_{II}$ | $M_I$   | $M_{II}$ |
|--------|---------|---------|----------|----------|----------|----------|---------|----------|---------|----------|
| 0      | 0       | 1118560 | 1118560  | 0        | 0        | 0        | 526381  | 114225   | 1052763 | 228450   |
| 1,5708 | 90      | 1118560 | 0        | 1118560  | 0        | 2237121  | 0       | -114225  | 0       | -228450  |
| 3,1416 | 180     | 1118560 | -1118560 | 0        | -1677841 | 0        | -526381 | 114225   | -789572 | -171337  |
| 4,7124 | 270     | 1118560 | 0        | -1118560 | 0        | -1118560 | 0       | -114225  | 0       | -114225  |
| 6,2832 | 360     | 1118560 | 1118560  | 0        | 559280   | 0        | 526381  | 114225   | 263191  | -57112,4 |
| 7,854  | 450     | 1118560 | 0        | 1118560  | 0        | 559280   | 0       | -114225  | 0       | 57112,4  |
| 9,4248 | 540     | 1118560 | -1118560 | 0        | -1118560 | 0        | -526381 | 114225   | -526381 | 114225   |
| 10,996 | 630     | 1118560 | 0        | -1118560 | 0        | -1677841 | 0       | -114225  | 0       | 171337   |
| 12,566 | 720     | 1118560 | 1118560  | 0        | 2237121  | 0        | 526381  | 114225   | 1052763 | 228450   |
| Σ      |         | 0       | 0        | 0        | 0        | 0        | 0       | 0        | 0       | 0        |

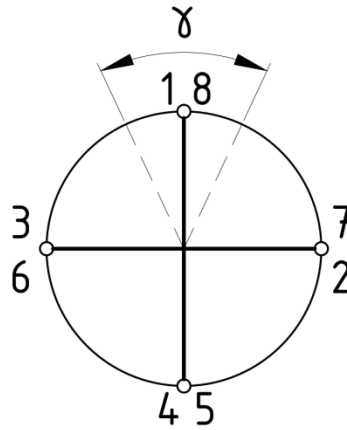


Рисунок 3.6 – Схема розташування кривошипів для 16-ти циліндрового V – подібного двигуна MAN16V48/60B

Кут між рядами циліндрів –  $45^\circ$ ; між кривошипами –  $90^\circ$ ; між вєпишками –  $45^\circ$ .

Порядок роботи циліндрів дизеля MAN16V48/60B наступний:

1л – 8п – 3л – 6п – 4л – 5п – 2л – 7п – 8л – 1п – 6л – 3п – 5л – 4п – 7л – 2п,  
де «л» – лівий ряд циліндрів; «п» – правий ряд циліндрів.

### 3.6. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок сил діючих на КШМ V – подібного двигуна MAN16V48/60B, побудовано діаграми відповідних діючих сил, встановлено зміну сумарної дотичної сили СОД 16ЧН 48/60 та значення середньої за часом сумарної дотичної сили  $T_{\Sigma}^{cp}$ , а також здійснено перевірочний розрахунок врівноваженості. Діаграми динаміки представлені кресленням формату А1.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.03.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                            |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |



## РОЗДІЛ 4

### ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

#### 4.1. Вступ

Підвищення продуктивності енергетичних установок з ДВЗ значною мірою визначається зростанням їхньої енергоозброєності, тобто потужності двигунів, що є їх головним елементом. Тому одна з основних тенденцій розвитку сучасних ДВЗ – підвищення агрегатних потужностей. Водночас у більшості випадків потрібно, щоб підвищення потужності не супроводжувалося істотним збільшенням габаритів та маси самого двигуна. Вирішення цього завдання досягається застосуванням комбінованих двигунів, що складаються з поршневого двигуна та лопаткових машин, а також підвищенням швидкісного режиму – збільшенням частоти обертання колінчастого вала. Другою не менш важливою тенденцією розвитку сучасних ДВЗ є підвищення їхньої економічності – зниження питомої витрати палива, що особливо важливо у зв'язку зі швидким зростанням загальної потужності двигунів. Це завдання також вирішується використанням комбінованих двигунів. Термодинамічні основи ефективності застосування комбінованих двигунів полягають у тому, що поршковий двигун ефективно використовує високотемпературну частину загального адіабатного теплового напору, а лопатковий – низькотемпературну. Для ефективного використання низькотемпературного теплового напору в поршковому двигуні треба було б набагато збільшувати його розміри.

Підвищення тиску наддуву пов'язане з необхідністю вирішення низки серйозних завдань. Під час роботи з наддувом зростають середній і максимальний тиск циклу, збільшується загальна кількість теплоти, що виділяється під час згоряння палива, а також зростає температура повітря, що надходить у циліндр. Усе це викликає підвищення механічних і термічних навантажень на деталі двигуна. Підвищуються напруги в колінчастому валу, шатунах, деталях остова, анкерних зв'язках, питомі тиски на підшипники. Зростає теплонапруженість поршнів, поршкових кілець, клапанів, головок циліндрів та інших деталей.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.04.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

Для забезпечення нормальної роботи дизелів у цих умовах необхідно підвищувати міцність деталей і їх термостійкість. Ці завдання можуть бути вирішені правильним вибором матеріалу і розмірів деталей, введенням зміцнювальної механічної та термохімічної обробок (накатка галтелей, азотування, хромування та ін.), застосуванням прогресивних конструктивних рішень. Одночасно зі зменшенням механічних навантажень і теплонапруженості деталей має бути вдосконалений робочий процес.

Таким чином розділ бакалаврської роботи присвячено визначенню усіх потрібних розмірів конструкції частини агрегату наддуву (відцентрового компресора) СОД 16ЧН 48/60 60 (MAN 16V48/60B), який дасть змогу забезпечити потрібні модернізованому двигуну параметри повітря на виході в ресивер.

#### 4.2. Визначення основних параметрів V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B) та ТК

Перед початком проектування потрібно встановити витрату повітря  $Q$ , потужності, що при цьому буде розвивати дизель 16ЧН 48/60  $N_e$  та середній ефективний його тиск  $P_e$ . Лише потім маючи ці параметри за допомогою відомих полів  $P_k$ – $Q$  областей застосувань різноманітних типорозмірів ТК обрати необхідний прототип.

Він надасть усі потрібні для розрахунку розміри, а саме – діаметр колеса  $D_2$ . Розрахунки параметрів суднового V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B) та ТК виконуємо у табличній формі – табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Визначення параметрів V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 та ТК

| № з/п | Позначення       | Спосіб визначення або вибору    | Значення | Найменування                           |
|-------|------------------|---------------------------------|----------|----------------------------------------|
| 1     | $D$ , м          | Згідно завдання на проектування | 0,48     | Діаметр циліндру                       |
| 2     | $S$ , м          |                                 | 0,6      | Хід поршня                             |
| 3     | $n$ , об/хв      |                                 | 514      | Обороти колінчатого вала               |
| 4     | $i$              |                                 | 16       | Кількість циліндрів                    |
| 5     | $g_e$ , кг/кВт·г |                                 | 0,182    | Питома витрата пального                |
| 6     | $\chi$           |                                 | 2        | Коефіцієнт тактності                   |
| 7     | $\Phi_a$         |                                 | 1,05     | Коефіцієнт продувки                    |
| 8     | $\psi$           |                                 | 0        | Доля ходу поршня, витрачена на продув- |

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.04.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

|    |                 |                                                                                                       |           |                                          |
|----|-----------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|------------------------------------------|
|    |                 |                                                                                                       |           | ку                                       |
| 9  | $\varepsilon$   |                                                                                                       | 15,3      | Ступень стискання                        |
| 10 | $\alpha$        |                                                                                                       | 2,05      | Коефіцієнт надлишку повітря              |
| 11 | $\gamma_r$      |                                                                                                       | 0,025     | Коефіцієнт залишкових газів              |
| 12 | $\Delta T_a, K$ |                                                                                                       | 20        | Підігрів заряду від стінок циліндру      |
| 13 | $T_r, K$        |                                                                                                       | 800       | Температура остаточних газів             |
| 14 | $T_o, K$        |                                                                                                       | 298       | Температура навколишнього середовища     |
| 15 | $P_o, Pa$       |                                                                                                       | 101300    | Тиск навколишнього середовища            |
| 16 | $T_{w1}, K$     |                                                                                                       | 300       | Температура охолоджуючої рідини на вході |
| 17 | $\Pi_k$         | Згідно завдання на проектування                                                                       | 3,6       | Ступінь підвищення тиску                 |
| 18 | $\eta_{ад}$     |                                                                                                       | 0,84      | Адіабатний ККД компресора                |
| 19 | $\eta_{ох}$     |                                                                                                       | 0,9       | ККД ОНП                                  |
| 21 | $P_s, Pa$       | $P_s = 0,98 \cdot P_o \Pi_k$                                                                          | 356393,66 | Тиск повітря в ресивері                  |
| 22 | $T_k, K$        | $T_k = T_o \left(1 + \frac{\Pi_k^{0,286} - 1}{\eta_{ад}}\right)$                                      | 454,75    | Температура повітря за компресором       |
| 23 | $T_s, K$        | $T_s = T_k - \eta_{ох} (T_k - T_{w1})$                                                                | 315,47    | Температура повітря в ресивері           |
| 24 | $T_a, K$        | $T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$                                          | 346,80    | Температура повітря на початку стиску    |
| 25 | $\eta_n$        | $\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$ | 0,9225    | Коефіцієнт наповнення циліндру           |
| 26 | $G, кг/с$       | $G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi)$     | 28,37     | Масовий розхід повітря                   |
| 27 | $Q, м^3/с$      | $Q = \frac{G}{\rho} = \frac{G \cdot R \cdot T_{0n}}{P_{0n}}$                                          | 23,95     | Об'ємний розхід повітря                  |
| 28 | $N_e, кВт$      | $N_e = \frac{3600 \cdot G}{g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot \phi_a}$                                  | 18231     | Потужність двигуна                       |
| 29 | $P_e, Pa$       | $P_e = \frac{3,6 \cdot P_s \cdot \eta_n}{R \cdot g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot T_s}$               | 2,45      | Середній ефективний тиск циклу           |

Таким чином, на підставі проведених вище у таблиці 4.1 розрахунків приймаємо за прототип турбокомпресор типу ТК-64, у якому буде змінено зовнішній діаметр колеса, яке стане оптимальним для обчислених значень та ступеня підвищення тиску. Відповідно тоді приймаємо  $D_2 = 0,92 \cdot (1 \pm 0,02) м \approx (0,92 \pm 0,02) м$ . Цей діаметр колеса повинен забезпечити для V-подібного двигуна 16ЧН 48/60 необхідний масовий розхід повітря в кількості –  $G = 28,37 кг/с$  і ступень підвищення

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.04.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

тиску  $P_k = 3,6$ . Двигун розвине потужність у  $N_e = 18231$  кВт і матиме середній ефективний тиск циклу  $P_e = 2,45$  МПа.

Газодинамічний розрахунок компресора для визначення основних геометричних розмірів елементів проточних частин на задану продуктивність і ступінь підвищення тиску ґрунтується на розв'язанні рівнянь одновимірного усталеного руху ідеального газу. Відмінність такого процесу від дійсного враховується введенням у методику розрахунку низки дослідних коефіцієнтів. Незважаючи на розвиток більш точних методів розрахунку, заснованих на розгляді двовимірного характеру течії, цей метод розрахунку вирізняється простотою і дає змогу одержувати результати, необхідні для розв'язання практичних завдань.

Окружна швидкість та зовнішній діаметр колеса визначають продуктивність та потрібний ступінь підвищення тиску повітря у компресорі для заданого рівня форсування двигуна прототипу. Тому на початку розрахунку потрібно визначити її значення (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Розрахунок окружної швидкості

| № з/п | Позначення       | Спосіб визначення або вибору                                                 | Значення | Найменування                                             |
|-------|------------------|------------------------------------------------------------------------------|----------|----------------------------------------------------------|
| 1     | $\bar{H}_K$      | $\bar{H}_K = f(D_2)$                                                         | 1,45     | Коефіцієнт напору компресора                             |
| 2     | $L_{ad}$ , Дж/кг | $L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1)$ | 129645,6 | Адіабатна робота компресорної ступені                    |
| 3     | $u_2$ , м/с      | $u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{AD}}{\bar{H}_K}}$                              | 422,87   | Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса |

Таким чином, отримане  $U_2$  (див. табл. 4.2) надає можливості підрахувати значення кута входу потоку у робоче колесо компресору та отримати потрібне для подальших розрахунків значення швидкості потоку перед ним.

На турбокомпресорі обраному у якості прототипного (ТК-64) встановлюється вхідний патрубок (який зазвичай називають вхідною ділянкою), який має конусоподібний вигляд. У ньому відбуваються деякі зміни потоку повітря (температури,

тиску, швидкості потоку), визначення змін параметрів виконуємо у табличному вигляді – табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Розрахунок вхідної ділянки ТК

| № з/п | Позначення        | Спосіб визначення або вибору                                         | Значення | Найменування                                   |
|-------|-------------------|----------------------------------------------------------------------|----------|------------------------------------------------|
| 1     | $\bar{C}_m$       |                                                                      | 0,3      | Коефіцієнт розходу ступеня компресора          |
| 2     | $C_a$ , м/с       |                                                                      | 40       | Швидкість повітря на вході                     |
| 3     | $C_p$ , Дж/(кг·К) |                                                                      | 1005     | Ізобарна теплоємність повітря                  |
| 4     | $C_1$ , м/с       | $C_1 = \bar{C}_m \cdot u_2$                                          | 126,9    | Швидкість повітря перед колесом компресора     |
| 5     | $T_a$ , К         | $T_a = T_o + (2 \dots 5)K$                                           | 300      | Температура після глушника                     |
| 6     | $T_1$ , К         | $T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$                      | 292,8    | Температура повітря перед колесом              |
| 7     | $P_a$ , Па        | $P_a = (0,97 \dots 0,99) \cdot P_o$                                  | 100287   | Тиск після глушника                            |
| 8     | $n_1$             |                                                                      | 1,39     | Показник політропи стиску повітря на ділянці 1 |
| 9     | $P_1$ , Па        | $P_1 = P_a \cdot \left( \frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$ | 91957,0  | Тиск повітря перед колесом                     |

Робоче колесо компресора є фактично найважливішим його елемент. Саме воно наділяє потік кінетичною енергією. Колесо прототипу ТК-64 є напіввідкритим – тип радіальна зірка. Робочі лопатки у цьому колесі – радіальні плоскі пластини. Вони об'єднуються в осьовій своїй частині зі спрямляючим апаратом. Цей спрямляючий апарат має назву – обертаючий спрямляючий апарат або скорочино ОСА. Відповідно, потрібно розрахувати найбільш раціональні (оптимальні) його розміри, що дасть змогу одержати оптимальний для компресора режим потоку повітря. Також потрібно встановити кінцеві параметри потоку за колесом, що виконується у табличному форматі – табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Розрахунок робочого колеса та ОСА

| № з/п | Позначення | Спосіб визначення або вибору                   | Значення | Найменування                         |
|-------|------------|------------------------------------------------|----------|--------------------------------------|
| 1     | $D_2$ , м  |                                                | 0,92     | Зовнішній діаметра колеса компресора |
| 2     | $D_o$ , м  | Вибір з визначеного діапазону можливих значень | 0,21     | Діаметр втулки колеса компресора     |

|    |                       |                                                                                                                            |           |                                                                                            |
|----|-----------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|--------------------------------------------------------------------------------------------|
| 3  | $\alpha_{ТВ}$         |                                                                                                                            | 0,08      | Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію                                                    |
| 4  | $\varphi_{2r}$        | $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$                                                                                        | 0,35      | Коефіцієнт розходу робочого колеса                                                         |
| 5  | $z_k$                 |                                                                                                                            | 12        | Число лопаток робочого колеса компресора                                                   |
| 6  | $\rho_1$              | $\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$                                                                                         | 1,0943    | Густина повітря перед входом в колесо                                                      |
| 7  | $f_1$                 | $f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$                                                                                         | 0,2043    | Площа на вході в колесо                                                                    |
| 8  | $D_H$                 | $D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$                                                                             | 0,5516    | Зовнішній діаметр колеса компресора на вході                                               |
| 9  | $a$                   | $a = \frac{D_H}{D_2}$                                                                                                      | 0,600     | Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками                 |
| 10 | $D_1$                 | $D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}$                                                                                     | 0,4174    | Середній квадратичний діаметр входу в колесо                                               |
| 11 | $\mu$                 | $\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_k \cdot \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$          | 0,8198    | Коефіцієнт циркуляції потоку повітря                                                       |
| 12 | $T_2, K$              | $T_2 = T_1 + \frac{u_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[ 2 \cdot (\mu + a_{em}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$ | 390,21    | Температура повітря за колесом компресора                                                  |
| 13 | $\eta_2$              |                                                                                                                            | 0,92      | Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)                                               |
| 14 | $\frac{n_2}{n_2 - 1}$ | $\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2$                                                                       | 3,16      | Комплекс $\frac{n_2}{n_2 - 1}$                                                             |
| 15 | $P_2, Па$             | $P_2 = P_1 \cdot \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$                                                     | 228172,03 | Тиск повітря за колесом компресора                                                         |
| 16 | $\beta_{11}$          | $\beta_{11} = \arctg \left( \frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right)$                                                   | 33,5      | Кут входу потоку повітря в колесо компресора                                               |
| 17 | $i_1$                 |                                                                                                                            | 2         | Кут атаки вхідної кромки ОСА                                                               |
| 18 | $\beta_{1L}$          | $\beta_{1L} = \beta_{11} + i_1$                                                                                            | 35,5      | Кут установки лопаті на діаметрі $D_1$                                                     |
| 19 | $\delta_1, м$         |                                                                                                                            | 0,0003    | Товщина лопаті на входів у колесо                                                          |
| 20 | $\tau_1$              | $\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_k}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1L}}$                                      | 0,998     | Коефіцієнт захарашення потоку повітря на вході в ОСА                                       |
| 21 | $C_1^1, м/с$          | $C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$                                                                                               | 127,16    | Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захарашення |
| 22 | $\beta_{11}^1$        | $\beta_{11}^1 = \arctg \left( \frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1} \right)$                                               | 33,5      | Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарашення лопатками ОСА                          |

|    |                              |                                                                                                                |        |                                                                    |
|----|------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|--------------------------------------------------------------------|
| 23 | $\beta_{1H}$                 | $\beta_{1H} = \arctg \left( \frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H} \right)$                                     | 26,6   | Кут входу потоку на діаметрі $D_H$                                 |
| 24 | $\beta_{10}$                 | $\beta_{10} = \arctg \left( \frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_0} \right)$                                     | 52,8   | Кут входу потоку на діаметрі $D_0$                                 |
| 25 | $w_{1H}^1$ , м/с             | $w_{1H}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}$                                                                     | 283,7  | Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі $D_H$                |
| 26 | $w_1^1$ , м/с                | $w_1^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}}$                                                                        | 230,2  | Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі $D_1$                |
| 27 | $\lambda_{Hw}$               | $\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}}$                                  | 0,89   | Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо |
| 28 | $C_{2u}$ , м/с               | $C_{2u} = \mu \cdot u_2$                                                                                       | 346,69 | Проекція абсолютної швидкості $C_2$ на колову                      |
| 29 | $C_{2r}$ , м/с               | $C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot u_2$                                                                              | 148,01 | Меридіанна складова абсолютної швидкості $C_2$                     |
| 30 | $C_2$ , м/с                  | $C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$                                                                             | 376,96 | Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса                     |
| 31 | $\alpha_2$                   | $\alpha_2 = \arctg \left( \frac{C_{2r}}{C_{2u}} \right)$<br>$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$ | 23,12  | Кут потоку повітря на виході з колеса                              |
| 32 | $M_{C_2}$                    |                                                                                                                | 0,949  | Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса         |
| 33 | $\rho_2$ , кг/м <sup>3</sup> | $\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$                                                                             | 2,037  | Густина повітря на виході з колеса                                 |
| 34 | $b_2$ , м                    | $b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$                                                      | 0,033  | Ширина колеса на виході                                            |
| 35 | $w_2$ , м/с                  | $w_2 = \sqrt{(u_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}$                                                                     | 166,46 | Відносна швидкість повітря на виході з колеса                      |
| 36 | $\hat{w}$                    |                                                                                                                | 0,72   | Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі                      |

Між колесом компресора й лопатковим дифузоров є певна кільцева порожнина, що забезпечує максимальну стабілізацію й вирівнювання потоку, знижує тиск при вході у лопатковий дифузор. Цій простір має паралельні стінки та називається – безлопатковий дифузор (БЛД).

За відсутності втрат у безлопатковому дифузорі момент зовнішніх сил, що діють на потік, дорівнював би нулю. У дійсності течія у дифузорі проходить при наявності тертя, що призводить до зменшення моменту кількості руху та к зниженню швидкості. Саме тому потрібно встановити кінцеві параметри потоку після БЛД, що і виконується у табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Розрахунок ділянки безлопаткового дифузору

| № з/п | Позначення                   | Спосіб визначення або вибору                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   | Значення  | Найменування                                                                      |
|-------|------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| 1     | $D_3$ , м                    | Вибір з визначеного діапазону можливих значень                                                                                                                                                                                                                                                                                                 | 1,016     | Діаметр на виході з БЛД                                                           |
| 2     | $y$                          |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 0,8       | Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході $b_3/b_2$        |
| 3     | $b_3$ , м                    | $b_3 = y \cdot b_2$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            | 0,026     | Ширина БЛД на виході                                                              |
| 4     | $\eta_3$                     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 0,8       | Політропний ККД на ділянці БЛД                                                    |
| 5     | $k_{n3}$                     | $k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3$                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 2,8       | Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)                    |
| 6     | $n_3$                        | $n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                              | 1,57      | Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)                              |
| 7     | $C_3^{(1)}$ , м/с            | 320                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            | 338,43    | Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні |
| 8     | $T_3$ , К                    | $T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 403,92    | Температура потоку повітря за БЛД                                                 |
| 9     | $P_3$ , Па                   | $P_3 = P_2 \cdot \left( \frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$                                                                                                                                                                                                                                                                         | 250918,87 | Тиск повітря за БЛД                                                               |
| 10    | $\rho_3$ , кг/м <sup>3</sup> | $\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | 2,164     | Густина повітря на виході з колеса                                                |
| 11    | $\lambda_{БЛД}$              |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 0,01      | Коефіцієнт тертя в БЛД                                                            |
| 12    | $\alpha_3$                   | $\alpha_3 = \arctg \left[ \frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \begin{aligned} &tg \alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \times \\ &\times (R_3 - R_2) \cdot \left[ 1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c2}^2}{2} \left( 1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \end{aligned} \right\} \right]$ | 27,77     | Кут виходу потоку повітря з БЛД                                                   |
| 13    | $C_3$ , м/с                  | $C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$                                                                                                                                                                                                                                                                     | 338,43    | Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні                     |
| 14    | $M_{C3}$                     | $M_{C3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}$                                                                                                                                                                                                                                                                                              | 0,84      | Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД                                    |

Наприкінці таблиці 4.5 визначається число Маха для швидкості за безлопатковим дифузором, яке становить  $M_{C3}=0,84$  та не перевищує рекомендацій – 0,80...0,85. Це є підтвердженням правильності виконаних розрахунків БЛД.

Ще одною важливою складовою компресора є лопатковий дифузор (ЛД). ЛД у компресорі слугує для перетворення кінетичної енергії рухомого потоку повітря



у потенційну. Розміщений ЛД за БЛД. Лопатки у ЛД сприяють спрямуванню потоку за потрібною траєкторією, що також позитивно сприяє підвищенню кута  $\alpha_2$  на виході з нього порівнюючи з кутом виходу. ЛД також знижує можливість виникнення відривів потоку повітря. У таблиці 4.6 виконується розрахунок ЛД для проектного ТК.

Таблиця 4.6 – Розрахунок лопаткового дифузору компресорної частини ТК

| № з/п | Позначення            | Спосіб визначення або вибору                                                                                                                         | Значення | Найменування                                                                       |
|-------|-----------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|------------------------------------------------------------------------------------|
| 1.    | $\delta_m$            |                                                                                                                                                      | 6        | Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині |
| 2.    | $D_4$ , м             | Вибір з визначеного діапазону                                                                                                                        | 1,656    | Діаметр на виході з ЛД                                                             |
| 3.    | $b_4$ , м             | $b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m$                                                                                   | 0,060    | Ширина дифузору на виході                                                          |
| 4.    | $i_3$                 |                                                                                                                                                      | 0        | Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД                                             |
| 5.    | $\alpha_{3,l}$        | $\alpha_{3,l} = \alpha_3 + i_3$                                                                                                                      | 27,77    | Кут установки лопатки ЛД на вході                                                  |
| 6.    | $\Delta\alpha$        |                                                                                                                                                      | 12       | Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД                                   |
| 7.    | $\alpha_{4,l}$        | $\alpha_{4,l} = \alpha_{3,l} + \Delta\alpha$                                                                                                         | 39,77    | Кут установки лопатки ЛД на виході                                                 |
| 8.    | $k_a$                 |                                                                                                                                                      | 1,05     | Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД                                              |
| 9.    | $\alpha_4$            | $\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin \alpha_{4,l}}{k_a}\right)$                                                                                       | 33,28    | Кут виходу потоку з ЛД                                                             |
| 10.   | $\eta_4$              |                                                                                                                                                      | 0,85     | Політропний ККД на ділянці ЛД                                                      |
| 11.   | $\frac{n_4}{n_4 - 1}$ | $\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$                                                                                                       | 2,92     | Комплекс                                                                           |
| 12.   | $\frac{1}{n_4 - 1}$   | $\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1$                                                                                                        | 1,92     | Комплекс                                                                           |
| 13.   | $T_4^{(1)}$ , К       | 420                                                                                                                                                  | 459,10   | Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні                            |
| 14.   | $C_4$ , м/с           | $C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$ | 60,15    | Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору                                 |
| 15.   | $T_4$ , К             | $T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$                                                                                                      | 459,10   | Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні                            |
| 16.   | $z_d$                 | 13,17,19,23,29,31,35                                                                                                                                 | 35       | Число лопаток дифузору                                                             |
| 17.   | $z_k/z_d$             |                                                                                                                                                      | 0,34     | Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору     |
| 18.   | $\delta_3$ , м        |                                                                                                                                                      | 0,008    | Товщина лопаті ЛД на вході                                                         |
| 19.   | $\delta_4$ , м        |                                                                                                                                                      | 0,0003   | Товщина лопаті ЛД на виході                                                        |

|     |                              |                                                                                                                                                                                      |           |                                                               |
|-----|------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|---------------------------------------------------------------|
| 20. | $\tau_3$                     | $\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3Л}}$                                                                                                       | 0,812     | Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД                         |
| 21. |                              | $\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4Л}}$                                                                                                       | 0,997     | Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД                         |
| 22. | $f$                          | $f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$                                                                                       | 4,60      | Дифузорність ЛД                                               |
| 23. | $\alpha_{CP}$                | $\alpha_{CP} = \frac{\alpha_{4Л} + \alpha_{3Л}}{2}$                                                                                                                                  | 33,77     | Середній кут установки лопатки в ЛД                           |
| 24. | $\delta$                     | $\delta = 2 \cdot \arctg \left( \sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3Л}}{D_3 \cdot Z_d}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin a_{CP} \right)$ | 6,39      | Кут розкриття еквівалентного дифузору                         |
| 25. | $P_4$ , Па                   | $P_4 = P_3 \cdot \left( \frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}$                                                                                                                 | 364835,80 | Тиск потоку повітря на виході з ЛД                            |
| 26. |                              | $\left  \frac{P_K - P_4}{P_K} \right  \leq 0,05$                                                                                                                                     | 0,003     | Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД           |
| 27. | $R_{Л}$ , м                  | $R_{Л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos a_{4Л} - D_3 \cdot \cos a_{3Л})}$                                                                                              | 1,144     | Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД                        |
| 28. | $R_{Ц}$ , м                  | $R_{Ц} = \sqrt{R_{Л}^2 + R_3^2 - R_{Л} \cdot D_3 \cdot \cos a_{3Л}}$                                                                                                                 | 0,733     | Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД |
| 29. | $\rho_4$ , кг/м <sup>3</sup> | $\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$                                                                                                                                                   | 2,769     | Густина повітря за ЛД                                         |

З дифузора потік надходить у повітрозбірник, який служить для збору повітря і підведення його з мінімальними втратами тиску до впускного трубопроводу двигуна. У повітрозбірнику, так само як і в дифузорі, відбувається подальше уповільнення потоку і збільшення статичного тиску. Вибір типу повітрозбірника залежить в основному від умов компонування турбокомпресора на двигуні.

Досконаліші в аеродинамічному відношенні спіральні камери з одним або двома вихідними патрубками. ККД компресора, що має спіральну камеру (равлик) з одним вихідним патрубком, на 2...3% вищий, ніж за равлика з двома патрубками. Тому на V-подібних дизелях із наддувом від одного турбокомпресора (як це організовано на двигуні 16ЧН 48/60 MAN16V48/60B) вигідніше застосовувати равлика з одним вихідним патрубком, а підведення повітря від компресора до впускного трубопроводу здійснюється через трійникове розгалуження. Форма поперечного перерізу равлика краще кругла або прямокутна з округленими кута-

ми. Поряд з вимогами компактності конструкції необхідно забезпечити і плавну зміну статичного тиску по довжині равлика. Значна нерівномірність статичного тиску впливає і на характер течії повітря в колесі. Визначення параметрів конструкції повітрозбірної завитки та повітря на виході виконується у табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Розрахунок повітрозбірника

| № з/п | Позначення             | Спосіб визначення або вибору                                                                                                                                                             | Значення | Найменування                                                 |
|-------|------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|--------------------------------------------------------------|
| 1     | $\xi_5$                |                                                                                                                                                                                          | 0,2      | Коефіцієнт втрат для завитки колової форми                   |
| 2     | $A$                    |                                                                                                                                                                                          | 0,98     | Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку в завитці       |
| 3     | $C_5$ , м/с            | $C_5 = C_4 \cdot A$                                                                                                                                                                      | 58,95    | Швидкість потоку повітря на виході з завитки                 |
| 4     |                        | $\left  \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right  \leq 0,03$                                                                                                                                         | 0,020    | Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці |
| 5     |                        | <b>Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці</b>                                                                                                                              |          |                                                              |
| 6     | $\eta_5$               | $\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_4^2 - C_5^2}$                                                                                                                                   | 0,000    | ККД завитки                                                  |
| 7     | $\frac{n_5}{n_5 - 1}$  | $\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5$                                                                                                                                           | 0,000    | Комплекс показника політропи у завитці                       |
| 8     | $P_5$ , Па             | <p>при постійній швидкості</p> $P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{C_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}$ <p>при змінній швидкості</p> $P_5 = P_4 \cdot \left( \frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$ | 363835,3 | Тиск повітря за завиткою                                     |
| 9     |                        | $\left  \frac{P_K - P_5}{P_K} \right  \leq 0,05$                                                                                                                                         | 0,000    | Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора  |
| 10    | $T_5$ , К              | $T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}$                                                                                                                                          | 459,18   | Температура потоку повітря на виході з завитки               |
| 11    | $f_5$ , м <sup>2</sup> | $f_5 = \frac{GRT_5}{P_5 C_5}$                                                                                                                                                            | 0,1743   | Площа завитки на виході                                      |
| 12    | $D_5$ , м              | $D_5 = \sqrt{\frac{4f_5}{\pi}}$                                                                                                                                                          | 0,4711   | Діаметр виходу завитки                                       |

Наприкінці розрахунків обов'язковим є визначення основних параметрів спроектованого турбокомпресора для V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (М-AN16V48/60B) (табл. 4.8).

Таблиця 4.8 – Визначення основних параметрів роботи ТК-92

| № з/п | Позначення       | Спосіб визначення або вибору                                                                                | Значення | Найменування                           |
|-------|------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|----------------------------------------|
| 1     | $\eta_{ад}$      | $\eta_{ад} = \frac{T_a \cdot \left[ \left( \frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$ | 0,85     | Адіабатний ККД компресора              |
|       | $\eta_m$         | Обирається за довідником                                                                                    | 0,97     | Механічний ККД компресора              |
| 2     | $N_K$ , кВт      | $N_K = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}$                                                  | 4519,36  | Потужність приводу компресора          |
| 3     | $n_{тк}$ , об/хв | $n_{тк} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$                                                               | 8779     | Частота обертів ротора турбокомпресора |

### 4.3. Опис спроектованого турбокомпресора V-подібного двигуна 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B)

Спроекований у даному розділі дипломного проекту, турбокомпресор маркується як ТК-92 та призначений для суднового V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B). Турбокомпресор має автономну систему змащення, хоча це ускладнює конструкцію і не завжди економічно виправдано. Максимальний ступінь підвищення тиску  $P_k = 3,6$ ; допустима температура газів перед турбіною не вище 600 °С. Поздовжній розріз турбокомпресора типорозміру ТК-92 наведено на рис. 4.1.

Корпус турбіни відлито зі спеціального чавуну і має порожнину для циркуляції охолоджувальної води. У водяні порожнини для запобігання корозії встановлено цинкові протектори. Корпус компресора відлито з алюмінієвого сплаву і до нього кріпиться глушник шуму або патрубок для з'єднання з трубопроводом підведення повітря. Корпус має площини роз'єму, перпендикулярні до осі ротора, і можуть встановлюватися відносно один одного через 30°.

Турбіна має два газопідвідні патрубки, об'єднані спеціальним корпусом, який може бути виконаний у вигляді равлика. У цьому корпусі змонтований сопловий апарат турбіни.

Лопатки соплового апарату штампуються зі смуги аустенітної сталі. Набір їх монтують у спеціальних формах і заливають чавуном, що утворює внутрішнє і зовнішнє кільця соплового апарату.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.04.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

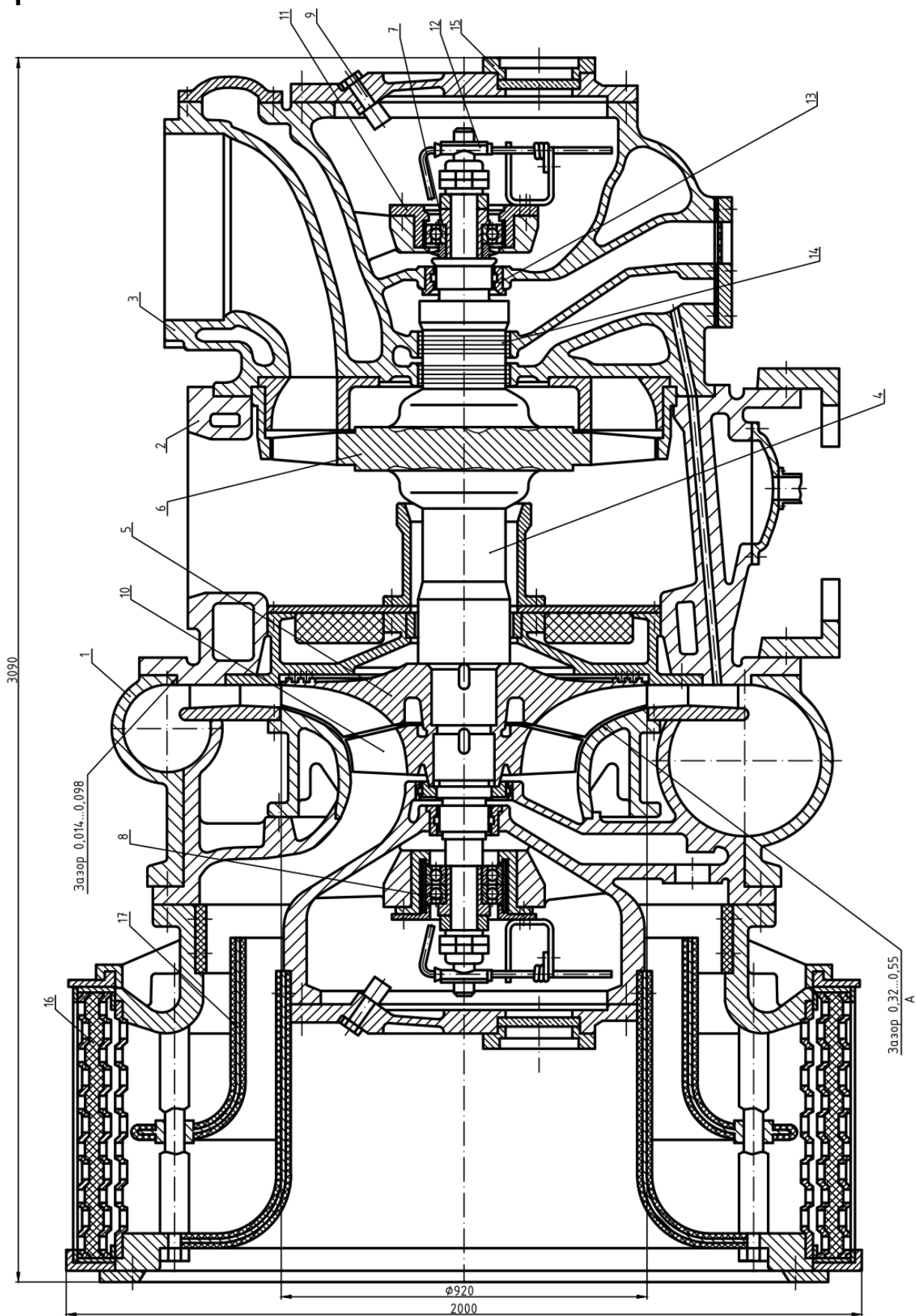


Рис 4.1 – Спроектований турбокомпресор ТК-92 V-подібного дизеля 16ЧН 48/60

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227см.24.10.04.ПЗ

Аркуш

У корпус компресора вмонтовано лопатковий дифузор. Сопловий апарат турбіни і дифузор компресора виконані у вигляді окремих вузлів.

Вал ротора зварний, диск турбіни виготовлено з аустенітної сталі. Турбінні лопатки з'єднуються з диском замками «ялинкового» типу. Для підвищення жорсткості в лопатковому вінці встановлюється бандажний дріт. Колесо виготовлено напівзакритими з алюмінієвого сплаву, фрезероване.

Ротор спирається на підшипники кочення, які, своєю чергою, встановлюються на пружні опори, що оберігають підшипники від дії вібрацій. Пружні опори виконують у вигляді набору пластинок, що вставляються між зовнішньою обоймою підшипника і корпусом. Між пластинками утворюється масляна плівка, яка забезпечує демпфірування. Підшипники змащують турбінним маслом в'язкістю  $6^\circ \text{E}$  за  $t = 50^\circ \text{C}$ . Гарантійний термін служби підшипників 6000...8000 год.

#### 4.4. Висновки до розділу

Результатом розділу є спроектований новий агрегат наддуву для модернізованого суднового V-подібного двигуна 16ЧН 48/60 (MAN16V48/60B). Розроблений турбокомпресор має маркування ТК-92; забезпечує об'ємний розхід повітря –  $Q = 23,95 \text{ м}^3/\text{с}$  (масовий –  $G = 28,37 \text{ кг/с}$ ); степінь підвищення тиску  $\Pi_k = 3,6$ . При цьому адіабатний ККД компресора складає  $\eta_{\text{ад}} = 0,85$ , а температура повітря на виході –  $T_k = 459,18 \text{ К}$  ( $\approx 186^\circ \text{C}$ ). Потужність приводу компресора становить –  $N_k = 4519,36 \text{ кВт}$  при частоті обертання  $n = 8779 \text{ хв}^{-1}$ .

Було розраховано основні конструктивні розміри турбокомпресора ТК-92 які стали основою для створення компанувального креслення (складальне креслення ТК-92 у вигляді поперечного розрізу формату А1).

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.04.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

## РОЗДІЛ 5

### РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 48/60

#### 5.1. Розрахунок і розробка паливної системи V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B)

Загально суднова паливна система призначена для прийому на борт, зберігання, перекачування, очищення й подачі пального до двигуна. На V-подібному дизелі 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) встановлена акумуляторна паливна система *Common rail*.

В акумуляторній системі насос високого тиску (ПНВТ) нагнітає дизельне пальне під високим тиском (до 160 МПа залежно від режиму роботи дизеля) в паливну загальну магістраль великого об'єму, який називають акумулятором. Акумуляторна система V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) містить ПНВТ, паливні акумулятори, форсунки, дросельні та контрольні клапани, а також блок керування подачею палива до форсунок.

На рис. 5.1. представлена паливну систему V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B). По принципу дії паливну систему дизеля 16ЧН 48/60 можна класифікувати, як систему з безпосереднім впорскуванням; з трьома ПНВТ на чотирма паливними рампи; з одною паливною форсункою на кожний робочий циліндр; з навішаними фільтрами; з навішаними насосом підкачування палива; з електронним керуванням процесу впорскування; з системою охолодження форсунок; з примусовим охолодженням переливного палива після форсунок.

Паливний насос високого тиску слугує для подачі потрібної кількості палива в паливний акумулятор (рампу) та забезпечення постійного високого тиску перед нею.

В акумуляторній системі V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) подача насосу не як не пов'язана із моментом впорскування циклової дози палива у робочий циліндр.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.05.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

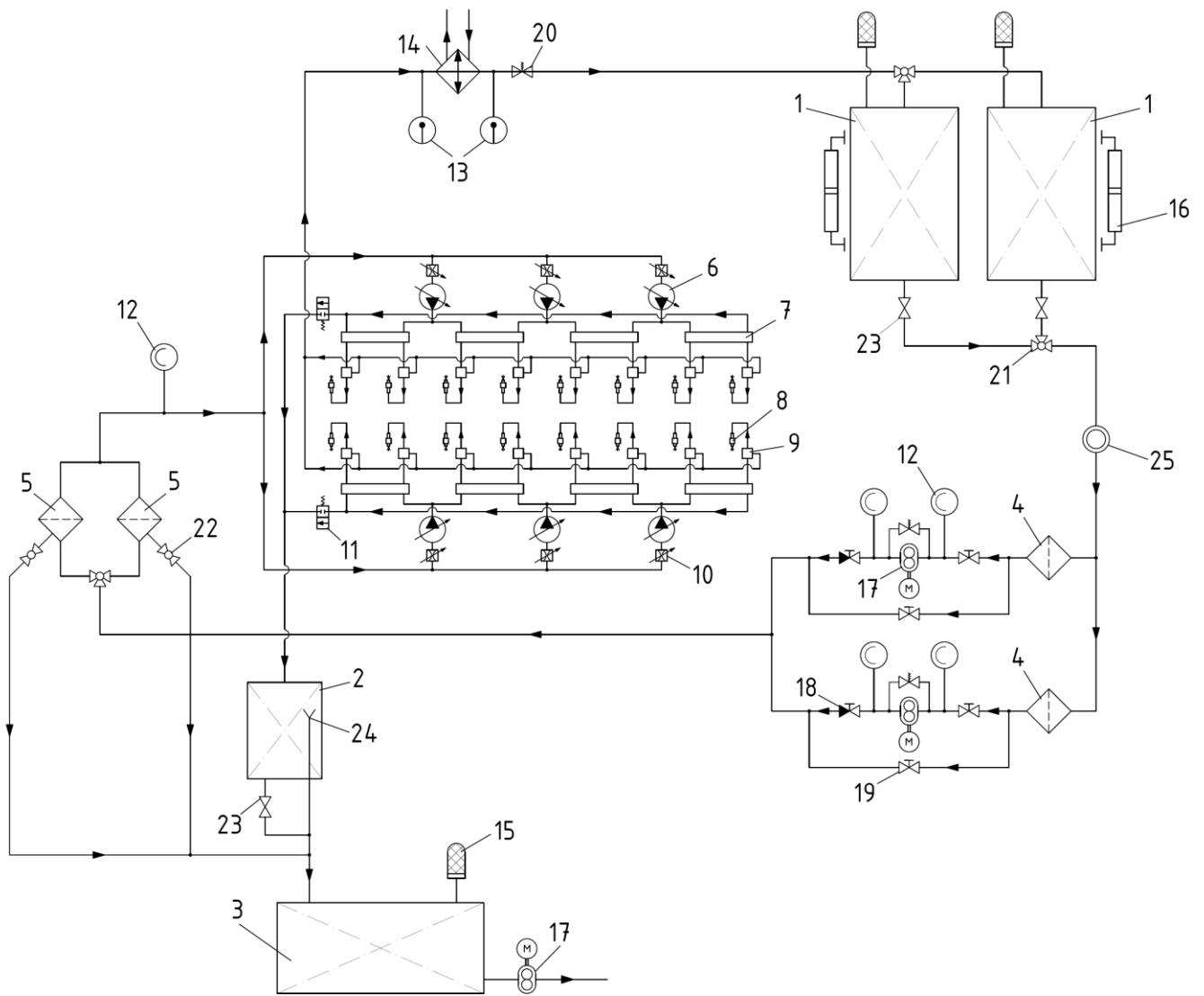


Рисунок 5.1 – Паливна система V-подібного дизеля

16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B):

1 – паливна витратна цистерна; 2 – цистерна паливна переливна; 3 – цистерна паливна зливна; 4 – паливний фільтр грубого очищення ФГО; 5 – паливний фільтр тонкого очищення ФТО; 6 – паливний насос високого тиску ПНВТ; 7 – рампа паливна; 8 – паливна форсунка; 9 – клапан головний керуючий; 10 – клапан дросельний; 11 – клапан аварійного скидання тиску; 12 – пружинний манометр; 13 – термометр; 14 – паливний охолоджувач; 15 – насадка на трубу повітряну із спеціальною полум'япереривною сіткою; 16 – колонка вимірювальна; 17 – шестерінчастий насос; 18 – підпірний клапан; 19 – регулюючий клапан; 20 – клапан запобіжний; 21 – трьохходовий кран; 22 – прохідний кран; 23 – запірний прохідний клапан; 24 – зливна воронка; 25 – витратомір палива

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227см.24.10.05.ПЗ

Аркуш



На V-подібному дизелі 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) встановлено ПНВТ плунжерного типу (рис. 5.2), зроблені за традиційною схемою. Однак на відміну від звичайних ПНВТ на плунжері відсутні золотникові кромки керування подачею, а у плунжерній втулці відсутні наповнюючі та відсічні отвори. У кришці ПНВТ встановлено наповнюючий клапан, який призначено для заповнення надплунжерного простору палива.

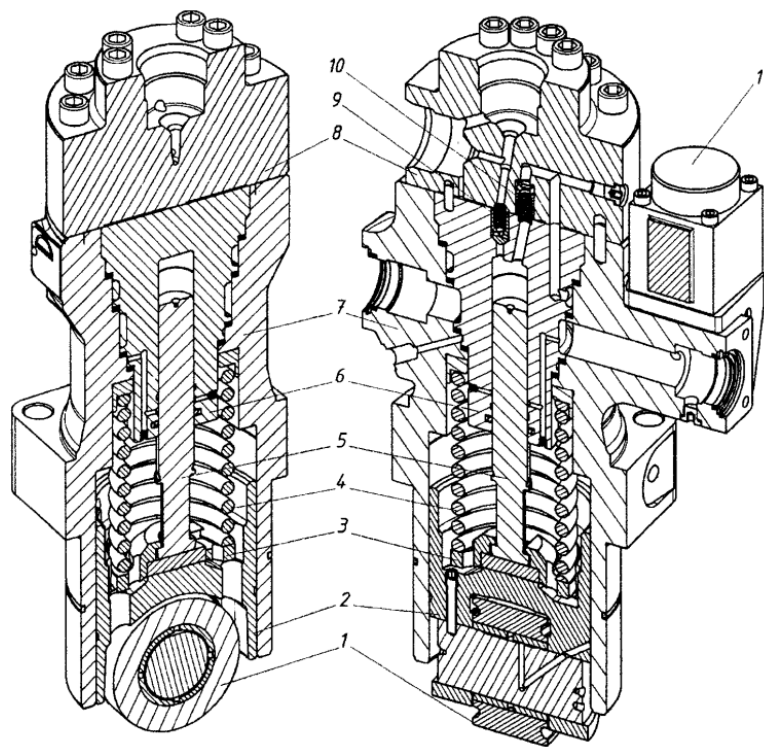


Рисунок 5.2 – Паливний насос високого тиску V-подібного дизеля  
16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B):

1 – ролик штовхача; 2 – штовхач плунжера; 3 – тарілка нижня пружини повертання; 4 – пружина повертання; 5 – плунжер насосу; 6 – плунжерна втулка;  
7 – корпус насосу; 8 – кришка насосу; 9 – клапан нагнітання; 10 – клапан наповнюючий; 11 – клапан дросельний керування подачею з вбудованим електромагнітним приводом

Для управління продуктивністю ПНВТ використовують дроселювання палива на вході. Цей спосіб не відзначається досить високою точністю, однак в цьому випадку це немає значення, тому що циклову порцію палива відміряє не насос, а керуючий клапан, одержуючи сигнали з електромагнітного контролера.

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227см.24.10.05.ПЗ

Аркуш

Мікропроцесорний контролер управляє й наповнюючими дросельними клапанами, що мають також електромагнітний привід та розміщуються безпосередньо на корпусі ПНВТ. У кришці ПНВТ розміщується нагнітальний клапан, розділяючий надплунжерний простір та паливну лінію високого тиску при відсутності процесу нагнітання. Для забезпечення V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) паливом під високим тиском встановлено декілька секцій ПНВТ, які приводяться в дію від кулачкового валу із розміщеними на ньому 3-х кулачковими шайбами. Привід кулачкового валу забезпечується зубчатою передачею від колінчатого валу дизеля.

Паливна форсунка слугує для впорскування в циліндр дизеля циклової порції пального, забезпечення потрібної якості розпилю та обмеження початку й кінця паливоподачі. На V-подібному дизелі 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) встановлено 16 форсунок з електронним керуванням (рис. 5.3). Початок та закінчення подачі здійснюється електромагнітним клапаном.

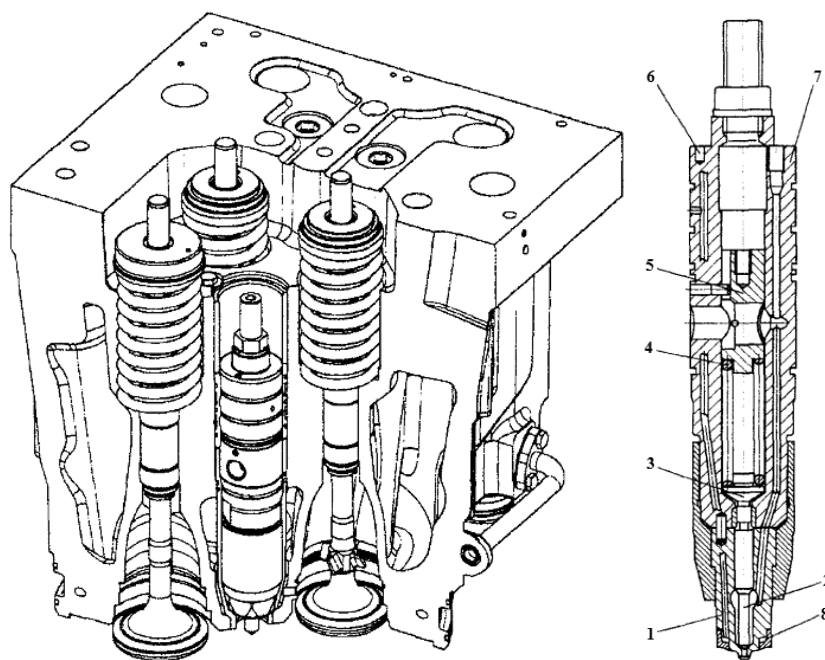


Рисунок 5.3 – Форсунка V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B):  
 1 – корпус розпилювача форсунки; 2 – клапан розпилювача голчастий; 3 – штанга приводу голчастого клапану; 4 – пружина навантаження; 5 – упор пружини навантаження; 6 – штифт установочний; 7 – корпус форсунки; 8 – порожнина охолодження

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227ст.24.10.05.ПЗ

Аркуш

Паливна форсунка закритого типу має центральне розташування у кришці робочого циліндра дизеля 16ЧН 48/60 (див. рис. 5.3), та має охолодження корпусу. В ній встановлено спеціальний клапан, що забезпечує роз'єднання порожнин розпилювача і робочого циліндру протягом всього циклу, окрім процесу впорскування циклової дози пального. Також в форсунці розміщено голчастий клапан з автоматичним відкриттям від дії тиску пального, що поступає від ПНВТ в порожнину форсунки.

Фільтри у системі слугують для запобігання забруднення системи різними частками, що є в перекачувальному пальному у звищеному стані. На V-подібному дизелі 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В) використовують фільтри двох типів – тонкого (ФТО) та грубого (ФГО) очищення (рис. 5.4).

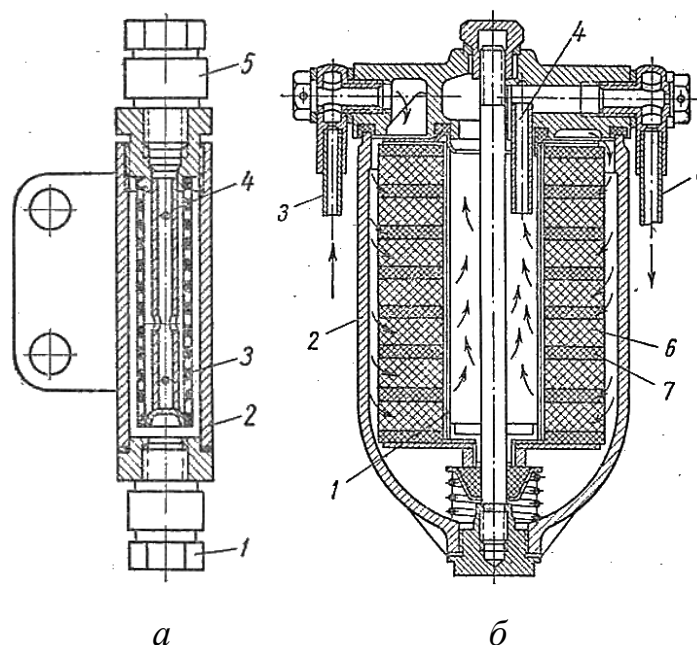


Рисунок 5.4 – Конструкція паливних фільтрів V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В):

- а* – фільтр грубої очистки (для часток більше 40 мкм);  
*б* – фільтр тонкої очистки (для часток більше 6 мкм)

Розрахунок паливної системи середньообертового V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В) виконується у табличній формі (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Розрахунок паливної системи MAN 16V48/60 B

| № з/п | Найменування                                             | Розмірність                      | Спосіб визначення або вибору                                          | Значення           |
|-------|----------------------------------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|--------------------|
| 1     | Питома витрата палива                                    | $g_e$ ,<br>кг/(кВт·год)          | 3 розрахунку циклу                                                    | 0,182              |
| 2     | Потужність двигуна                                       | $N_e$ , кВт                      | Вихідні дані                                                          | 18400              |
| 3     | Частота обертання                                        | $n$ , об/хв                      | Вихідні дані                                                          | 514                |
| 4     | Кількість циліндрів                                      | $i$                              | Вихідні дані                                                          | 16                 |
| 5     | Циклова подача палива                                    | $g_{ц}$ , кг/цикл                | $g_{ц} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{дв} i}$                           | 0,00169            |
| 6     | Коефіцієнт тактності                                     | $\tau$                           | —                                                                     | 0,5                |
| 7     | Морський коефіцієнт запасу палива                        | $K_m$                            | 1,1...1,2                                                             | 1,1                |
| 8     | Час ходового режиму                                      | $\tau_x$ , год                   | —                                                                     | 20                 |
| 9     | Запас палива                                             | $G_{п}$ , т                      | $G_{п} = [K_m \cdot g_e \cdot N_e \cdot \tau_x] \cdot 10^{-3}$        | 73,67              |
| 10    | Щільність палива                                         | $\rho_{п}$ , кг/м <sup>3</sup>   |                                                                       | 890                |
| 11    | Коефіцієнт захащення цистерни                            | $K_1$                            | 1,01...1,05                                                           | 1,01               |
| 12    | Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм витратної цистерни | $K_2$                            | 1,03...1,05                                                           | 1,03               |
| 13    | Ємність витратної цистерни                               | $V$ , м <sup>3</sup>             | $V = (G_{п} / \rho_{п}) K_1 K_2 \cdot 10^3$                           | 86,11              |
| 14    | Коефіцієнт запасу подачі палива                          | $K_3$                            | 1,5...2,0                                                             | 1,5                |
| 15    | Продуктивність насосу підкачки палива                    | $W_{пн}$ , м <sup>3</sup> /год   | $W_{пн} = K_3 N_e g_e / \rho_{п}$                                     | 5,644              |
| 16    | Тиск нагнітання насосу підкачки палива                   | $p$ , МПа                        | —                                                                     | 0,5                |
| 17    | Коефіцієнт запасу потужності                             | $K_4$                            | 1,1...1,5                                                             | 1,1                |
| 18    | КПД поршневого насосу підкачки палива                    | $\eta$                           | 0,6...0,7                                                             | 0,7                |
| 19    | Потужність привода насосу підкачки палива                | $N$ , кВт                        | $N = W_{пн} p K_4 \cdot 10^3 / (3600 \eta)$                           | 1,232              |
| 20    | Швидкість фільтрації                                     | $v_{т2}$ , м/с                   | —                                                                     | 0,02               |
| 21    | Коефіцієнт живого перетину                               | $K_{ж.п.}$                       | 0,2...0,3                                                             | 0,2                |
| 22    | Площа поверхні фільтруючих елементів                     | $F_{ф}$ , м <sup>2</sup>         | $F_{ф} = W_{пн} / (3600 v_{т2} K_{ж.п.})$                             | 0,392              |
| 23    | Добова витрата                                           | $B_d$ , кг/доба                  | $B_d = g_e \cdot N_e \cdot 24$                                        | $80,37 \cdot 10^3$ |
| 24    | Кількість сепараторів                                    | $n_c$                            | —                                                                     | 1                  |
| 25    | Час роботи сепаратора                                    | $\tau_c$ , год                   | 8...12                                                                | 12                 |
| 26    | Пропускна здатність сепаратора                           | $W_{п.с.}$ , м <sup>3</sup> /год | $W_{п.с.} = B_d / (\rho_{п} n \tau)$                                  | 7,525              |
| 27    | Геометрична тривалість упорскування палива               | $\varphi_r$ , град               | —                                                                     | 20                 |
| 28    | Середня швидкість плунжера                               | $C_m$ , м/с                      | 1,0...1,2                                                             | 1,2                |
| 29    | Хід плунжера ПНВТ                                        | $h_r$ , мм                       | $h_r = C_m \cdot \varphi_r \cdot 10^2 / 6 \cdot \omega$               | 7,431              |
| 30    | Коефіцієнт подачі плунжера                               | $h_1$                            | 0,7...0,9                                                             | 0,7                |
| 31    | Питома вага палива                                       | $\gamma_r$ , г/см <sup>3</sup>   | —                                                                     | 0,89               |
| 32    | Діаметр плунжера ПНВТ                                    | $d_r$ , мм                       | $d_r := 1.13 \sqrt{\frac{g_{сmax}}{h_r \cdot \gamma_r \cdot \eta_1}}$ | 21,63              |

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227см.24.10.05.ПЗ

Аркуш

|    |                                                 |                                  |                                                                     |                      |
|----|-------------------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------------------------------------|----------------------|
| 33 | Циліндрова потужність дизеля                    | $N_{ц}, \text{кВт}$              | $N_{ц} = N_e / i$                                                   | 1150                 |
| 34 | Найбільша циклова подача                        | $g_{ц\text{max}} \text{ г/цикл}$ | $g_{ц\text{max}} = 1,25 \frac{g_e N_{ei}}{60 n_{дв} Z}$             | 0,01697              |
| 35 | Час упорскування палива                         | $\tau, \text{с}$                 | $\tau = \varphi_r / 6 \cdot n$                                      | 0,00649              |
| 36 | Середні тиски палива у циліндрі                 | $P_{\psi}, \text{МПа}$           | —                                                                   | 21                   |
| 37 | Середні тиски газів у циліндрі                  | $P_{ц}, \text{МПа}$              | —                                                                   | 28                   |
| 38 | Коефіцієнт витікання палива із соплових отворів | $\mu_c$                          | 0,6...0,9                                                           | 0,9                  |
| 39 | Середня умовна швидкість упорскування           | $v_{п}, \text{м/с}$              | $v_n = \mu_c \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{P_{\psi} - P_{ц}}{\rho_{ц}}}$ | 486,445              |
| 40 | Сумарна площа соплових отворів                  | $f_c, \text{м}^2$                | $f_c = g_{ц\text{max}} / v_r \cdot \tau \cdot 10^2$                 | $2,26 \cdot 10^{-5}$ |
| 41 | Кількість соплових отворів                      | $i_c$                            | —                                                                   | 6                    |
| 42 | Діаметр соплового отвору                        | $d_c, \text{м}$                  | $d_c = 1,13 \cdot \sqrt{f_c / i_c}$                                 | 0,00219              |
| 43 | Довжина соплового отвору                        | $l_c, \text{м}$                  | $l_c = (3 \dots 4 \dots 4) d_c$                                     | 0,00658              |

## 5.2. Розрахунок і розробка масляної системи V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B)

Загально суднова масляна система забезпечує прийом, зберігання, перекачування, очистку й подачу циркуляційного масла для змащування та охолодження деталей різних механізмів що труться, а також слугує для перекачування його на інші судна або берег.

Термін роботи дизеля у значній мірі напряду залежить від обраної раціональної системи змащення, правильності підбраного масла, його якості і якості присадок, необхідного та достатнього змащення найважливіших конструктивних вузлів, охолодження й якості фільтрації масла, що циркулює у системі.

На V-подібному дизелі 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) застосовується гравітаційно-циркуляційну систему змащення із «сухим» картером. Таку систему змащення мають усі мало- і середньообертові дизелі, що застосовують на суднах у якості головних судових. Загальний вигляд масляної системи V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) представлено на рис. 5.5.

На рис. 5.6. представлено схему зливу змащувального масла до баку та його розташування на судні. По обидва кінця масляного піддону дизеля розташовано та з'єднано з ним дві труби, що призначені для зливу масла. Під самим дизелем розміщується бак для зливу циркуляційного масла. Дренажні труби, що викорис-

товуються повинні бути якомога короткими. Похилі кінці труб повинні бути занурені в масло так, щоб утворити масляне ущільнення між картером й масляним баком.

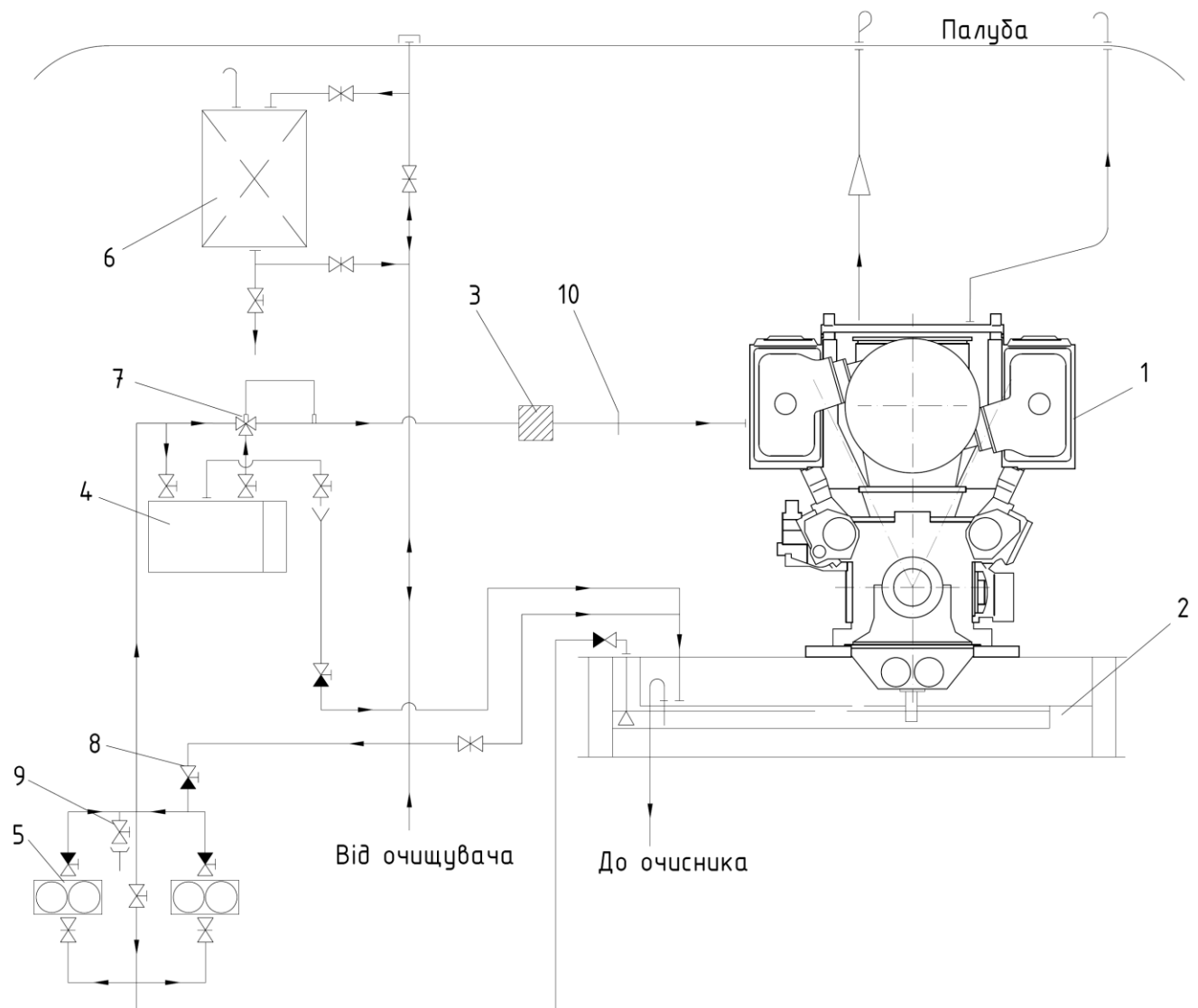


Рисунок 5.5 – Масляна система V-подібного дизеля

16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B):

1 – головний двигун 16ЧН 48/60; 2 – масляний бак; 3 – фільтр повнопоточний; 4 – охолоджувач масла МО; 5 – насос прокачування масла; 6 – бак з моторним маслом; 7 – клапан термостата; 8 – клапан для початкового заповнення насоса; 9 – клапан для очищення; 10 – дросельна заслінка

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227ст.24.10.05.ПЗ

Аркуш

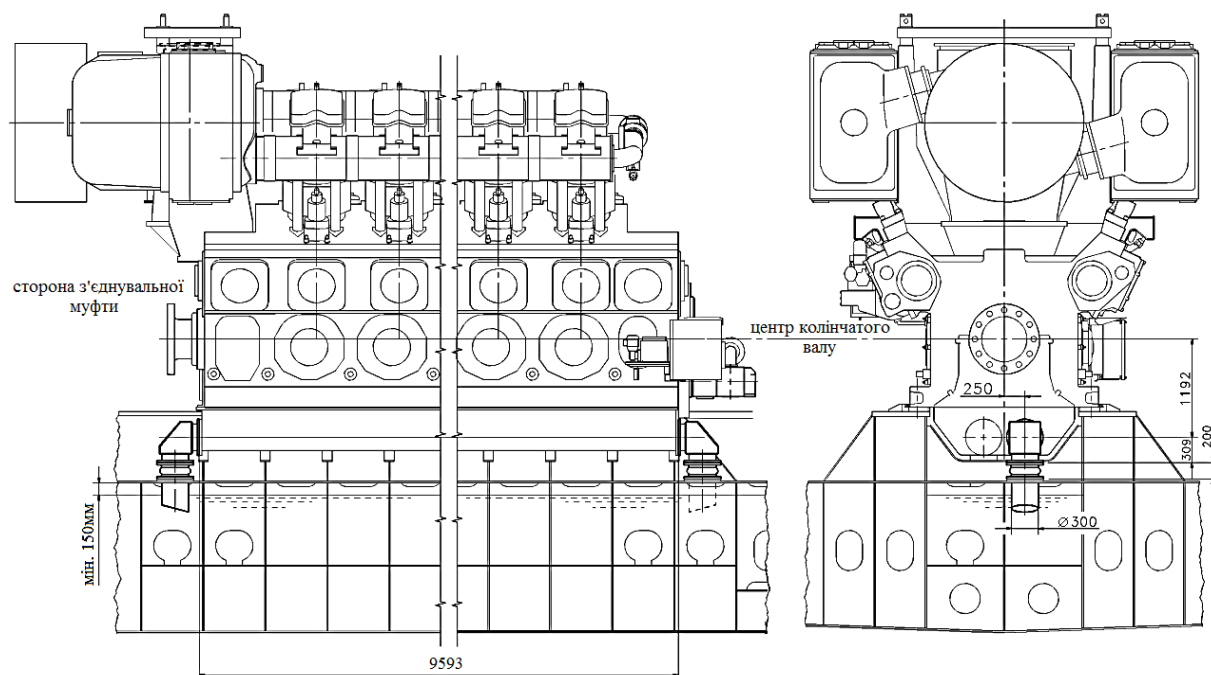


Рисунок 5.6 – Схема зливу циркуляційного масла з дизеля 16ЧН 48/60

В масляній системі V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В) для циркуляції масла у системі застосовуються шестеренні насоси (робочими органами цих насосів є шестерні). Загальна конструкція насосу представлена на рис. 5.7.

Для забезпечення очищення масла у системі використовуються фільтри різних типів (рис. 5.8).

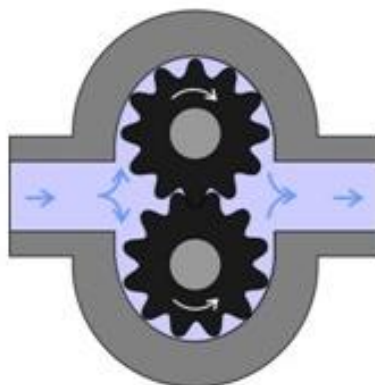


Рисунок 5.7 – Схема роботи шестеренного насоса

Масло, яке використовується для відведення тепла само потребує охолодження. Тому в системі V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В) передбачено встановлення маслоохолоджувача (МО). За конструктивним виконанням це кожухотрубний теплообмінний апарат.

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227ст.24.10.05.ПЗ

Аркуш

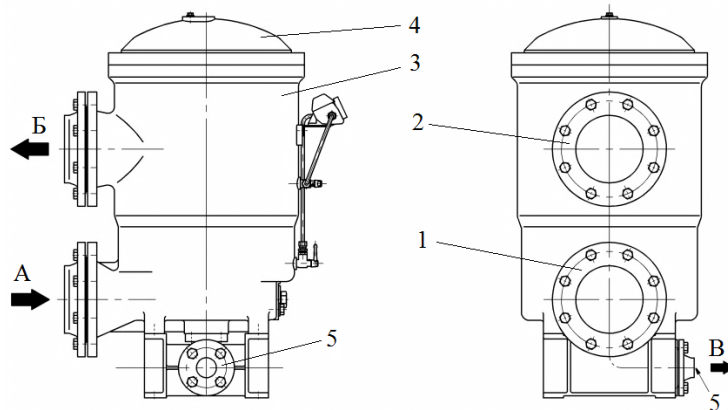


Рисунок 5.8 – Автоматичний фільтр очищення масла V-подібного дизеля

16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B):

1 – патрубок вхідний; 2 – патрубок вихідний із фланцем; 3 – корпус фільтра;

4 – кришка; 5 – патрубок вихідний для промивного масла;

A – вхід потоку; Б – вихід потоку; В – вихід масла промивки

Розрахунок масляної системи V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) виконується у табличній формі (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 – Розрахунок масляної системи MAN 16V48/60 B

| № з/п | Найменування                                    | Розмірність                  | Спосіб визначення або вибору                                                                                      | Значення |
|-------|-------------------------------------------------|------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| 1     | Питома витрата масла ГД                         | $g_m$ , г/(кВт·год)          | Паспортні дані двигуна                                                                                            | 0,6      |
| 2     | Коефіцієнт морського запасу                     | $K_m$                        | 1,1...1,2                                                                                                         | 1,1      |
| 3     | Кількість масла в циркуляційній системі двигуна | $G_{сц}$ , кг                | —                                                                                                                 | 1000     |
| 4     | Кількість змін масла в системі за рейс          | $K$                          | при $\tau_x / \tau_m \leq 1$ $K=1$ ; при $\tau_x / \tau_m > 1$ значення $K$ округлюють до ближчого більшого числа | 1        |
| 5     | Час ходу                                        | $\tau_x$ , год               | —                                                                                                                 | 1000     |
| 6     | Термін служби масла згідно ТУ                   | $\tau_m$ , год               | —                                                                                                                 | 10000    |
| 7     | Основний запас масла                            | $G_{цм}^д$ , т               | $G_{цм}^д = K_m [g_m \cdot N_e \cdot \tau_x + G_{сц} \cdot (K+1)] \cdot 10^{-3}$                                  | 14,34    |
| 8     | Густина масла                                   | $\rho_m$ , кг/м <sup>3</sup> | —                                                                                                                 | 870      |
| 9     | Коефіцієнт, що враховує загромодження цистерни  | $K_1$                        | 1,02...1,05                                                                                                       | 1,02     |
| 10    | Коефіцієнт «мертвого» об'єму цистерни           | $K_2$                        | 1,02...1,05                                                                                                       | 1,05     |
| 11    | Ємність цистерни основного запасу               | $V_{оз}$ , м <sup>3</sup>    | $V_{оз} = \frac{G_{цм}^д}{\rho_m} \cdot K_1 \cdot K_2$                                                            | 17,66    |

Аркуш

КРБ.142.2227см.24.10.05.ПЗ

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |



|    |                                                            |                                                              |                                                                                       |                     |
|----|------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|---------------------|
| 12 | Коефіцієнт запасу подачі                                   | $K_v$                                                        | 1,2...1,5                                                                             | 1,5                 |
| 13 | Доля теплоти, що сприймає масло                            | $\alpha_{тр}$                                                | 0,4...0,45                                                                            | 0,45                |
| 14 | Доля теплоти, що сприймає масло при охолодженні поршнів    | $\alpha_{п}$                                                 | 0,04...0,05                                                                           | 0,05                |
| 15 | Теплоємність масла                                         | $c_m, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$                 | 1,67...2,01                                                                           | 1,7                 |
| 16 | Різниця температур на виході та вході масла у двигун       | $\Delta t_m, \text{К}$                                       | $\Delta t_m = t_{2m} - t_{1m} = 5...8\text{К}$                                        | 7                   |
| 17 | Перепад температури масла                                  | $\Delta t_n, \text{К}$                                       | $\Delta t_n \approx 15\text{К}$                                                       | 15                  |
| 18 | Теплота $Q_{тр}$                                           | $Q_{тр}, \text{кДж}/\text{год}$                              | $Q_{тр} = 3600 \cdot N_e \cdot \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{тр}$ | $2704,5 \cdot 10^3$ |
| 19 | Теплота $Q_{п}$                                            | $Q_{п}, \text{кДж}/\text{год}$                               | $Q_{п} = \alpha_{п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_H^p$                                  | $6431,7 \cdot 10^3$ |
| 20 | Витрата масла для відводу $Q_{тр}$                         | $W_1, \text{м}^3/\text{год}$                                 | $W_1 = \frac{Q_{тр}}{c_m \rho_m \Delta t_m}$                                          | 151,64              |
| 21 | Витрата масла через поршні $Q_{п}$                         | $W_2, \text{м}^3/\text{год}$                                 | $W_2 = \frac{Q_{п}}{c_m \rho_m \Delta t_n}$                                           | 360,8               |
| 22 | Продуктивність масляного насоса                            | $W_{мн}, \text{м}^3/\text{год}$                              | $W_{мн} = K_v \cdot (W_1 + W_2)$                                                      | 609,8               |
| 23 | Допустима швидкість масла для сітчастих фільтрів           | $v_m, \text{м}/\text{с}$                                     | 0,01...0,02                                                                           | 0,02                |
| 24 | Коефіцієнт живого перетину                                 | $K_{жп}$                                                     | 0,2..0,3                                                                              | 0,2                 |
| 25 | Площа фільтруючого елемента ФГО                            | $F_{фго}, \text{м}^2$                                        | $F_{фго} = \frac{W_{пн}}{3600 \cdot K_{жп} \cdot v_m}$                                | 42,35               |
| 26 | Питома пропускна здатність матеріалу фільтруючого елемента | $g_{ф}, \text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$            | 1,5...2,0                                                                             | 2                   |
| 27 | Площі фільтруючого елемента ФТО                            | $F_{фто}, \text{м}^2$                                        | $F_{фто} = \frac{W_{пн}}{g_{ф}}$                                                      | 304,9               |
| 28 | Температура масла на вході в МО                            | $t_1, \text{К}$                                              | —                                                                                     | 363                 |
| 29 | Температура масла на виході з МО                           | $t_2, \text{К}$                                              | —                                                                                     | 357                 |
| 30 | Температура забортної води на вході в МО                   | $t_1^3, \text{К}$                                            | —                                                                                     | 305                 |
| 31 | Температура забортної води на виході з МО                  | $t_2^3, \text{К}$                                            | —                                                                                     | 315                 |
| 32 | Температурний напір                                        | $\Delta t, \text{К}$                                         | $\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2}$                            | 50                  |
| 33 | Коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10...15 мм   | $k, \text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ | 800...1100                                                                            | 1100                |
| 34 | Коефіцієнт запасу поверхні                                 | $k_3$                                                        | 1,2...1,3                                                                             | 1,2                 |
| 35 | Поверхня охолодження МО                                    | $F_{мо}, \text{м}^2$                                         | $F_m = \frac{Q_{тр} + Q_{п}}{k \cdot \Delta t} \cdot k_3$                             | 199,4               |

### 5.3. Розрахунок і розробка системи охолодження V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В)

Загальна компоновка системи охолодження суднового V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В) представлена на рис. 5.9.

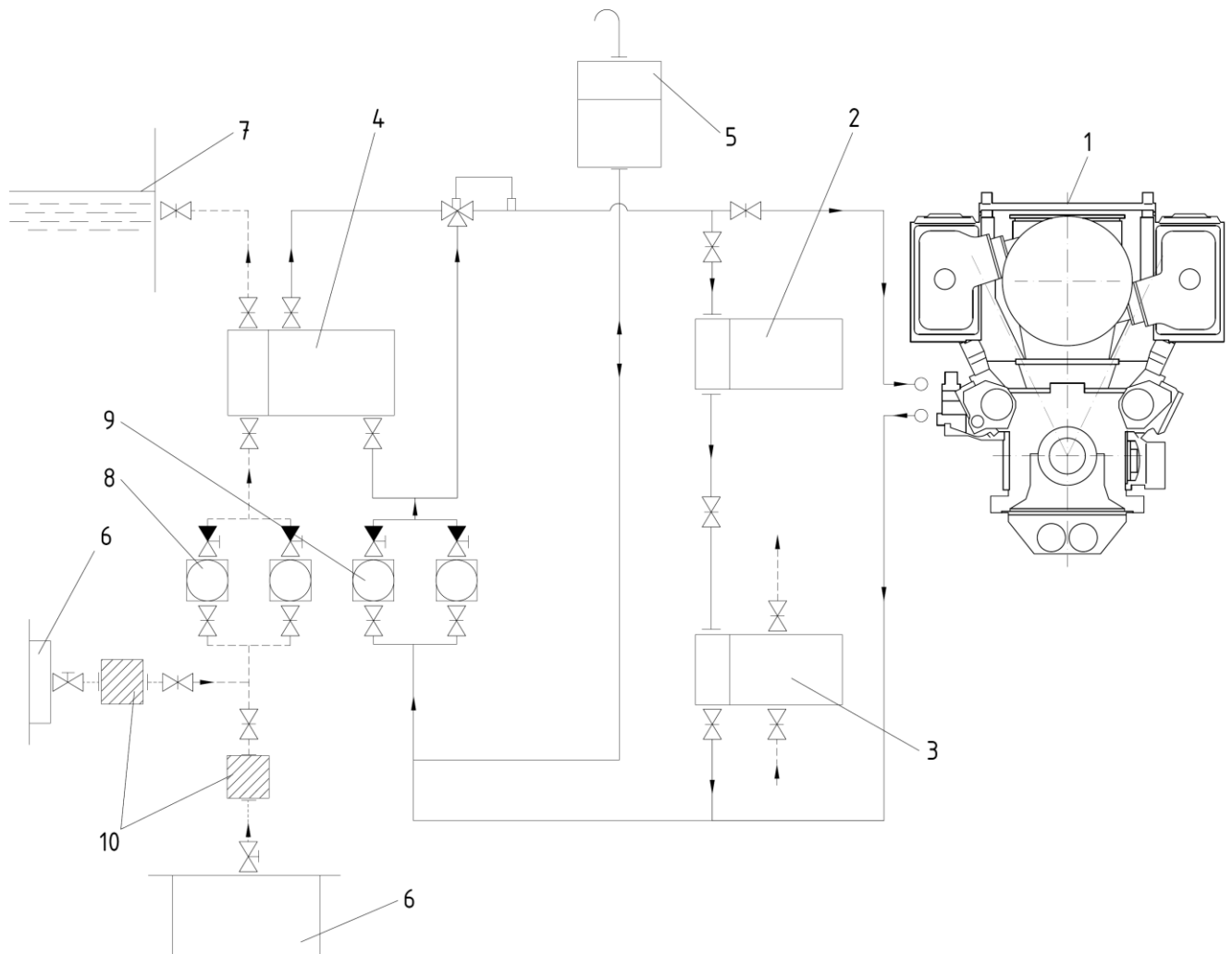


Рисунок 5.9 – Система охолодження V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В):

1 – ГД 16ЧН 48/60; 2 – охолоджувач масла (МО); 3 – водо-водяний охолоджувач ВВО контуру охолодження двигуна; 4 – ВВО охолоджувач прісної води; 5 – розширювальний бак; 6 – вхід морської води; 7 – вихід морської води; 8 – насос морської води; 9 – насос прісної води; 10 – фільтр морської води

Для подачі заборотної та прісної води в системі охолодження V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В) застосовано відцентрові насоси з автономним приводом від електродвигуна (рис. 5.10).

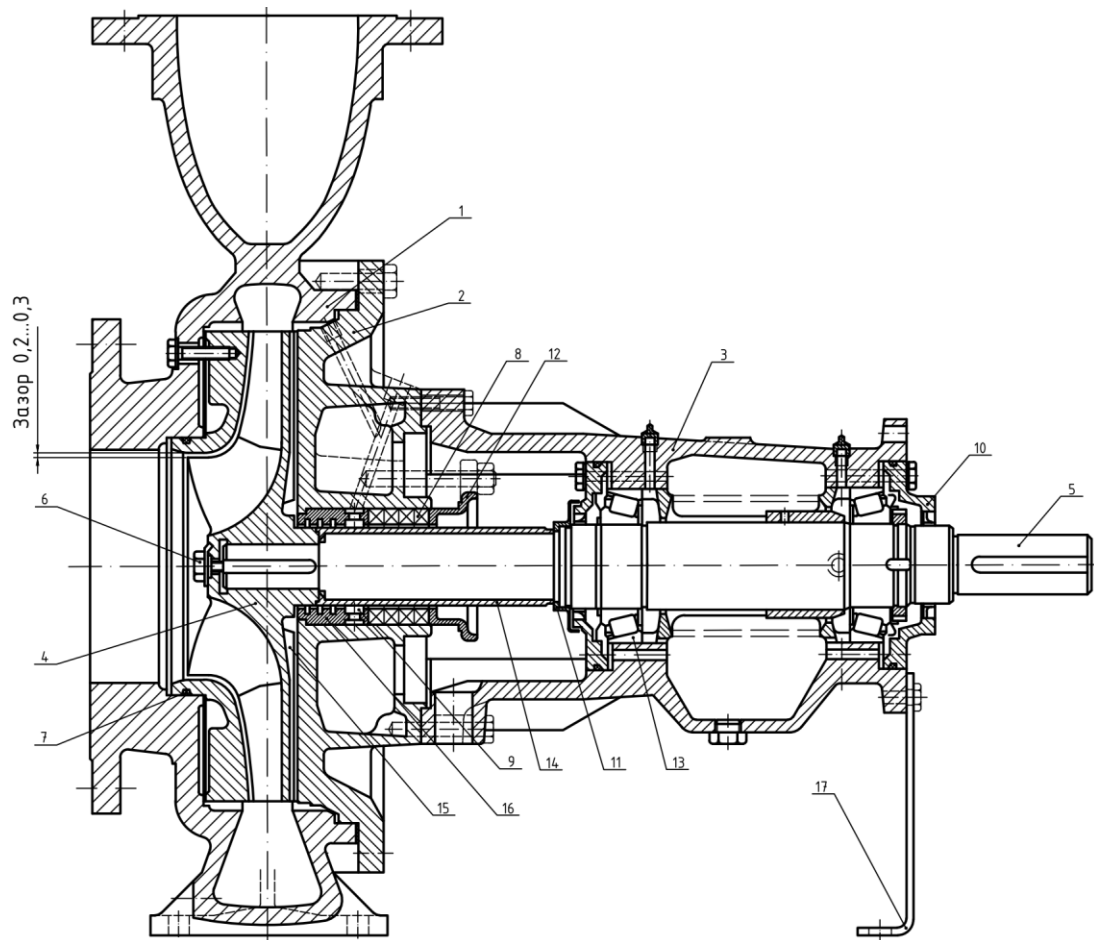


Рисунок 5.10 – Уніфікований відцентровий консольний насос системи охолодження V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В):

- 1 – корпус; 2 – корпус ущільнення; 3 – підшипниковий корпус; 4 – колесо робоче;  
 5 – вал ротору; 6 – болт фіксації; 7 – кільце ущільнююче; 8 – набивка сальникова;  
 9 – водорозподільне кільце; 10 – підшипникова кришка; 11 – відбійник;  
 12 – втулка натискна; 13 – роликовий підшипник; 14 – втулка валу захисна;  
 15 – імпелер; 16 – ущільнення лабіринтне; 17 – лапа кріплення

Сітчастий спарений фільтр заборотної води ( рис.5.11) встановлено у системі відразу після кінгстону. Таке роз положення фільтру дає змогу попередити потрапляння разом з заборотною водою сторонніх предметів, які в змозі пошкодити відцентровий насос або забити трубопроводи й теплообмінники.

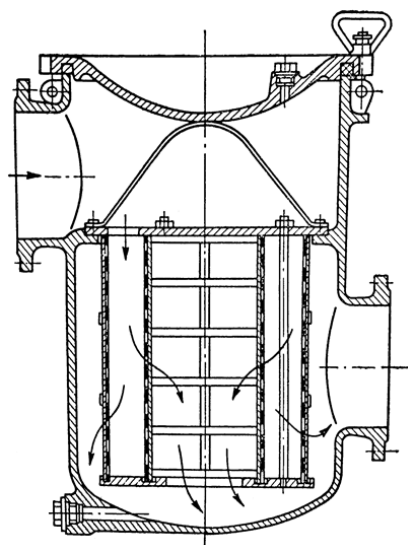


Рисунок 5.11 – Фільтр заборотної води системи охолодження V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В)

В системі охолодження V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В), використовується два водо-водяних охолоджувачі. В одному здійснюється охолодження прісної води контуру низької температури (за допомогою заборотної води), а другий – контур високої температури. Також для попереднього підігріву охолоджуючої води у разі запуску холодного дизеля використовуються підігрівач (рис.5.12).

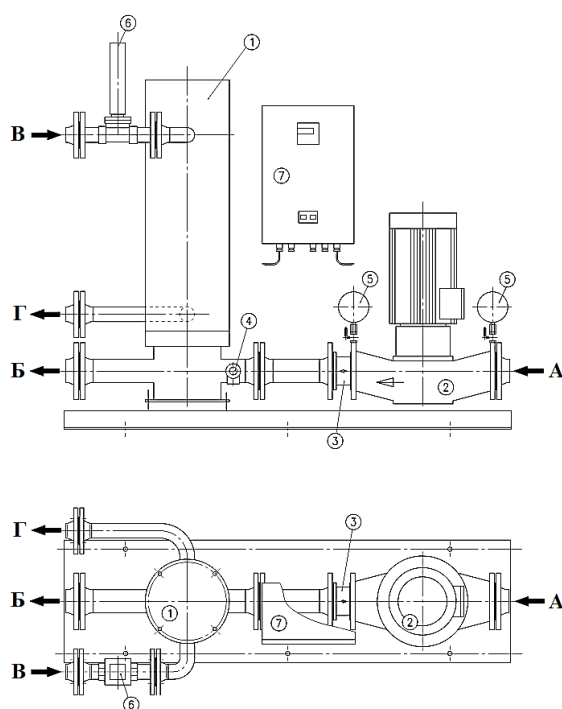


Рисунок 5.12 – Модуль попереднього підігріву

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |

КРБ.142.2227см.24.10.05.ПЗ

Аркуш

Розрахунок системи охолодження V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) реалізується у табличній формі (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 – Розрахунок системи охолодження MAN 16V48/60 B

| № з/п | Найменування                                                   | Розмірність                                                  | Спосіб визначення або вибору                                                                       | Значення             |
|-------|----------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| 1     | Загальна кількість прісної води в системі                      | $V_B, \text{м}^3$                                            | Паспортні дані                                                                                     | 10                   |
| 2     | Коефіцієнт температурного розширення води                      | $\beta_t$                                                    | —                                                                                                  | 0,00043              |
| 3     | Приріст температури при роботі двигуна                         | $\Delta t, ^\circ\text{C}$                                   | 50...70                                                                                            | 65                   |
| 4     | Об'єм розширювальної цистерни                                  | $V_{\text{рц}}, \text{м}^3$                                  | $V_{\text{рц}} = 2 \cdot V_B \cdot \beta_t \cdot \Delta t$                                         | 0,6                  |
| 5     | Коефіцієнт запасу подачі насосу                                | $K_{\text{п}}$                                               | 1,1...1,15                                                                                         | 1,1                  |
| 6     | Теплоємність прісної води                                      | $c_{\text{пв}}, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$       | —                                                                                                  | 4,19                 |
| 7     | Густина прісної води                                           | $\rho_{\text{пв}}, \text{кг}/\text{м}^3$                     | —                                                                                                  | 1000                 |
| 8     | Перепад температур при охолодженні циліндрів                   | $\Delta t_{\text{ц}}, ^\circ\text{C}$                        | 8...10                                                                                             | 10                   |
| 9     | Доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від циліндрів | $\alpha_{w1}$                                                | 0,12...0,14                                                                                        | 0,12                 |
| 10    | Перепад температур при охолодженні поршнів                     | $\Delta t_{\text{п}}, ^\circ\text{C}$                        | 5...8                                                                                              | 8                    |
| 11    | Доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від поршнів   | $\alpha_{w2}$                                                | 0,04...0,05                                                                                        | 0,04                 |
| 12    | Кількість теплоти, що відводиться прісною водою від циліндрів  | $Q_{\text{ц}}, \text{кДж}/\text{год}$                        | $Q_{\text{ц}} = \alpha_{w1} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}$                     | $17159,3 \cdot 10^3$ |
| 13    | Кількість теплоти, що відводиться прісною водою від поршнів    | $Q_{\text{п}}, \text{кДж}/\text{год}$                        | $Q_{\text{п}} = \alpha_{w2} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}$                     | $5719,75 \cdot 10^3$ |
| 14    | Кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів   | $W_{\text{ц}}, \text{м}^3/\text{год}$                        | $W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{ц}} \cdot \rho_{\text{п}}}$ | 14,47                |
| 15    | Кількість прісної води, необхідної для охолодження поршнів     | $W_{\text{п}}, \text{м}^3/\text{год}$                        | $W_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}}}$ | 4,82                 |
| 16    | Продуктивність циркуляційного насоса                           | $W_{\text{пцн}}, \text{м}^3/\text{год}$                      | $W_{\text{пцн}} = K_{\text{п}} \cdot (W_{\text{ц}} + W_{\text{п}})$                                | 21,22                |
| 17    | Коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10...15 мм       | $k, \text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{K})$ | —                                                                                                  | 5000                 |
| 18    | Температура прісної води на вході в ВВО                        | $t_1^{\text{п}}, \text{K}$                                   | —                                                                                                  | 353                  |

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.05.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

|    |                                                           |                                  |                                                                                              |       |
|----|-----------------------------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| 19 | Температура прісної води на виході з ВВО                  | $t_2^{\text{п}}, \text{K}$       | —                                                                                            | 345   |
| 20 | Температура заборотної води на вході в ВВО                | $t_1^3, \text{K}$                | —                                                                                            | 305   |
| 21 | Температура заборотної води на вході в ВВО                | $t_2^3, \text{K}$                | —                                                                                            | 315   |
| 22 | Середня різниця температур між заборотною і прісною водою | $\Delta t_{\text{cp}}, \text{K}$ | $\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_1^{\text{п}} + t_2^{\text{п}}}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2}$ | 39    |
| 23 | Площа поверхні теплообміну ВВО                            | $F_{\text{ВВО}}, \text{м}^2$     | $F_{\text{ВВО}} = \frac{Q_{\text{ц}} + Q_{\text{п}}}{k \cdot \Delta t_{\text{cp}}}$          | 117,3 |

#### 5.4. Розрахунок і розробка системи стиснутого повітря V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B)

Загальна схема компонування системи пуску стиснутим повітрям суднового середньообертового V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) представлена на рис. 5.13.

Основними складовими системи повітряного запуску дизеля 16ЧН 48/60 є балони з запасом стиснутого повітря (з робочим тиском у 3,0 МПа), поршневі повітряні компресора високого тиску (багатоступеневі), клапан пускового повітря, поворотний повітряний клапан й пусковий робочий клапан, а також трубопроводи, різна запірна арматура та вимірювальні пристрої.

У системі стиснутого повітря V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) застосовують повітря високого тиску від 2,5 до 3,0 МПа для пуску, а повітря низького тиску – 0,8 МПа як керуюче.

Головний пусковий клапан в системі призначений для забезпечення багатократних запусків ГД та розвантаження пускової повітряної магістралі після завершення процесу.

Повітророзподільник в системі призначений для керування моментом відкриття й закривання пускових клапанів встановлених на робочих циліндрах за порядком їх роботи на дизелі.

Пускові клапани в системі призначені для подачі стиснутого повітря (під тиском 2,5...3,0 МПа) в циліндри ГД при запуску.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.05.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

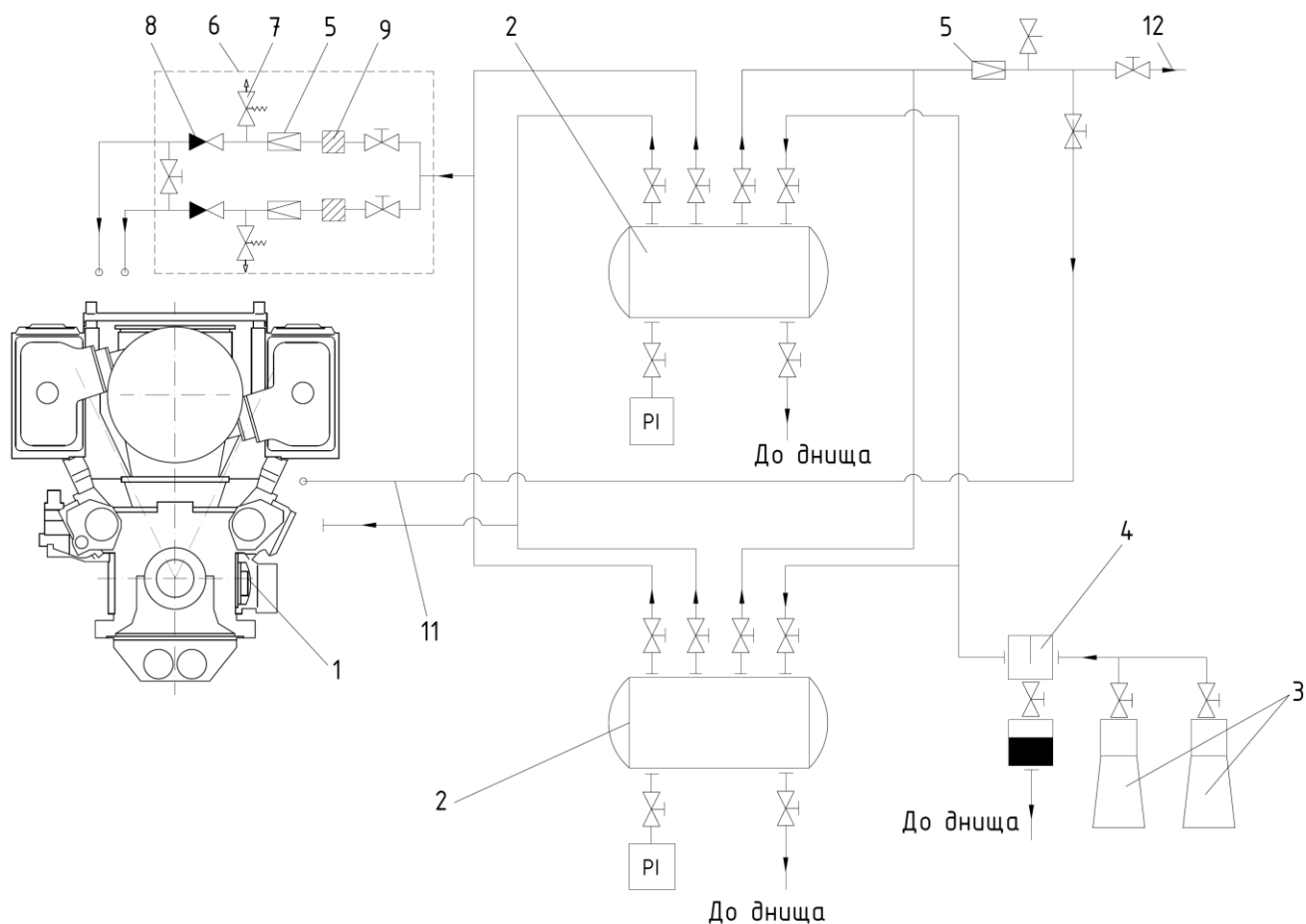


Рисунок 5.13 – Принципова схема системи пуску V-подібного дизеля  
16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B):

- 1 – ГД 16ЧН 48/60; 2 – пусковий повітряний ресивер; 3 – повітряний компресор;  
4 – сепаратор води та масла; 5 – редукційний клапан; 6 – редукційна станція;  
7 – клапан запобіжний; 8 – клапан зворотний прохідний; 9 – фільтр;  
10 – клапан запірний прохідний; 11 – лінія для очистки турбоагнітача;  
12 – лінія блока тестування паливних клапанів

Розрахунок системи пуску стиснутим повітрям V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) виконуємо у табличній формі (табл. 5.4).

Таблиця 5.4 – Розрахунок системи пуску стиснутим повітрям MAN 16V48/60 B

| № з/п | Найменування                                                                | Розмірність | Спосіб визначення або вибору | Значення |
|-------|-----------------------------------------------------------------------------|-------------|------------------------------|----------|
| 1     | Питома витрата повітря (на 1 л робочого об'єму) на запуск холодного двигуна | $v_x$ , л/л | 10...12                      | 10       |

|    |                                                                                            |                               |                                                                                                                                                                                                                                                                  |        |
|----|--------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| 2  | Питома витрата повітря на запуск прогрітого двигуна                                        | $v_r$ , л/л                   | 3...8                                                                                                                                                                                                                                                            | 5      |
| 3  | Сумарний робочий об'єм всіх циліндрів двигуна                                              | $\Sigma V_s$ , л              | $\Sigma V_s = \frac{\pi \cdot D_{ц}^2}{4} \cdot S_{ц} \cdot i_{ц}$ ,                                                                                                                                                                                             | 1736,3 |
| 4  | Число запусків двигуна                                                                     | $z_{п}$                       | —                                                                                                                                                                                                                                                                | 11     |
| 5  | Мінімальний запас пускового повітря на судні для головного двигуна (при нормальних умовах) | $V$ , м <sup>3</sup>          | $V = [v_x + (z_{п} - 1) \cdot v_r] \cdot \Sigma V_s \cdot 10^{-3}$                                                                                                                                                                                               | 104,18 |
| 6  | Робочий тиск в балонах                                                                     | $P_p$ , МПа                   | 2,5...3                                                                                                                                                                                                                                                          | 3      |
| 7  | Мінімальний тиск в балонах який ще запускає двигуна                                        | $P_{min}$ , МПа               | 1,0...1,5                                                                                                                                                                                                                                                        | 1,1    |
| 8  | Загальна місткість пускових балонів двигуна                                                | $\Sigma V_6$ , м <sup>3</sup> | $\Sigma V_6 = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{min}}$                                                                                                                                                                                                                 | 5,54   |
| 9  | Час роботи компресора високого тиску                                                       | $\tau$ , год                  | —                                                                                                                                                                                                                                                                | 1      |
| 10 | Сумарна подача повітряного компресора                                                      | $W_k$ , м <sup>3</sup> /год   | $W_k = \frac{\Sigma V_6 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_0}$                                                                                                                                                                                                      | 159    |
| 11 | Коефіцієнт гідравлічних втрат між ступенями компресора                                     | $\varphi$                     | 1,1...1,15                                                                                                                                                                                                                                                       | 1,15   |
| 12 | Механічний ККД компресора                                                                  | $\eta_m$                      | 0,7...0,8                                                                                                                                                                                                                                                        | 0,8    |
| 13 | Середній показник політропи стискання в ступені                                            | $n$                           | —                                                                                                                                                                                                                                                                | 1,27   |
| 14 | Число ступенів стиснення в компресорі                                                      | $m$                           | —                                                                                                                                                                                                                                                                | 2      |
| 15 | Рниження температури повітря в повітроохолоджувачі після першого ступеня                   | $\Delta T_1$ , К              | 100...120                                                                                                                                                                                                                                                        | 115    |
| 16 | Температура повітря до повітроохолоджувача першого ступеня                                 | $T_1$ , К                     | $T_1 = T_0 \cdot \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$                                                                                                                                                                                                 | 427    |
| 17 | Температура повітря після повітроохолоджувача першого ступеня                              | $T'_1$ , К                    | $T'_1 = T_1 - \Delta T_1$                                                                                                                                                                                                                                        | 312    |
| 18 | Ступінь підвищення тиску в першому ступені                                                 | $\frac{p_1}{p_2}$             | $\frac{p_1}{p_2}$                                                                                                                                                                                                                                                | 5,45   |
| 19 | Потужність, привода багатоступеневого компресора                                           | $N_k$ , кВт                   | $N_k = 0,287 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_k \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \cdot \left\{ T_0 \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + T'_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\}$ | 58,98  |



### 5.5. Висновки до розділу

В даному розділі розглянуто конструкцію та особливості функціонування основних систем V-подібного суднового двигуна 16ЧН 48/60(MAN16V48/60B), а також визначені основні їх параметри. Отримані у розділі результати підкріплено графічною частиною (креслення формату А1) у вигляді принципів схем розрахованих систем дизеля.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.05.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                            |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

## РОЗДІЛ 6

### ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

#### 6.1. Аналіз негативних чинників, що діють на персонал машинного відділення судна

Дизель 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) розміщено у приміщенні машинного відділення судна (МВ). Він є об'єктом експлуатації, обслуговування та ремонту, який здійснює спеціально навчений персонал. На обслуговуючий персонал дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) мають вплив наступні небезпечні та шкідливі компоненти:

- механічний вплив від рухомих частини дизеля, та різного допоміжного устаткування;
- високий рівень вібрації та шуму від ГД, поршневих багатоступеневих повітряних компресорів високого тиску, різного роду устаткування тощо;
- вологість;
- підвищений рівень температури у МВ;
- часткова чи навіть повна відсутність природного освітлення МВ;
- часткова чи навіть відсутність природної вентиляції МВ;
- наявність парів палива, масла та відпрацьованих газів у повітрі;
- нагріті частин дизеля (особливо випускні колектори), обладнання та устаткування тощо;
- висока напруга;
- балони під тиском;
- вантажопідйомні пристрої;
- різні інші шкідливі фактори, що притаманні певним типам судам.

#### 6.2. Аналіз причин виникнення шуму від двигунів

Сучасний розвиток суднового дизелебудування характеризується зростанням середнього ефективного тиску і частоти обертання вала. Зниження питомої індикаторної витрати палива досягається головним чином інтенсифікацією процесу

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.06.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                            |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

згоряння палива в циліндрі дизеля. Все це призводить до необхідності збільшення максимального тиску циклу. Високі тиски газів у циліндрі та великі частоти обертання вала є причиною того, що дизель стає джерелом значного шуму.

Шум виникає в циліндрах дизеля і поширюється через стінки блока циліндрів. Він виникає також у впускному та випускному трактах двигуна (аеродинамічний шум). Шум створюється допоміжними механізмами дизеля (турбокомпресором і паливним насосом). Деталі кривошипно-шатунного механізму та пружні коливання остова двигуна також створюють шум.

Газодинамічні коливання в циліндрі, що виникають під час процесу згоряння, є джерелом шуму. Амплітуда цих коливань залежить від швидкості наростання тиску під час згоряння палива. Газодинамічні коливання в циліндрі передаються деталям кривошипно-шатунного механізму не тільки через стінки блока циліндрів, а й через поршень. У результаті виникають коливання деталей дизеля з їхніми власними частотами.

Рівень шуму газодинамічного походження залежить не тільки від амплітуди коливань тиску, а й від діаметра циліндра, товщини та матеріалу його стінок. Значний вплив на рівень газодинамічного шуму під час згоряння палива має період затримки самозаймання: його зменшення знижує газодинамічний шум. Таким чином, застосування двофазної подачі палива і збереження оптимального теплового стану дизеля за всіх його навантажень сприятимуть зниженню шуму. Зменшити вплив періоду затримки самозаймання палива на інтенсивність газодинамічного шуму можна шляхом зміни швидкості наростання тиску.

Шум, що створюється деталями кривошипно-шатунного механізму, в основному визначається динамікою їхнього навантаження. Інтенсивність шуму, що виникає від ударів поршня об стінки циліндра, залежить від зазору між ними, від сил інерції і тиску газів на поршень, товщини і жорсткості робочої втулки циліндра і конструктивних форм блока циліндрів дизеля. Зі збільшенням діаметра циліндра, діаметрального зазору, частоти обертання вала, відношення довжини радіуса кривошипа до довжини шатуна і зі зменшенням довжини прямої частини поршня інтенсивність ударів поршня об стінки циліндра зростає. Збільшення за-

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.06.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

зору між напрямною частиною поршня і стінками циліндра призводить до значного підвищення загального рівня шуму дизеля. Відбувається це внаслідок зміни напрямку дії нормального зусилля на стінки циліндра; поршень при цьому вдаряється направляючою частиною об стінки циліндра.

Поряд із шумом від ударів поршня і з шумом у з'єднаннях головного, кривошипного і рамового підшипників створюється шум від дії сил тертя поршня і поршневих кілець об стінки циліндра. Ці сили викликають пружні коливання стінок робочої втулки циліндра, що поширюються уздовж її осі. Наявність таких коливань експериментально підтверджується зміною загальних рівнів шуму дизеля залежно від кількості поршневих кілець: зменшення кількості кілець (під час прокручування дизеля від електродвигуна) знижує рівень шуму і вібрацію блока циліндрів.

### 6.3. Розрахунки рівня вібрації та шуму від V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B)

Рівень шуму від V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) у приміщенні МВ отримають за формулою:

$$L = \left[ 54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

де,  $n_n$  – номінальна частота обертання,  $n_n = 514 \text{ хв}^{-1}$ ;  $n$  – робоча частота обертання,  $n = 514 \text{ хв}^{-1}$ ;  $N_e$  – номінальна потужність СОД,  $N_e = 18400 \text{ кВт}$ .

$$L = \left[ 54 + 10 \lg(514 + 18400^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{514}{514}\right) \right] = 82,67 \text{ дБ}$$

Рівень шуму від V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) у приміщенні суднового МВ не перевищує встановлених стандартом норм.

Рівень вібрації від V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B) у приміщенні МВ отримають за формулою:

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.06.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                            |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

$$L = 44 + 10 \lg \left[ \frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left( \frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left( \frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left( \frac{n}{n_n} \right) \right], \text{ дБ}$$

де  $m$  – маса MAN 16V48/60 В (паспортні дані),  $m = 236000$  кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left[ \frac{514 \cdot 18400^{0.55} \cdot \left( \frac{1 + 18400}{236000} \right)}{1 + \left( \frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{236000}{18400}} + 30 \lg \left( \frac{514}{514} \right) \right] = 83,49 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації від V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В) у приміщенні суднового МВ не перевищує встановлених стандартом норм.

#### 6.4. Рекомендації щодо забезпечення нормальних умов праці персоналу МВ на судні

Інтенсивність випромінювання звукових коливань можна знизити шляхом підвищення жорсткості випромінюваних поверхонь та їхнього демпфірування. Збільшення жорсткості конструкції випромінюваних поверхонь ускладнює підведення до них коливальної енергії від джерела коливань, а демпфірування знижує амплітуду коливань поверхонь.

Таким чином, під час конструювання дизеля необхідно враховувати, що поряд із міцністю істотне значення має жорсткість його остова. Зменшення сил тертя поршня необхідне не тільки для скорочення механічних втрат дизеля, а й для зниження його шуму.

За наявності зазорів у клапанно-розподільному механізмі двигуна спостерігаються удари в моменти підйому і посадки клапанів. Вони поширюються по остову двигуна і випромінюються. Основна низькочастотна складова клапанного механізму залежить від частоти обертання вала двигуна, від кількості клапанів у циліндрі та від числа циліндрів, від тактності двигуна. Інтенсивність і частотний склад шуму клапанно-розподільного механізму головним чином визначаються швидкістю посадки клапанів на сідла і конструкцією механізму розподілу. Однак

при цьому треба мати на увазі, що збільшення теплового зазору в розподільному механізмі на 1 мм підвищує шум на 6...8 дБ.

Зниження шуму і вібрації від клапанно-розподільного механізму можна досягти зменшенням швидкості клапана на початку і наприкінці його руху, використанням для деталей, що стикаються, матеріалів із високим внутрішнім тертям, демпфіруванням коливань на шляху їхнього поширення, а також застосуванням розподільчого механізму, що забезпечує малі теплові зазори і передачу обертання з малим шумом. Передача обертання від колінчастого вала до розподільного циліндричними зубчастими колесами є однією з найшумніших. Шум під час роботи зубчастих коліс виникає внаслідок вібрації зубів і всієї пружної системи механізму передачі, створюваної крутильними коливаннями вала.

Частота вимушених коливань зубчастого колеса дорівнює частоті зачеплення (числу контактів зубів на секунду). Інтенсивність шуму зубчастих коліс залежить від їхньої окружної швидкості, якості виготовлення і складання. Що менша окружна швидкість, то нижчий загальний рівень шуму. Застосування зубчастих коліс із шевронними зубами знижує гучність приблизно на 8...10 дБ порівняно з передачею з прямозубими колесами. Шліфування і притирання поверхні зубів дають змогу знизити шум на 5...10 дБ. Демпфірування зубчастих кілець – також ефективний засіб зниження шуму.

Ланцюгова передача обертання від колінчастого вала до розподільного – найменш шумна з усіх типів передач. Неврівноважені сили інерції і моменти поступально рухомих і обертових мас кривошипно-шатунного механізму є основними збурювальними силами, що викликають низькочастотні коливання дизеля на фундаменті. Змінна складова перекидного моменту також спричиняє коливання дизеля; внаслідок нерівномірності крутного моменту вона є причиною вібрації дизеля на фундаменті.

Збільшення числа циліндрів і тиску наддуву знижує рівень низькочастотних вібрацій внаслідок вирівнювання крутного моменту дизеля. Якщо різноважність деталей поршневої групи не впливає на загальний рівень вібрації, то статичний і динамічний дисбаланс обертових частин позначається на рівні низькочастотних

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.06.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

коливань дизеля. На дисбаланс обертових частин дизеля впливає їхня різноважність.

Аеродинамічний шум дизелів, тобто шум, створюваний у впускному і випускних трактах, різний у чотиритактних і двотактних дизелів; у двигунів однакової тактності відмінність шуму зумовлена тим, чи має двигун наддув.

Від типу продувного насоса також залежить спектр шуму на впуску двотактного дизеля. Основною причиною утворення шуму на впуску та випуску є коливання тиску газового потоку. Крім того, під час проходження повітря в щілині впускного клапана створюється шум високої частоти, яка визначається швидкістю потоку повітря і діаметром клапана.

Як показують експериментальні дослідження, рівень шуму на впуску в поршневі продувні насоси перевищує рівень шуму, що випромінюється блоком циліндрів дизеля, на 9...10 дБ. При цьому переважають низько- і середньочастотні складові коливань. Рівень шуму на впуску в роторно-лопатеві продувні насоси перевищує загальний рівень шуму дизеля на 5...6 дБ. Шум на впуску в роторно-лопатевий продувний насос виникає внаслідок дії аеродинамічних сил з боку ротора і періодичного витіснення повітря лопатями ротора. Інтенсивність шуму пропорційна швидкості потоку в шостому ступені. Шум, створюваний роторно-лопатевими насосами, має яскраво виражену тональність, тому він негативно діє на організм людини.

Під час роботи дизеля з газотурбінним наддувом відцентровий нагнітач також є джерелом шуму на впуску. У цьому разі шум виникає внаслідок періодичних збурень середовища в площині обертання робочого колеса компресора. Звук обертання має певну тональність. Інтенсивність звуку головним чином залежить від окружної швидкості колеса: чим вона більша, тим більша інтенсивність звуку. Загалом шум відцентрового нагнітача визначається звуком обертання й аеродинамічними збуреннями потоку повітря в направляючому апараті. Конструктивні поліпшення проточної частини компресора – ефективний засіб зниження шуму.

Періодичні коливання тиску випускних газів двигуна і вихроутворення обумовлюють спектр шуму на випуску. Найбільш інтенсивними є складові, кратні

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.06.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                            |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

числу тактів випуску. Під час проходження випускних газів у щілині випускного клапана, так само, як на впуску, створюється шум високої частоти. Внаслідок більшої кількості випускних газів і їхньої вищої температури порівняно з температурою повітряного заряду швидкість випускних газів більша за швидкість повітря на впуску. Це і визначає високий рівень шуму на випуску.

Встановлення глушників шуму на впуску і випуску – найефективніший засіб зниження аеродинамічного шуму дизеля. Застосовують глушники активного і реактивного типів. Активні глушники засновані на поглинанні звукової енергії пористим матеріалом їхніх стінок. Активний опір може бути включено послідовно або паралельно. При послідовному включенні опору зростає гідравлічний опір газовому потоку, такі глушники поглинають високочастотний шум.

#### **6.5. Висновки до розділу**

У розділі бакалаврської роботи розглянуто та виконано аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів в судновому МВ в якому встановлено середньообертовий V-подібний дизель 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 В). Здійснено узагальнена оцінка рівня вібрації та шуму від двигуна MAN 16V48/60 В, а також запропоновано ряд загальних заходів щодо сприяння безпечних умов праці персоналу МВ судна.

|     |      |             |        |      |                                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>КРБ.142.2227ст.24.10.06.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                   |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                   |       |



## ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної бакалаврської роботи на тему: «Розрахунок суднового двигуна типу 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60B)» було розглянуто питання модернізації та розрахунку суднового середньообертового V-подібного дизеля 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B). Виконано опис особливостей будови та експлуатації, проведено розрахунок робочого циклу номінального режиму ГД, а також його динаміки.

Для забезпечення зниження питомої ефективної витрати палива у роботі пропонується модернізувати систему повітропостачання, а саме спроектувати новий агрегат наддуву, що забезпечить підвищені значення тиску наддуву. Підвищення тиск наддуву на 14 % (до  $p_k = 0,365$  МПа) дозволило знизити на 2 г/(кВт·год) питому ефективну витрату палива, що є досить суттєвим результатом.

Для досягнення зазначеної економії палива, було спроектовано новий агрегат повітропостачання. Розроблений турбокомпресор має маркування ТК-92; забезпечує об'ємний розхід повітря –  $Q = 23,95$  м<sup>3</sup>/с (масовий –  $G = 28,37$  кг/с); степінь підвищення тиску  $\Pi_k = 3,6$ . При цьому адіабатний ККД компресора складає  $\eta_{ад} = 0,85$ , а температура повітря на виході –  $T_k = 459,18$  К ( $\approx 186$  °С). Потужність приводу компресора становить –  $N_k = 4519,36$  кВт при частоті обертання  $n = 8779$  хв<sup>-1</sup>.

Також було розглянуто конструкцію та особливості функціонування основних систем V-подібного суднового двигуна 16ЧН 48/60(MAN16V48/60B), а також визначені основні їх параметри.

У розділі з охорони праці розглянуто та виконано аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів в судновому МВ в якому встановлено середньообертовий V-подібний дизель 16ЧН 48/60 (MAN 16V48/60 B). Здійснено узагальнена оцінка рівня вібрації та шуму від двигуна, а також запропоновано ряд загальних заходів щодо сприянню безпечних умов праці персоналу МВ судна.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227ст.24.10.00.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
3. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
4. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
5. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
6. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. –384 с.
7. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.
9. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».
10. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.

|     |      |             |        |      |                            |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРБ.142.2227см.24.10.00.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                            |       |