

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»  
завідувач кафедри  
Олексій ГОГОРЕНКО

  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

### ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ГАЗООБМІНУ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти

Раміль МАГЄРРАМОВ

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова

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

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ  
 **Олексій ГОГОРЕНКО**

«    »    20    року

## ЗАВДАННЯ

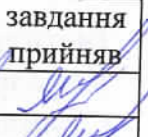
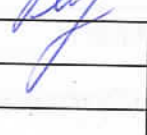
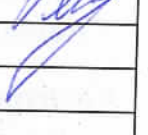
### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

*Маєррамов Раміль Агаддінович*

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення ефективності суднового двигуна шляхом оптимізації процесу газообміну
2. Керівник роботи д.т.н., проф. Митрофанов О.С.  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
- затверджені наказом закладу вищої освіти від “\_\_\_” \_\_\_\_\_ 20\_\_ року №\_\_\_
3. Строк подання здобувачем роботи \_\_\_\_\_
4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 5220 кВт; частота обертання колінчатого валу – 750 хв<sup>-1</sup>.
5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна конструкція та особливості роботи дизеля. 2. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми. 3. Дослідження особливостей процесу газообміну в чотиритактних ДВЗ та оптимізація процесу газообміну. 4. Економічне обґрунтування. 5. Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища.
6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Загальний вигляд морського багатоцільового буксиру. 2. Розташування обладнання на буксирі. 3. Поперечний розріз дизеля 9ЧН 32/40. 4. Визначення оптимальних параметрів дизеля 9ЧН 32/40. 5. Графічні залежності.

## 7. Консультанти розділів роботи

| Розділ               | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата                                                                        |                                                                                     |
|----------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|                      |                                           | завдання видав                                                                      | завдання прийняв                                                                    |
| Економічний розділ   | Митрофанов О.С.                           |  |  |
| Розділ охорони праці | Митрофанов О.С.                           |  |  |
|                      |                                           |                                                                                     |                                                                                     |
|                      |                                           |                                                                                     |                                                                                     |
|                      |                                           |                                                                                     |                                                                                     |
|                      |                                           |                                                                                     |                                                                                     |
|                      |                                           |                                                                                     |                                                                                     |
|                      |                                           |                                                                                     |                                                                                     |
|                      |                                           |                                                                                     |                                                                                     |

8. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів роботи                                                                               | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|----------|
| 1.    | Загальна конструкція та особливості роботи дизеля.                                                |                               |          |
| 2.    | Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми.                                      |                               |          |
| 3.    | Дослідження особливостей процесу газообміну в чотиритактних ДВЗ та оптимізація процесу газообміну |                               |          |
| 4.    | Економічне обґрунтування.                                                                         |                               |          |
| 5.    | Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища.                             |                               |          |
|       |                                                                                                   |                               |          |
|       |                                                                                                   |                               |          |
|       |                                                                                                   |                               |          |
|       |                                                                                                   |                               |          |
|       |                                                                                                   |                               |          |
|       |                                                                                                   |                               |          |
|       |                                                                                                   |                               |          |
|       |                                                                                                   |                               |          |
|       |                                                                                                   |                               |          |
|       |                                                                                                   |                               |          |

Здобувач освіти

(підпис)

Раміль МАГЄРРАМОВ

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Олександр МИТРОФАНОВ

(прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна магістерська робота на тему: *«Підвищення ефективності суднового двигуна шляхом оптимізації процесу газообміну»* присвячена покращенню ефективних показників роботи суднового дизельного двигуна шляхом оптимізації процесу газообміну.

Представлено основні технічні характеристики та конструкція суднового двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40). Підібрано необхідний турбокомпресор для забезпечення потрібного значення наддуву, а також виконано моделювання робочого циклу для номінального режиму.

Розглянуто особливості процесу газообміну в чотиритактних двигунах внутрішнього згоряння. Виконано оптимізацію процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) за кутами відкриття впускного клапану  $\varphi_{IVO}$  та відкриття випускного клапана  $\varphi_{EVO}$ . Визначено річну економію коштів від реалізованої оптимізації двигуна.

Розроблено вимоги з охорони праці на морських судах та судах внутрішнього водного транспорту. Здійснено розрахунок примусової механічної вентиляції та виконано аналіз можливих способів зменшення емісії оксидів азоту  $NO_x$  з відпрацьованими газами.

Кваліфікаційна магістерська робота написана українською мовою. Містить 75 аркушів розрахунково-пояснювальної записки та п'ять креслень формату А1.

**Ключові слова:** судновий двигун; робочий цикл; турбокомпресор; процес газообміну; потужності насосних ходів; ефективні показники.

|    |      |          |        |      |                           |      |
|----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|    |      |          |        |      | КРМ.142.6221м.25.14.00.ПЗ | Лист |
|    |      |          |        |      |                           | 4    |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

## ABSTRACTS

Master's thesis on the topic: «*Improving the efficiency of a ship engine by optimising the gas exchange process*» is devoted to improving the performance of a ship diesel engine by optimising the gas exchange process.

The main technical characteristics and design of the Wartsila Vasa 9L 32/40 (9CHN 32/40) marine engine are presented. The necessary turbocharger has been selected to ensure the required boost pressure, and the working cycle for the nominal mode has been modelled.

The features of the gas exchange process in four-stroke internal combustion engines are considered. The gas exchange process of the Wartsila Vasa 9L 32/40 (9CHN 32/40) marine diesel engine has been optimised according to the intake valve opening angle  $\phi_{IVO}$  and the exhaust valve opening angle  $\phi_{EVO}$ . The annual savings from the implemented engine optimisation have been determined.

Occupational safety requirements for sea-going vessels and inland waterway vessels have been developed. The forced mechanical ventilation has been calculated and an analysis of possible ways to reduce NO<sub>x</sub> emissions with exhaust gases has been performed.

The master's thesis is written in Ukrainian. It contains 75 pages of calculations and explanatory notes and five A1 format drawings.

**Key words:** marine engine; working cycle; turbocharger; gas exchange process; pump stroke power; efficiency indicators.

|    |      |          |        |      |                           |      |
|----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|    |      |          |        |      | КРМ.142.6221м.25.14.00.ПЗ | Лист |
|    |      |          |        |      |                           | 5    |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

## ЗМІСТ

|                                                                                                                                               |          |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| <b>ВСТУП.....</b>                                                                                                                             | <b>8</b> |
| <b>Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА</b>                                                                                           |          |
| <b>WARTSILA VASA 9L 32/40 (9ЧН 32/40)</b>                                                                                                     |          |
| 1.1. Основні технічні характеристики і конструкція суднового двигуна<br>Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40).....                               | 9        |
| 1.2. Висновок до розділу.....                                                                                                                 | 18       |
| <b>Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ</b>                                                                                                |          |
| <b>НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РО-БОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА</b>                                                                                          |          |
| <b>WARTSILA VASA 9L 32/40 (9ЧН 32/40)</b>                                                                                                     |          |
| 2.1. Визначення необхідного турбокомпресора для забезпечення потріб-<br>ного значення наддуву двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)..... | 19       |
| 2.2. Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна<br>Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40).....                                  | 23       |
| 2.3. Висновок до розділу.....                                                                                                                 | 37       |
| <b>Розділ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ</b>                                                                                           |          |
| <b>ГАЗООБМІНУ СУДНОВОГО ДВИГУНА WARTSILA VASA 9L 32/40</b>                                                                                    |          |
| <b>(9ЧН 32/40)</b>                                                                                                                            |          |
| 3.1. Особливості процесу газообміну в чотиритактних двигунах внутрі-<br>шнього згоряння.....                                                  | 38       |
| 3.2. Аналіз індикаторної діаграми процесу газообміну чотиритактного<br>двигуна внутрішнього згоряння.....                                     | 39       |
| 3.3. Оптимізація процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L<br>32/40 (9ЧН 32/40).....                                               | 41       |
| 3.4. Опис конструкції запропонованого турбокомпресора.....                                                                                    | 53       |
| 3.5. Висновок до розділу.....                                                                                                                 | 56       |
| <b>Розділ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОВЕДЕННЯ</b>                                                                                          |          |
| <b>ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ГАЗООБМІНУ СУДНОВОГО ДВИГУНА</b>                                                                                       |          |
| <b>WARTSILA VASA 9L 32/40 (9ЧН 32/40)</b>                                                                                                     |          |

|    |      |          |        |      |                                  |      |
|----|------|----------|--------|------|----------------------------------|------|
|    |      |          |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.00.ПЗ</i> | Лист |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                                  | 6    |

|                                                                                                                                                       |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4.1. Техніко-економічне обґрунтування заходів з оптимізації процесу газообміну та переналаштування суднового дизеля Wartsila 9L32/40 (9ЧН 32/40)..... | 57 |
| 4.2. Висновок до розділу.....                                                                                                                         | 60 |
| <b>Розділ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА</b>                                                        |    |
| 5.1. Основні вимоги з охорони праці на морських судах та судах внутрішнього водного транспорту.....                                                   | 61 |
| 5.2. Розрахунок примусової механічної вентиляції .....                                                                                                | 67 |
| 5.3. Аналіз можливих способів зменшення емісії NO <sub>x</sub> з відпрацьованими газами двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) .....              | 70 |
| 5.4. Висновки до розділу.....                                                                                                                         | 72 |
| <b>ВИСНОВКИ</b> .....                                                                                                                                 | 73 |
| <b>СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ</b> .....                                                                                                           | 74 |

**Додаток А.** Загальний вигляд морського багатоцільового буксиру

**Додаток Б.** Розташування обладнання на буксирі

**Додаток В.** Поперечний розріз дизеля 9ЧН 32/40

**Додаток Г.** Визначення оптимальних параметрів дизеля 9ЧН 32/40

**Додаток Д.** Графічні залежності

## ВСТУП

Суднові дизельні двигуни складають основу енергетичної установки сучасних морських суден, і від їхньої роботи безпосередньо залежить продуктивність, економічність та екологічна безпека судноплавства. Важливим чинником, що визначає ефективність дизельного двигуна, є процеси газообміну — подача свіжого повітря в циліндри, згоряння паливоповітряної суміші та відведення відпрацьованих газів. Від того, наскільки грамотно організовані ці процеси, залежать потужність двигуна, витрата палива, рівень шкідливих викидів, а також надійність і довговічність усієї енергетичної установки.

Сучасні стандарти для морських дизелів вимагають не лише високої продуктивності, а й суворого дотримання екологічних норм, встановлених Міжнародною морською організацією (ІМО). Це обумовлює необхідність впровадження заходів щодо оптимізації газообміну, що дозволяють поліпшити якість згоряння палива, зменшити утворення оксидів азоту (NO<sub>x</sub>), сажі та інших шкідливих компонентів, а також знизити питомі витрати палива.

Оптимізація газообмінних процесів передбачає застосування комплексу технічних рішень: удосконалення форми камери згоряння, корекцію фаз газорозподілу, підвищення ефективності систем наддуву, впорскування та рециркуляції відпрацьованих газів, а також інтеграцію сучасних електронних систем керування паливоподачею. Ці заходи забезпечують більш повне згоряння палива, стабільну роботу двигуна у різних режимах навантаження та подовжують його експлуатаційний ресурс. Дослідження та практичне впровадження таких рішень у сфері газообміну має важливе значення для морської галузі, адже дозволяє підвищити економічну ефективність експлуатації суден і одночасно зменшити негативний вплив енергетичних установок на навколишнє середовище, що відповідає сучасним тенденціям екологічно безпечного суднобудування. Отже, удосконалення процесів газообміну суднових дизелів є актуальним напрямком наукових досліджень і інженерних розробок, спрямованих на підвищення ефективності, надійності та екологічності сучасних морських енергетичних систем.

|    |      |          |        |      |                                  |      |
|----|------|----------|--------|------|----------------------------------|------|
|    |      |          |        |      | <i>КРМ.142.6221м.25.14.00.ПЗ</i> | Лист |
|    |      |          |        |      |                                  | 8    |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                                  |      |

# РОЗДІЛ 1

## ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА WARTSILA VASA 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

### 1.1. Основні технічні характеристики і конструкція суднового двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

Судновий рядний двигун Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) виконує роль головного двигуна та працює на гребний гвинт судна. Виходячи з цього він працює за гвинтовою характеристикою, що зображена на рис. 1.1. При цьому основним режимом роботи двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 є номінальний.

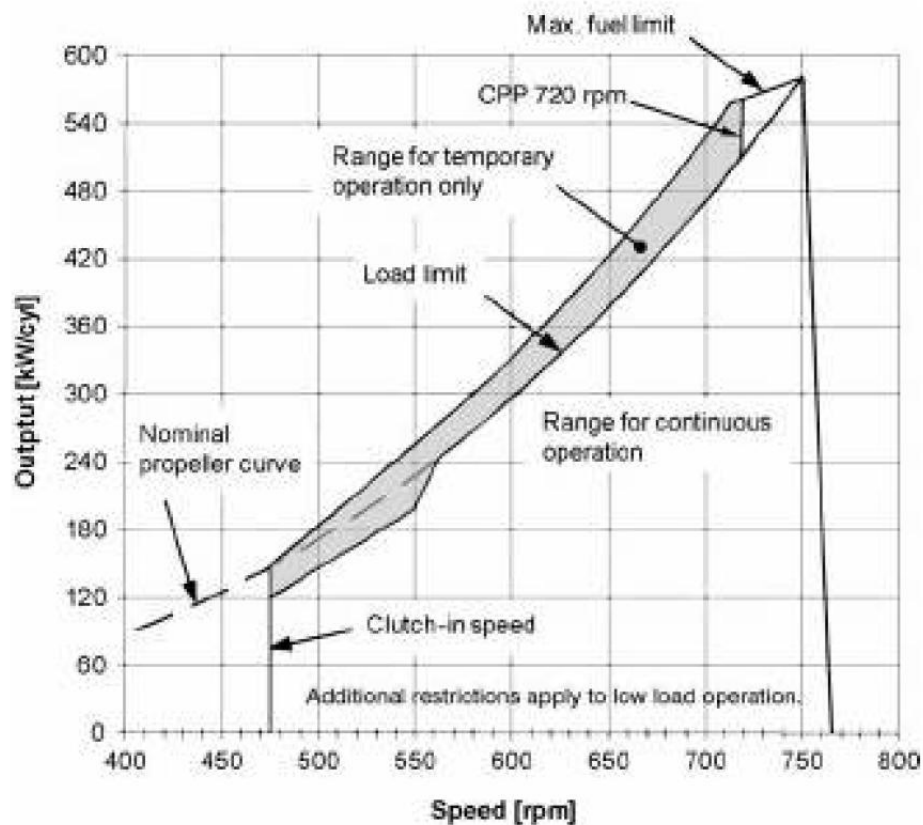


Рисунок 1.1 – Гвинтова характеристика роботи дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40

Гвинтовою характеристикою роботи дизельного суднового двигуна називають залежність потужності цього двигуна та інших його параметрів від частоти обертання валу при роботі з гребним гвинтом судна. При роботі дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 за гвинтовою характеристикою (рис. 1.1) його ефективна потуж-

ність повністю поглинатися судновим гребним гвинтом. Таким чином, залежність ефективної потужності від частоти обертання валу знаходиться, як:

$$N=c^2 \cdot n^m;$$

де  $c$  – коефіцієнт пропорційності;  $m$  – показник ступеня (для суден водотоннажного типу показник складає –  $m = 3$ ).

Відмінною особливістю таких гвинтових характеристик роботи суднових дизелів є досить різке падіння потужності ДВЗ при зниженні його частоти обертання. Відповідно з метою забезпечення високого крутного моменту (чи потужності) на малих обертах на судах зазвичай застосовують так звані гвинти з регульованим кроком (ГРК).

Судновий головний дизель Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) є чотиритактним, наддувним, нереверсивним двигуном (рис. 1.2). Дизель Wartsila Vasa 9L 32/40 має дев'ять рядно розміщених циліндрів з діаметром 320 мм та ходом поршня у 400 мм. Наддув дизеля імпульсний з проміжним високоефективним охолодженням. Основні технічні характеристики та показники роботи суднового дизельного двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) подано у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики та показники роботи суднового дизельного двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

| № з.п. | Параметр та розмірність                                            | Значення             |
|--------|--------------------------------------------------------------------|----------------------|
| 1.     | Кількість циліндрів, $i$                                           | 9                    |
| 2.     | Конструктивне виконання КШМ                                        | тронковий            |
| 3.     | Розташування розподільного валу механізму газорозподілу            | середнє              |
| 4.     | Розташування клапанів механізму газорозподілу                      | верхнє               |
| 5.     | Кількість клапанів механізму газорозподілу одного циліндра, $i_k$  | 4                    |
| 6.     | Ступінь стиснення, $\epsilon$                                      | 16                   |
| 7.     | Робочий об'єм циліндра, $V_s$ , м <sup>3</sup>                     | 0,0804               |
| 8.     | Повний об'єм дизеля (всіх робочих циліндрів), $V$ , м <sup>3</sup> | 0,7238               |
| 9.     | Охолодження циліндрів                                              | водяне (прісна вода) |
| 10.    | Потужність одного циліндра $N_{e.ц}$ , кВт;                        | 580                  |

|     |                                                           |                                      |
|-----|-----------------------------------------------------------|--------------------------------------|
| 11. | Потужність двигуна (номінальна), $N_e$ кВт                | 5220                                 |
| 12. | Частота обертання колінчастого валу, $n$ хв <sup>-1</sup> | 750<br>середньооборотний<br>(СОД)    |
| 13. | Середній ефективний тиск, $p_e$ МПа                       | 2,880                                |
| 14. | Максимальний тиск у циліндрі, $p_z$ МПа                   | 20,000                               |
| 15. | Тиск наддуву, $p_k$ кПа                                   | 370                                  |
| 16. | Середня швидкість поршня, $C_m$ м/с                       | 10,0<br>(середньошвидкісний)         |
| 17. | Питома витрата палива (при 100%), $g_e$ г/(кВт·год)       | 185,0                                |
| 18. | Питома витрата палива (при 85%), $g_e$ г/(кВт·год)        | 181,0                                |
| 19. | Питома витрата масла, $g_m$ г/(кВт·год);                  | 0,500                                |
| 20. | Охолодження наддувного повітря                            | одноступінчатий ОНП<br>(прісна вода) |
| 21. | Температура води для охолодження наддувного повітря, °С   | 25,00                                |
| 22. | Охолодження паливних форсунок                             | водяне (прісна вода)                 |
| 23. | Застосовуване (основне) паливо                            | дизельне                             |
| 24. | Використовувана паливна система                           | індивідуальні ПНВТ                   |
| 25. | Спосіб запуску                                            | стисненим повітрям                   |

Двигун Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) є компактным та досить простим у обслуговуванні й ремонтуванні. Він також має деякі досить нетипові особливості своєї у своїй конструкції. Так, наприклад, канали для подачі змащувального масла та охолоджуючої рідини конструкторами фірми Wartsila було розміщено у блоці та інших деталях остову. Це, перш за все, сприяло забезпеченню меншої кількості трубопроводів на дизелі. Крім того, ще однією особливістю конструкції дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) є повна інтеграція впускного ресиверу в блок циліндрів.

Загальна довжина двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) при компонуванні дев'яťох циліндрів була збережена. Це було реалізовано шляхом виконання підрізів для плавних радіусів переходів між шийками колінчастого валу та його щокми.

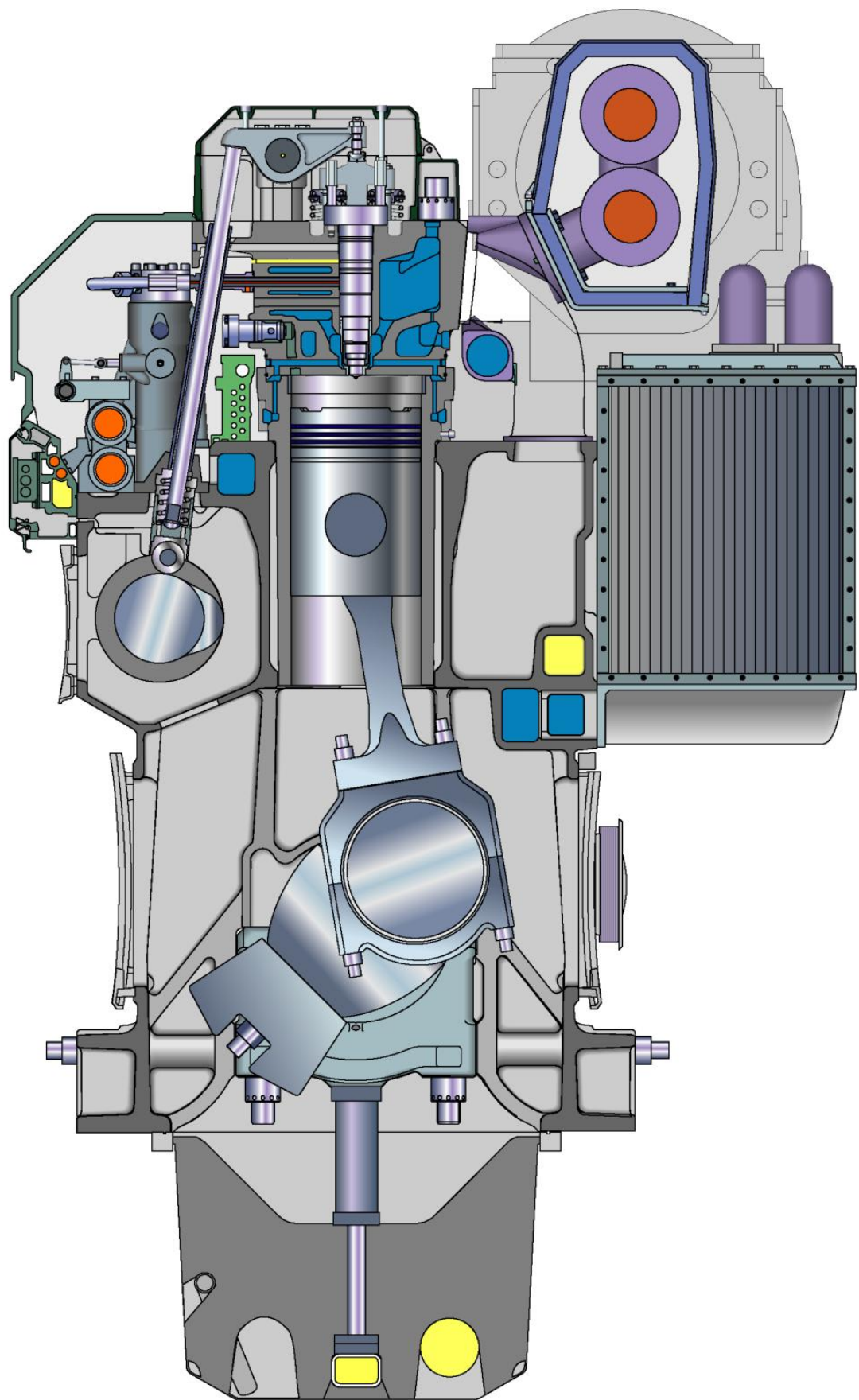


Рисунок 1.2 – Поперечний перетин суднового рядного дизельного двигуна  
Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

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

KPM.142.6221м.25.14.01.ПЗ

Аркуш

12

В результаті таких конструктивних рішень було забезпечено мінімальну відстані між робочими циліндрами. При цьому конструкторами було збережено необхідну довжину підшипників колінвалу. Така конструкція досить позитивно впливає на величину масляної плівки на поверхнях підшипників валу, що у свою чергу забезпечує підвищення їх довговічності. Також спроектована конструкція колінчастого валу двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) є максимально добре збалансованою.

Максимальну жорсткість остову двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) конструкторами також було досягнуто за рахунок спеціальної конструкції кришки циліндрів блоку (рис. 1.3). А саме конструкція кришки має додаткове проміжне днище конічної форми. Також у кришці посадкові місця випускних клапанів системи газообміну мають водяне примусове охолодження. Температура випускних клапанів контролюється на двигуні за допомогою спеціальних датчиків температури.

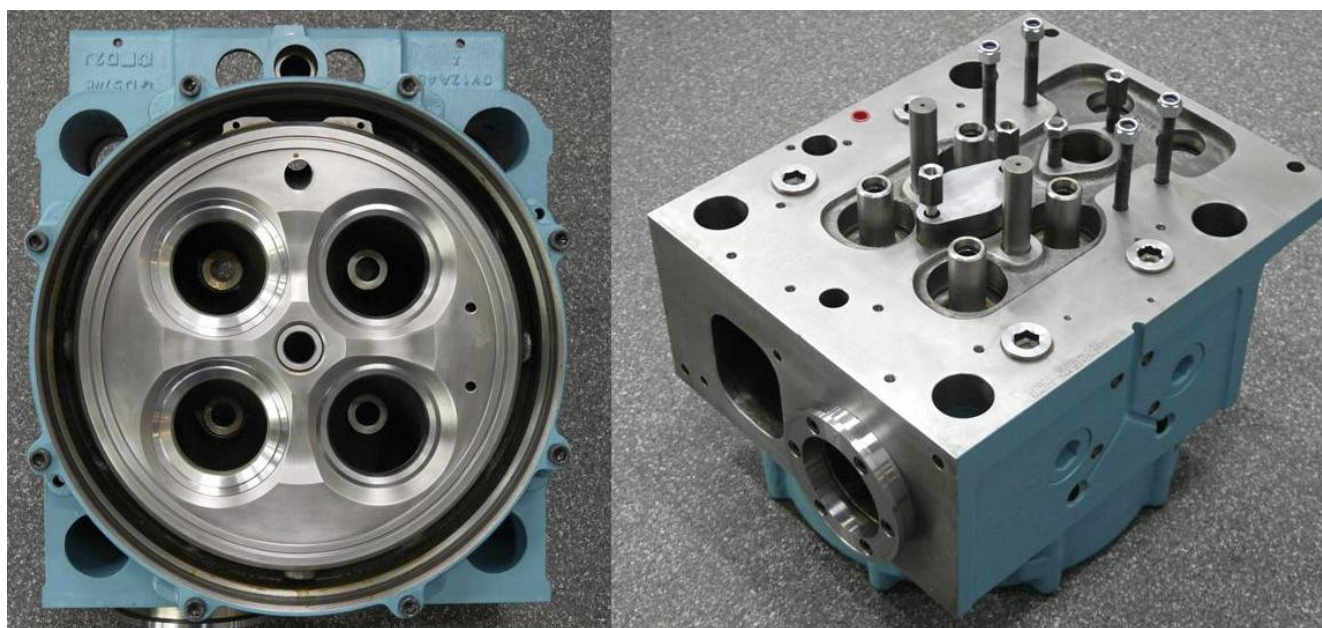


Рисунок 1.3 – Кришка циліндру дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

Кришка робочого циліндру (див. рис. 1.3) двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) відливається зі високоякісного спеціального сірого чавуну з подальшою механічною обробкою. До блоку робочих циліндрів дизеля 9L 32/40 кришка приєднується чотирма шпильками. Усі кришечні шпильки затискають гідравліч-

ним шляхом. Перевагою використання чотирьох шпильок фіксації кришки дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 є не тільки значне спрощення обслуговування, але також можливості зробити в ній досить великі канали правильної форми для проходження потоків відпрацьованих газів і свіжого повітря.

Для здійснення ущільнення стику між кришкою і втулкою робочого циліндра на двигуні встановлюють прокладки з м'якої сталі. Кришка циліндрів дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) виконана з подвійними посиленими стінками. Охолоджуюча вода у ній нагнітається від периферії кришки до центру. Такий рух рідини забезпечує досить ефективне охолодження найважливіших частин. Повітряні канали та газовідвідні з'єднані із відповідними загальними колекторами.

Блок робочих циліндрів двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) є монолітним. Він виробляється з чавуну з шароподібним графітом. Блок робочих циліндрів двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) є досить міцним та жорстким. Його спеціальна конструкція з забезпечує мінімальну концентрацію напруги та деформації під час роботи дизеля.

Кришки блок-картеру двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) виготовлені з досить легкого сплаву. Вони приєднуються до блоку дизеля за допомогою чотирьох болтів, а ущільнення забезпечується за допомогою гумової прокладки. Певні кришки люків картера дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) з заднього боку двигуна мають встановлені запобіжні клапани, що призначені для можливого зниження надлишкового тиску у блок-картері дизеля для запобігання утворенню вибуху. До однієї з кришок дизельного двигуна 9L 32/40 прикріплено відцентровий масляний фільтр системи змащення. Також одна з кришок оснащується горловиною для заливання масла. Торцеві кришки двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) зроблені з чавуну. Картер оснащується трубою для вентиляції, на якій встановлено незворотній клапан. Вона має бути обов'язково виведена назовні з машинного відділення судна.

Корінні шийки колінчастого валу разом з підшипниками є підвісними. Підвісні кришки кріпляться за допомогою двох болтів, які затягують гідравлічним шляхом. Додатково кришки фіксують двома встановленими горизонтальними болта-

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.01.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 14    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

ми, які розміщуються з боку остова дизеля. При цьому для кришки опорно-упорного підшипника дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) використовують тільки один – горизонтальний болт фіксації. Самі вкладиші підшипників фіксують від зсуву в осьовому напрямку завдяки виступам. Ці виступи слугують не лише фіксацію, але й правильну установку. Комбінований опорно-упорний підшипник дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) встановлено на стороні приводу двигуна.

Циліндрові втулки дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) – мокрого типу. Тобто фактично вони зовні омиваються охолоджуючою водою. Процес тепловіддачі було спеціально оптимізовано для забезпечення підтримки необхідної температури внутрішньої поверхні циліндрової втулки дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40.

Шатуни дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) виготовляють методом об'ємного штампування з застосуванням так званого падаючого молоту. Нижня головка шатуна має дві частини, при цьому поверхні, які сполучаються між собою мають спеціальне зазубрення для кращого з'єднання.

Підшипник, який встановлюється у верхній головці шатуна дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) має певну ступінчасту форму. Така ступінчаста форма підшипника та головки дає змогу перерозподілити несучі поверхні між бобишками та головкою.

Взаємозамінні між собою підшипники нижньої головки шатуна дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) мають спеціально розроблену тришарову біметалічну конструкцію. Крім того вони забезпечуються направляючими осьовими виступами, які полегшують правильність збирання. Нижні шпильки кріплення головки шатуна затягують гідравлічно.

Поршні дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) складаються з двох частин та відповідно до цього мають роз'ємну конструкцію наведену на (рис. 1.4).

Тронк поршня дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) литий з зернистого чавуна або ще також може бути виготовлений з кованої сталі. Сама головка поршня є кованою з жароміцної сталі. Головка та тронк стягуються між собою утво-

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.01.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 15    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

рюючі єдину монолітну конструкцію. Тронк поршня дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) має також додаткове фосфатно-графітне покриття поверхні. Також поршні дизеля мають запатентовану фірмою Wartsila Vasa систему змащення поверхні тронку.

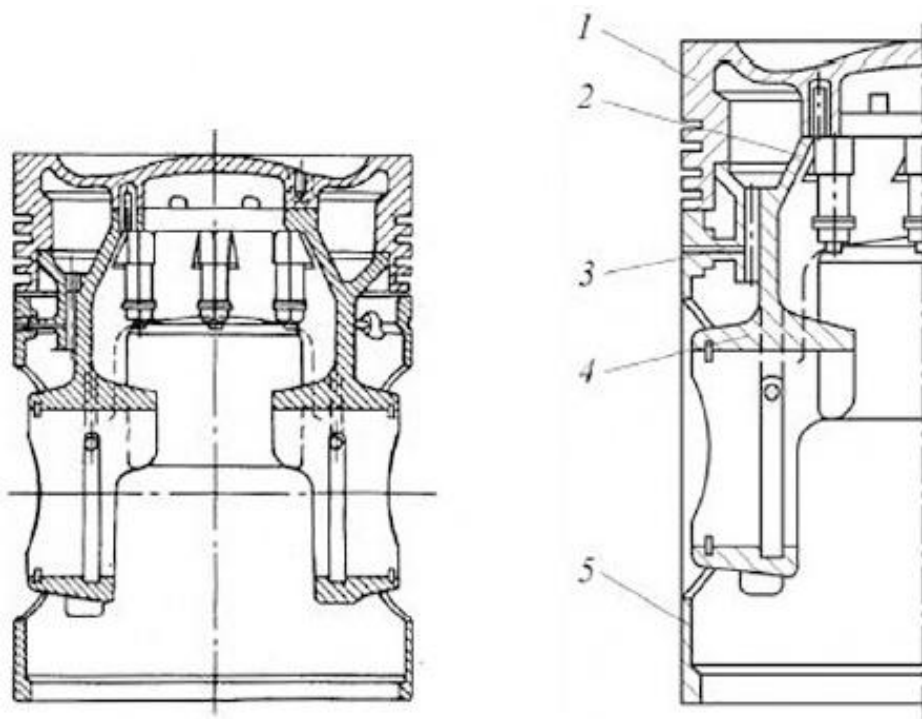


Рисунок 1.4 – Поршень дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40):

1 – головка поршня; 2 – остов поршня; 3 – канал для подавання масла; 4 – бобишак; 5 – тронк

Поршневий палець не має жорсткої фіксації (плаваюча конструкція). При такій конструкції палець фіксується лише від осьового переміщення. Для такої осьової фіксації застосовано плоскі пружинні кільця. Жаромічна головка поршня дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) охолоджується змащувальним маслом з системи змащення дизеля. Охолодження здійснюється збовтуванням.

Механізм газорозподілу дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) має чотири клапани на один циліндр. Привід клапанів системи газорозподілу здійснюється завдяки коромислам та штовхачам які приводяться в дію від розподільчого валу дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40). Сам розподільчий вал має привід від колінчастого.

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

KPM.142.6221м.25.14.01.ПЗ

Аркуш

16

Розподільчий вал дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) складається з секцій. Кожна секція відповідає робочому циліндру та має свій кулачок приводу. Шийки підшипників розподільчого валу також окремі. Така зручна розбірна конструкція надає змогу вийняти розподільчий вал в поперечному напрямку. Втулки підшипників розподільчого валу запресовують у отвори виконані в блоці циліндрів.

Колінчастий вал дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) кований та має цільну конструкцію. Він має по дві противаги на кожен робочий циліндр. Для забезпечення якісного ущільнення порожнини картера дизеля на приводному кінці валу встановлено шевронний сальник. Інша сторона колінчастого валу дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) має шестерню приводу водяних та масляного насосів відповідних систем двигуна. Колінчастий вал суднового двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) може провертатися за допомогою встановленого ручного механізму.

Паливна система двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) за конструкцією та принципом дії є системою з безпосереднім впорскуванням палива. Паливні насоси є індивідуальними на кожен циліндр. Усі вони мають вбудовані ролики та можуть досить просто замінюватися без додаткового їх регулювання.

Система змащення двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) включає стандартні складові. Змащення більшості деталей двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) здійснюється під значним тиском, а інша частина за рахунок розбризкування масла на поверхні.

Рейка для вимірювання рівня змащувального масла розміщується в одній з кришок картера двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40). Вона демонструє максимальні та мінімальні межі запасу змащувального масла між якими дозволено експлуатувати двигун. Одна зі сторін рейки для вимірювання рівня змащувального масла додатково має градування у сантиметрах. Це дає можливість застосовувати її для фіксації витрати масла на дизелі.

Система охолодження головного суднового двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) за кількістю водяних контурів охолодження є трьохконтурною. За

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.01.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 17    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

температурним рівнем система дизеля є системою охолодження з помірним рівнем температури охолоджуючої води. Один контуру системи охолодження двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) є контуром забортної морської води. Інші два контури системи охолодження дизеля 9L 32/40 прісні. Один з прісних контурів є контуром високої температури, а інший – низької.

## 1.2. Висновок до розділу

У розділі розглянуто основні технічні характеристики і конструкція суднового двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40). Двигун 9L 32/40 є досить сучасним та надійним. Конструкція дизеля володіє значним запасом міцності та може забезпечити подальше вдосконалення двигуна з метою досягнення більшої циліндрової потужності та меншої витрати палива.

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.01.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 18    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

## РОЗДІЛ 2

### РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА WARTSILA VASA 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

#### 2.1. Визначення необхідного турбокомпресора для забезпечення потрібного значення наддуву двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

Для попереднього підбору турбокомпресора потрібно здійснити приблизний розрахунок основних параметрів роботи двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40), а саме:

- встановити масову витрату повітря ( $G_{min}$  та  $G_{max}$ ) дизелем 9L 32/40 при мінімальній та максимальній частоті обертання колінчастого вала;
- встановити приведену масову витрату ( $G_{k.min}^{пр.}$  та  $G_{k.max}^{пр.}$ ) компресора турбокомпресора;
- встановити об'ємну витрату повітря ( $Q_{min}$  та  $Q_{max}$ ) дизелем 9L 32/40 ;
- встановити приведену об'ємну витрату повітря  $Q_{пр.min}$  і  $Q_{пр.max}$ ;
- встановити витрату газів ( $G_{t.min}$  та  $G_{t.max}$ ) через турбіну турбокомпресора;
- встановити приведену витрату газів ( $G_{t.min}^{пр.}$  та  $G_{t.max}^{пр.}$ ) через турбіну турбокомпресора;

Розрахунок реалізовано за допомогою програми в середовищі Mathcad, яка була додатково розроблена для визначення таких параметрів. Результати розрахунків подано у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані та результати підбору турбокомпресора двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

| № з.п.              | Параметр                              | Позначення / розмірність     | Значення |
|---------------------|---------------------------------------|------------------------------|----------|
| <i>Вихідні дані</i> |                                       |                              |          |
| 1                   | Ефективна потужність                  | $N_e$ , кВт                  | 5220     |
| 2                   | Діаметр циліндра                      | $D_c$ , м                    | 0,32     |
| 3                   | Хід поршня                            | $S$ , м                      | 0,40     |
| 4                   | Частота обертання (номінальна)        | $n$ , хв <sup>-1</sup>       | 750,00   |
| 5                   | Частота обертання (мінімальна)        | $n_{min}$ , хв <sup>-1</sup> | 450      |
| 6                   | Коефіцієнт тактності                  | $\chi$                       | 0,50     |
| 7                   | Ступінь підвищення тиску в компресорі | $\Pi_k$                      | 3,7      |

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.02.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  | 19    |

|                                                      |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |                                       |                    |
|------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------|--------------------|
| 8                                                    | Кількість циліндрів                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              | $i$                                   | 9                  |
| 9                                                    | Опір ОНП                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | $\Delta p$ , мм.вод.ст                | 500                |
| 10                                                   | Тиск навколишнього середовища                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    | $P_{\text{вс}}$ , кПа                 | 101,3              |
| 11                                                   | Температура навколишнього середовища                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | $T_{\text{вс}}$ , К                   | 298                |
| 12                                                   | Температура охолоджуючої рідини                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | $T_{\text{w1}}$ , К                   | 293                |
| 13                                                   | Адіабатний ККД компресора турбокомпресора                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | $\eta_{k.ad}$                         | 0,83               |
| 14                                                   | ККД охолоджувача (ОНП)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | $\eta_{\text{онп}}$                   | 0,95               |
| 15                                                   | Коефіцієнт наповнення                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            | $\eta_{\text{н}}$                     | 0,9                |
| 16                                                   | Газова постійна для повітря                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | $R_{\mu}$ , Дж/(к·К)                  | 287                |
| 17                                                   | Питома ефективна витрата палива                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | $g_e$ , кг/(кВт·год):                 | 0,185              |
| <b>Визначення параметрів для номінального режиму</b> |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |                                       |                    |
| 1                                                    | Робочий об'єм циліндра<br>$V_s := 3.1415 \cdot \frac{D_c^2}{4} \cdot S_c$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | $V_s$ , м <sup>3</sup>                | 0,032              |
| 2                                                    | Опір ОНП<br>$\Delta p_{\text{онв}} := \Delta p \cdot 9.81$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | $\Delta p_{\text{онп}}$ , Па          | $4,905 \cdot 10^3$ |
| 3                                                    | Тиск наддувного повітря $p_k := P_k \cdot 101300$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | $p_k$ , Па                            | $3,748 \cdot 10^5$ |
| 4                                                    | Температура наддувного повітря<br>$T_k := T_{\text{вс}} \cdot \left[ 1 + \frac{(P_k^{0.286} - 1)}{\eta_{\text{ад},k}} \right]$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   | $T_k$ , К                             | 460,932            |
| 5                                                    | Масова витрата повітря<br>$G_b := \frac{n}{60} \cdot \chi \cdot i_c \cdot V_s \cdot \frac{(p_k - \Delta p_{\text{онв}})}{R_{\mu} \cdot [T_k - \eta_{\text{онв}} \cdot (T_k - T_{\text{w1}})]} \cdot \eta_{\text{н}}$                                                                                                                                                                                                                             | $G_{\text{п}}$ , кг/с                 | 6,964              |
| 6                                                    | Приведена витрата повітря<br>$T_{\text{ref}} := 300$<br>$p_{\text{ref}} := 96$<br>$G_{\text{прк}} := \frac{G_b \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{вс}}}{300}}}{\left( \frac{p_{\text{вс}}}{p_{\text{ref}}} \right)}$                                                                                                                                                                                                                                     | $G^{\text{пр}}_k$ , кг/с              | 6,578              |
| 7                                                    | Об'ємна витрата повітря<br>$Q := \frac{G_b \cdot R_{\mu} \cdot T_{\text{вс}}}{p_{\text{вс}} \cdot 1000}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | $Q_{\text{п}}$ , м <sup>3</sup> /с    | 5,88               |
| 8                                                    | Приведена об'ємна витрата повітря<br>$Q_{\text{пр}} := \frac{G_{\text{прк}} \cdot R_{\mu} \cdot T_{\text{вс}}}{p_{\text{вс}} \cdot 1000}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | $Q^{\text{пр}}_k$ , м <sup>3</sup> /с | 5,554              |
| 9                                                    | Витрата газів через турбіну<br>$G_t := G_b + g_e \cdot \frac{N_e}{3600}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | $G_t$ , кг/с                          | 7,232              |
| 10                                                   | Ступінь зниження тиску в турбіні<br>$T_t := 875$ $k_t := 1.35$ $R_{\mu t} := R_{\mu} = 287$<br>$k := 1.4$ $\eta_t := 0.68$<br>$P_t := \left[ 1 - \frac{G_b}{(K_{\text{н}} \cdot G_t)} \cdot \left( \frac{R_{\mu}}{R_{\mu t}} \right) \cdot \left( \frac{k}{k-1} \right) \cdot \left( \frac{T_{\text{вс}}}{T_t} \right) \cdot \left( P_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{ад},k} \cdot \eta_t} \right]^{\frac{k_t}{1-k_t}}$ | $P_t$                                 | 2,867              |

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

KPM.142.6221м.25.14.02.ПЗ

Аркуш

20

|                                                      |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |                                                                 |           |
|------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|-----------|
| 11                                                   | Приведена витрата газів через турбіну<br>$p_t := \Pi_t \cdot (p_{bc} \cdot 10^3 + 7000) = 3.105 \times 10^5$ $G_{t.pr} := \frac{(G_t \cdot \sqrt{T_t})}{p_t \cdot 10^{-3}}$                                                                                                                                                                                                                                                 | $G_{t.pr}, (\text{кг/с}) \cdot \text{К}^{0,5} / \text{кПа}$     | 0,689     |
| <b>Визначення параметрів для мінімальної частоти</b> |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |                                                                 |           |
| 1                                                    | Температура наддувного повітря $\Pi_{k.min} := 1$<br>$\eta_{ад.к.min} := 0.3$<br>$T_{k.min} := T_{bc} \cdot \left[ 1 + \frac{\left( \Pi_{k.min}^{0.286} - 1 \right)}{\eta_{ад.к.min}} \right]$                                                                                                                                                                                                                              | $T_{k.min}, \text{К}$                                           | 298,0     |
| 2                                                    | Тиск наддувного повітря $p_{k.min} := \Pi_{k.min} \cdot 101300$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | $p_k, \text{Па}$                                                | 1,013•105 |
| 3                                                    | Масова витрата повітря<br>$\eta_{H.min} := 0.94$<br>$\Delta p_{онв.min} \leftarrow \Delta p \cdot \left( \frac{G_{B.min}}{G_B} \right)^2$<br>$\Delta p_{онв.min} := 150$<br>$G_{B.min} := \frac{\eta_{min}}{60} \cdot \chi \cdot i_c \cdot V_s \cdot \frac{(p_{k.min} - \Delta p_{онв.min})}{R_{\mu} \cdot [T_{k.min} - \eta_{онв} \cdot (T_{k.min} - T_{w1})]} \cdot \eta_{H.min}$                                         | $G_{п. min}, \text{кг/с}$                                       | 1,227     |
| 4                                                    | Приведена витрата повітря<br>$G_{прк.min} := \frac{G_{B.min} \cdot \sqrt{\frac{T_{bc}}{300}}}{\left( \frac{p_{bc}}{p_{ref}} \right)}$                                                                                                                                                                                                                                                                                       | $G_{пр. k, min}, \text{кг/с}$                                   | 1,158     |
| 5                                                    | Об'ємна витрата повітря<br>$Q_{min} := \frac{G_{B.min} \cdot R_{\mu} \cdot T_{bc}}{p_{bc} \cdot 1000}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | $Q_{п. min}, \text{м}^3/\text{с}$                               | 1,036     |
| 6                                                    | Приведена об'ємна витрата повітря<br>$Q_{пр.min} := \frac{G_{прк.min} \cdot R_{\mu} \cdot T_{bc}}{p_{bc} \cdot 1000}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | $Q_{пр. k, min}, \text{м}^3/\text{с}$                           | 0,978     |
| 7                                                    | Витрата газів через турбіну $G_{t.min} := 1.01(G_{B.min})$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | $G_{t.min}, \text{кг/с}$                                        | 1,239     |
| 8                                                    | Ступінь зниження тиску в турбіні<br>$T_{t.min} := 650 \quad \eta_{t.min} := 0.3$<br>$\Pi_{t.min} := \left[ 1 - \frac{G_{B.min}}{(K_H \cdot G_{t.min})} \cdot \left( \frac{R_{\mu}}{R_{\mu t}} \right) \cdot \left( \frac{k}{k-1} \right) \cdot \left( \frac{T_{bc}}{T_{t.min}} \right) \cdot \left( \Pi_{k.min}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{ад.к.min} \cdot \eta_{t.min}} \right]^{\frac{k_t}{1-k_t}}$ | $\Pi_t^{min}$                                                   | 1,0       |
| 9                                                    | Наведена витрата газів через турбіну<br>$p_{t.min} := \Pi_{t.min} \cdot (p_{bc} \cdot 10^3 + 3000) = 1.043 \times 10^5$ $G_{t.pr.min} := \frac{(G_{t.min} \cdot \sqrt{T_{t.min}})}{p_{t.min} \cdot 10^{-3}}$                                                                                                                                                                                                                | $G_{t.pr.min}, (\text{кг/с}) \cdot \text{К}^{0,5} / \text{кПа}$ | 0,303     |

На рис. 2.1 наведено характеристики турбокомпресорів серії TCA. По осі абсцис на цих характеристиках відкладено об'ємну витрату повітря на вході в компресор, по відповідно осі ординат – ступінь підвищення тиску повітря у відповідному компресорі.

Для вибору ТК потрібно обрати точку перетину максимального ступеня підвищення тиску повітря в компресорі  $\Pi_k$  дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) та максимальної об'ємної витрати повітря  $Q_{\text{п}}$ .

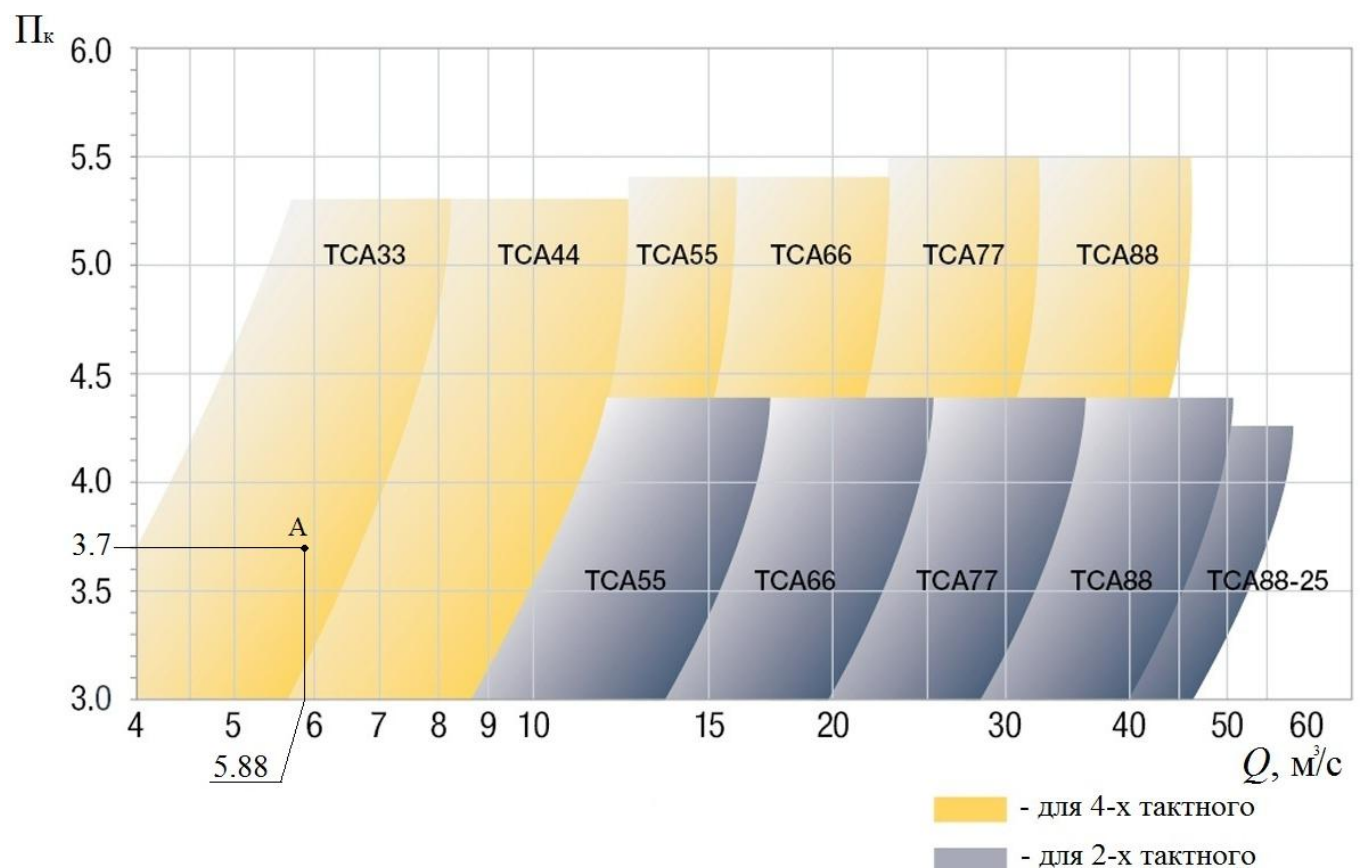


Рисунок 2.1 – Типорозмірний ряд турбокомпресорів серії TCA фірми MAN:  
крапка А – відповідає розрахованим параметрам таблиці 2.1

Як видно з рис. 2.1, для дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) підходящим турбокомпресором є ТК типу TCA33, оскільки він цілком забезпечує задане значення тиску наддуву  $p_k$  та потрібну витрату повітря  $Q_{\text{п}}$  на номінальному режимі роботи. На рис. 2.2 представлена характеристика роботи компресора ТК TCA виробництва фірми MAN Diesel&Turbo.

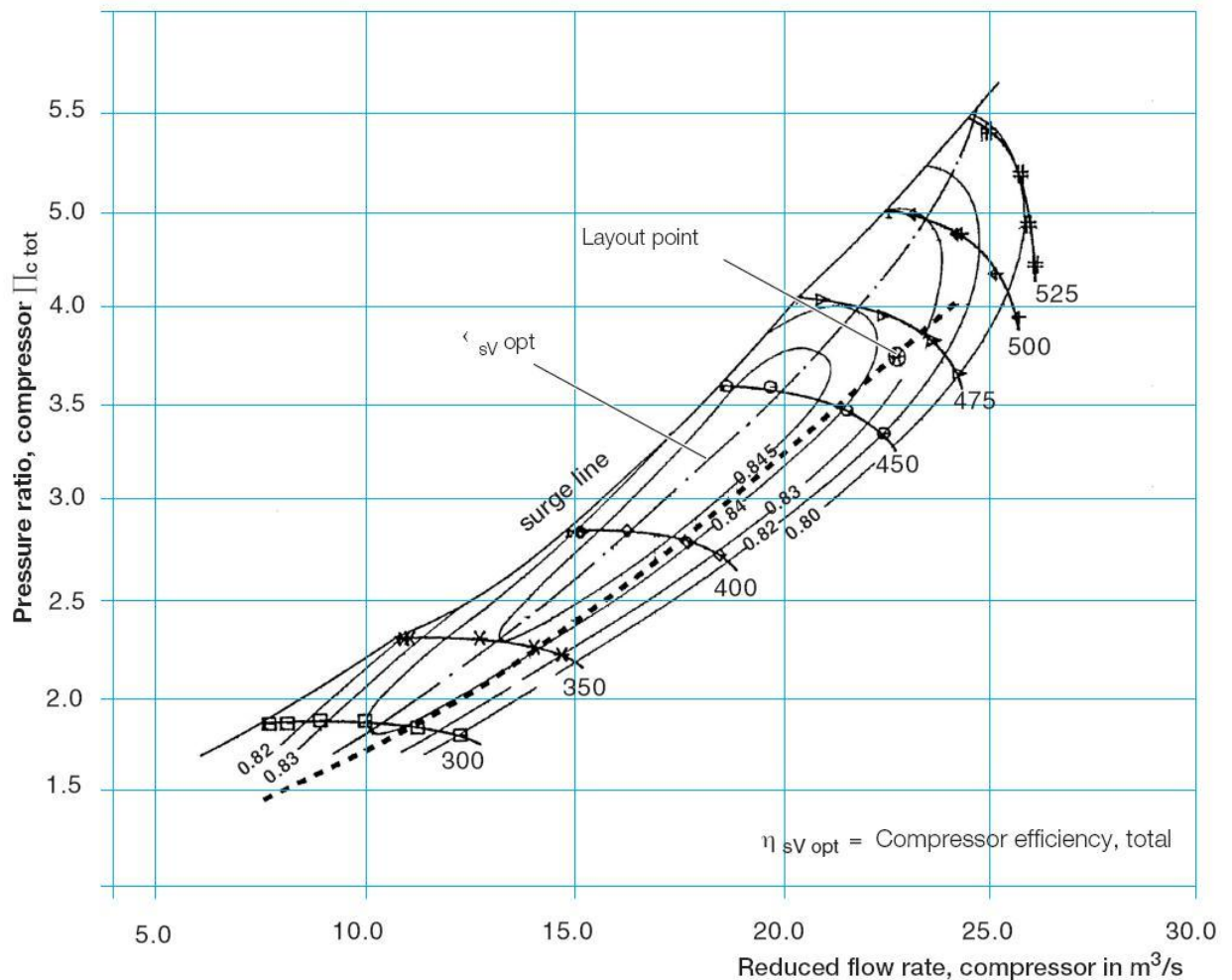


Рисунок 2.2 – Витратна характеристика компресора ТК ТСА виробництва фірми MAN Diesel&Turbo

## 2.2. Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

Для розрахунку та отримання всіх необхідних параметрів роботи дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) і побудові усіх необхідних діаграм виконуємо розрахунок робочого циклу суднового двигуна для його номінального режиму в програмі Blitz-PRO.

При реалізації розрахунку номінального режиму роботи дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) були закладено наступні обмеження:

- максимальний тиск згоряння в циліндрі двигуна не повинен перевищувати значення у  $P_z^{max} = 20,0...21,0$  МПа;

- тиск впорскування циклової дози палива не повинен перевищувати значення у  $p_{inj} \leq 230,0$  МПа;
- жорсткість роботи дизеля не має бути більшою за  $dp/d\phi_{max} = 500...700$  кПа/град п.к.в.;
- діаметр краплі палива, що впорскується не має бути більшим за  $d_{32} \leq 14$   $\mu m$ ;
- максимальна температура згоряння в циліндрі двигуна не повинена перевищувати значення у  $T_{max} \leq 2000$  К;
- індикаторний ККД дизеля має бути  $\eta_i \geq 0,48$ ;
- коефіцієнт надлишку повітря повинен бути забезпечений на рівні  $\alpha \geq 2,0$ ;
- середній ефективний тиск має становити не менше заводського значення у  $p_e = 2,88$  МПа.

При виконанні розрахунку робочого циклу номінального режиму роботи двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) необхідно збільшити ступінь підвищення тиску наддуву  $\Pi_k$ , оскільки необхідно забезпечити потрібне значення коефіцієнту надлишку повітря  $\alpha$ .

Розрахунок виконується спочатку за потужністю дизеля, а потім за коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha$ . Вихідні дані наведено на рис. 2.3.

| MARK OF THE ENGINE:                                       | Wartsila 9L 32/40    |       |                                 |
|-----------------------------------------------------------|----------------------|-------|---------------------------------|
| IGNITION TYPE:                                            | Compression-ignition |       |                                 |
| OPERATING CYCLE TYPE:                                     | Four-stroke          |       |                                 |
| THE TYPE OF CALCULATION:                                  | Air excess ratio     |       |                                 |
| Natural aspired <b>Single</b> Register   Two-Stage        |                      |       |                                 |
| Find $\Pi_k$ Find $\mu F_{WG}$ Find $\mu G_t$ <b>Free</b> |                      |       |                                 |
| Parameter                                                 | Data                 | Units | Caption                         |
| $\alpha$                                                  | 2.00434              | -     | Air excess ratio                |
| $n_{crank}$                                               | 750                  | rpm   | Crankshaft speed                |
| $\Pi_k$                                                   | 4.25                 | -     | 1 stage pressure increase ratio |
| $\phi_{start.inj}$                                        | 2.5                  | deg.  | First-stage injection timing    |
| $\phi_{inj}$                                              | 26.7                 | deg.  | First-stage injection duration  |

| Crank          |  |        | Opposite pistons |                 | Conrod free |                                                              | Other |  | Mechanism of main motion |  |
|----------------|--|--------|------------------|-----------------|-------------|--------------------------------------------------------------|-------|--|--------------------------|--|
| Parameter      |  | Data   |                  | Units           |             | Caption                                                      |       |  |                          |  |
| D              |  | 320    |                  | mm              |             | Cylinder bore                                                |       |  |                          |  |
| S              |  | 400    |                  | mm              |             | Piston stroke                                                |       |  |                          |  |
| $i_{cyl}$      |  | 9      |                  | -               |             | Number of cylinders                                          |       |  |                          |  |
| $\epsilon$     |  | 16     |                  | -               |             | Geometrical compression ratio                                |       |  |                          |  |
| $\mu F_{leak}$ |  |        |                  | mm <sup>2</sup> |             | Piston&Rings equivalent leakage area                         |       |  |                          |  |
| $\lambda$      |  | 0.2317 |                  | -               |             | Crank ratio (ratio of crank radius to connection rod length) |       |  |                          |  |
| k              |  |        |                  | -               |             | Relative eccentricity of the crank                           |       |  |                          |  |

### FRICTION LOSSES SETUP

| Parameter | Data | Units   | Caption                                                               |
|-----------|------|---------|-----------------------------------------------------------------------|
| $a_{fr}$  | 60   | kPa     | Friction factor for static friction (60...90 for diesel engines)      |
| $b_{fr}$  | 4    | kPa/MPa | Friction factor for cylinder pressure load (4...6 for diesel engines) |
| $c_{fr}$  | 35   | kPa/rpm | Friction factor for engine speed (35...55 for diesel engines)         |

### INCYLINDER HEAT TRANSFER

| Parameter | Data | Units | Caption                                                     |
|-----------|------|-------|-------------------------------------------------------------|
| $A$       | 128  | -     | Multiplier (128 for diesel engines)                         |
| $C_1$     | 6.18 | -     | Factor for gas-exchange processes (6,18 for diesel engines) |
| $C'_1$    | 2.28 | -     | Factor for indicated processes (2,28 for diesel engines)    |
| $C_2$     | 3.44 | -     | Factor for indicated processes (3,44 for diesel engines)    |

#### Heat distribution

|              |      |   |                                                               |
|--------------|------|---|---------------------------------------------------------------|
| $a_{fr,w}$   | 0.75 | % | Share of friction heat transferred to the cooling water (air) |
| $a_{fr,oil}$ | 0.25 | % | Share of friction heat transferred to the oil                 |

#### Heat transfer into cylinder walls

|                  |    |                        |                                                                                                                  |
|------------------|----|------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\delta_{lin}$   | 45 | mm                     | Cylinder liner wall average thickness                                                                            |
| $\delta_{pist}$  | 35 | mm                     | Cylinder piston wall average thickness                                                                           |
| $\delta_{head}$  | 40 | mm                     | Cylinder head wall average thickness                                                                             |
| $\lambda_{lin}$  | 35 | W/(m*K)                | Cylinder liner wall heat conductivity coefficient (=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron)  |
| $\lambda_{pist}$ | 35 | W/(m*K)                | Cylinder piston wall heat conductivity coefficient (=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron) |
| $\lambda_{head}$ | 35 | W/(m*K)                | Cylinder head wall heat conductivity coefficient (=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron)   |
| $R_{lin}$        | 4  | (m <sup>2</sup> *K)/kW | Cylinder liner wall thermal resistance (0.25 mm soot layer gives $R=4(m^2 \cdot K)/kW$ )                         |
| $R_{pist}$       | 4  | (m <sup>2</sup> *K)/kW | Cylinder piston wall thermal resistance (0.25 mm soot layer gives $R=4(m^2 \cdot K)/kW$ )                        |
| $R_{head}$       | 4  | (m <sup>2</sup> *K)/kW | Cylinder head wall thermal resistance (0.25 mm soot layer gives $R=4(m^2 \cdot K)/kW$ )                          |
| $\alpha_{lin}$   | 2  | kW/(m <sup>2</sup> *K) | Heat transfer coefficient from cylinder liner wall to the cooling metter                                         |



#### Piston with oil cooling

|                 |     |                        |                                                                  |
|-----------------|-----|------------------------|------------------------------------------------------------------|
| $\alpha_{pist}$ | 0.8 | kW/(m <sup>2</sup> *K) | Heat transfer coefficient from piston wall to the cooling metter |
| $\alpha_{head}$ | 3   | kW/(m <sup>2</sup> *K) | Heat transfer coefficient from head wall to the cooling metter   |
| $T_{w,lin}$     | 343 | K                      | Temperature of the cooling metter at the cylinder liner inlet    |
| $T_{w,pist}$    | 363 | K                      | Temperature of cooling metter at the piston inlet                |
| $T_{w,head}$    | 346 | K                      | Temperature of cooling metter at the cylinder head inlet         |

### INTAKE MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP

|               |                                      |    |                                        |
|---------------|--------------------------------------|----|----------------------------------------|
|               | Intake manifold heating from exhaust |    |                                        |
| $a_{int}$     | 0.1                                  | -  | Coefficient (0...0.1)                  |
| $b_{int}$     | 50                                   | K  | Heating from engine (=5...50)          |
| $C_{int}$     | 0.6                                  | -  | Correction factor (0.2...1.2)          |
| $d_{int,eqv}$ | 430                                  | mm | Equivalent diameter of intake manifold |

### EXHAUST MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP

|                     |                                     |                        |                                                                                                            |
|---------------------|-------------------------------------|------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                     | Exhaust manifold with water cooling |                        |                                                                                                            |
| $d_{exh,eqv}$       | 130                                 | mm                     | Equivalent diameter of exhaust manifold                                                                    |
| $\delta_{exh,wall}$ | 10                                  | mm                     | Exhaust manifold wall thickness                                                                            |
| $\delta_{ins}$      | 47                                  | mm                     | Insulation thickness                                                                                       |
| $\lambda_{exh}$     | 35                                  | W/(m*K)                | Heat conductivity for exhaust manifold walls (=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron) |
| $\lambda_{ins}$     | 0.5                                 | W/(m*K)                | Insulation heat conductivity coefficient (= 0.015...0.035 for asbestic insulation)                         |
| $C_{exh}$           | 0.35                                | -                      | Correction factor for heat transfer coefficient from gases to manifolds wall (0.2...1.2)                   |
| $R_{wall,exh}$      | 4                                   | (m <sup>2</sup> *K)/kW | Exhaust manifold wall thermal resistance (0.25 mm soot layer gives $R=4(m^2 \cdot K)/kW$ )                 |
| $\alpha_{w,exh}$    | 0.05                                | kW/(m <sup>2</sup> *K) | Heat transfer coefficient from exhaust manifold external wall to the cooling metter                        |
| $T_{w,exh}$         | 343                                 | K                      | Temperature of the cooling metter for exhaust manifold                                                     |

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

KPM.142.6221м.25.14.02.ПЗ

Архив

| Valves             | Ports     | INTAKE |                                                                             |  |
|--------------------|-----------|--------|-----------------------------------------------------------------------------|--|
| Parameter          | Data      | Units  | Caption                                                                     |  |
| $D_{int.v.}$       | 112       | mm     | Diameter of the valve head                                                  |  |
| $d_{int.s}$        | 100       | mm     | Inner seat diameter                                                         |  |
| $d_{int.v.sp.}$    | 24        | mm     | Diameter of the valve stem (spindle)                                        |  |
| $N_{int.v.}$       | 2         | -      | Number of valves                                                            |  |
| $b_{int.v}$        | 6.7       | mm     | Seat face length                                                            |  |
| $h_{int.v}$        | 28        | mm     | Valve maximum lift (check with the predicted reasonable valve lift)         |  |
| $\alpha_{int.v.s}$ | 30        | deg    | Valve seat angle                                                            |  |
| $\mu_{int.v}$      | 0.7707026 | -      | Minimal value of the discharge coefficient (check with the predicted valve) |  |

| Calculate      | Load | INTAKE VALVE TIMING |                                                      |  |
|----------------|------|---------------------|------------------------------------------------------|--|
| $\Psi_{IVO}$   | 43   | deg                 | Intake valve opening before TDC (5...50 deg.)        |  |
| $\Psi_{IVC}$   | 35   | deg                 | Intake valve closing after BDC (15...60 deg.)        |  |
| $\Psi_{i.o.t}$ | 80   | deg                 | Duration of the intake valve opening (60...110 deg.) |  |
| $\Psi_{i.c.t}$ | 80   | deg                 | Duration of the intake valve closing (60...110 deg.) |  |

| Valves             | Ports     | EXHAUST |                                                                             |  |
|--------------------|-----------|---------|-----------------------------------------------------------------------------|--|
| Parameter          | Data      | Units   | Caption                                                                     |  |
| $D_{exh.v.}$       | 107       | mm      | Diameter of the valve head                                                  |  |
| $d_{exh.s}$        | 95        | mm      | Inner seat diameter                                                         |  |
| $d_{exh.v.sp.}$    | 24        | mm      | Diameter of the valve stem                                                  |  |
| $N_{exh.v.}$       | 2         | -       | Number of valves                                                            |  |
| $b_{exh.v}$        | 6.7       | mm      | Seat face length                                                            |  |
| $h_{exh.v}$        | 26        | mm      | Valve maximum lift (check with the predicted reasonable valve lift)         |  |
| $\alpha_{exh.v.s}$ | 30        | deg     | Valve seat angle                                                            |  |
| $\mu_{exh.v}$      | 0.7874144 | -       | Minimal value of the discharge coefficient (check with the predicted valve) |  |

| Calculate      | Load | EXHAUST VALVE TIMING |                                                       |  |
|----------------|------|----------------------|-------------------------------------------------------|--|
| $\Psi_{EVO}$   | 55   | deg                  | Exhaust valve opening before BDC (45...90 deg.)       |  |
| $\Psi_{EVC}$   | 45   | deg                  | Exhaust valve closing after TDC (15...60 deg.)        |  |
| $\Psi_{e.o.t}$ | 80   | deg                  | Duration of the exhaust valve opening (60...110 deg.) |  |
| $\Psi_{e.c.t}$ | 80   | deg                  | Duration of the exhaust valve closing (60...110 deg.) |  |

| Single             | Double | Triple | FUEL INJECTION TIMING                                 |  |
|--------------------|--------|--------|-------------------------------------------------------|--|
| Parameter          | Data   | Units  | Caption                                               |  |
| $\Psi_{start.inj}$ | 2.5    | deg.   | First-stage(single) injection timing (CAD before TDC) |  |
| $\Psi_{inj}$       | 26.7   | deg.   | Duration of the first-stage (single) injection        |  |

|                              |       |                 |                                               |
|------------------------------|-------|-----------------|-----------------------------------------------|
| Diesel oil                   |       | FUEL PROPERTIES |                                               |
| Parameter                    | Data  | Units           | Caption                                       |
| $Q_l$                        | 42700 | kJ/kg           | Net calorific value of fuel                   |
| $E_a$                        | 21500 | kJ/kmol         | Activation energy of the fuel (21500...25000) |
| ON                           |       | -               | Octane number (0...120)                       |
| CN                           | 41    | -               | Cetane number (0...100)                       |
| Mass composition of the fuel |       |                 |                                               |
| $g_C$                        | 0.873 | -               | The carbon mass share in the fuel             |
| $g_H$                        | 0.127 | -               | The hydrogen mass share in the fuel           |
| $g_S$                        |       | -               | The sulfur mass share in the fuel             |
| $g_O$                        |       | -               | The oxygen mass share in the fuel             |

| Physical parameters of the fuel |       |                   |                                            |  |
|---------------------------------|-------|-------------------|--------------------------------------------|--|
| $\rho_F$                        | 836   | kg/m <sup>3</sup> | Fuel density (at the temperature of 20 °C) |  |
| $\mu_F$                         | 0.001 | Pa*s              | Dynamic viscosity of the fuel              |  |
| $\sigma_F$                      | 0.02  | N/m               | The surface tension of fuel                |  |
| $\mu_{mass.F}$                  | 230   | g/mol             | The molar mass of fuel                     |  |
| $t_{fuel}$                      | 55    | °C                | Fuel temperature at injector nozzle        |  |

| Calculate | Load | FUEL INJECTION DIAGRAM |  |  |
|-----------|------|------------------------|--|--|
|-----------|------|------------------------|--|--|

| Parameter      | Data  | Units | Caption                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
|----------------|-------|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $a_{inj.}$     | 5     | -     | Constants for equations of two approximation curves, sum of which gives diagrams of relative fuel injection $\sigma = \sigma(\varphi)$ , and relative fuel injection speed $d\sigma/dt = d\sigma/dt(\varphi)$ .                                                                                                                                                                                                                |
| $b_{inj.}$     | 1.15  | -     | $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left( \frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_1 + \left( \frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_2$ $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left[ a \cdot \left( \overline{\varphi}^{m_1-1} - b \overline{\varphi}^{m_2-1} \right) \right]_{\overline{\varphi}=\overline{\varphi}_{deg1}}^{\overline{\varphi}=\overline{\varphi}_{deg1}} + c \cdot \left( \overline{\varphi}^{m_3-1} - \overline{\varphi}^{m_4-1} \right)$ |
| $m_{inj.1}$    | 1.5   | -     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| $m_{inj.2}$    | 1.665 | -     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| $m_{inj.3}$    | 6.0   | -     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| $m_{inj.4}$    | 1.5   | -     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| $\Phi_{inj.1}$ | 0.43  | -     | Relative angle of the intersection of the first parabolic curve and abscissa axis                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |

| Injector nozzle parameters |      |    |                            |
|----------------------------|------|----|----------------------------|
| $i_{inj.h}$                | 10   | -  | Number of injector holes   |
| $d_{inj.h}$                | 0.54 | mm | Diameter of injector holes |

| FUEL EVAPORATION SETTINGS |  |  |  |
|---------------------------|--|--|--|
|---------------------------|--|--|--|

| Parameter  | Data   | Units | Caption                                                                                                                                                                               |
|------------|--------|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $E_C$      | 1.7    | -     | Coefficient in formula for average droplet diameter                                                                                                                                   |
| $A_{z.i}$  | 8      | -     | The time constant of evaporation of large droplets of the injected fuel                                                                                                               |
| $m_Y$      | 0.68   | -     | The exponent number for the evaporation speed multiplier Y (including the effect of vortex motion of the air at the end of compression) $Y = (n / 1000)^{m_Y}$ ( $m = 0.67 \dots 1$ ) |
| $D_f$      | 3      | -     | Coefficient in formula for the fuel spray length 3 (according to Lyshevskiy)                                                                                                          |
| $L_{wall}$ | 0.125  | m     | The length of the free flight of the fuel spray Determined by the design of the combustion chamber                                                                                    |
| $A_{st}$   | 0.0055 | -     | Coefficient in the cone angle of the fuel spray Effects on the time of interaction the flame/ fuel sprays with combustion chamber walls                                               |
| $X_0$      | 0.92   | -     | The reduction of the fuel evaporation rate due to interaction of sprays with combustion chamber walls (0,5...0,7)                                                                     |

| Ignition delay settings according to Tolstov |           |   |                                                                                                |
|----------------------------------------------|-----------|---|------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $B_0$                                        | 0.0000038 | - | $\tau_i = B_0 (1 - k_n n) \sqrt{\frac{T_{st,comb}}{P_{st,comb}}} e^{\frac{E_a}{RT_{st,comb}}}$ |
| $k_n$                                        | 0.00016   | - |                                                                                                |

| Razlejtzev        |       | Wiebe              |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | FACTORS FOR HEAT RELEASE EQUATIONS |  | EQUATIONS |  |
|-------------------|-------|--------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|--|-----------|--|
| Parameter         | Data  | Units              | Caption                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |                                    |  |           |  |
| $a_0$             | 12000 | $m^3/(kg \cdot s)$ | Factors for combustion model set-up                                                                                                                                                                                                                                                                                     |                                    |  |           |  |
| $a_1$             | 0.02  | s                  | $a_0 = (4000 \dots 10000) \quad \left( A_0 = a_0 (n \cdot H)^{a_{comb}} \right)$                                                                                                                                                                                                                                        |                                    |  |           |  |
| $a_2$             | 9     | $m^3/(kg \cdot s)$ | $a_1 = (0.01 \dots 0.08) \quad \left( A_1 = a_1 (n \cdot H)^{a_{comb}} \right)$                                                                                                                                                                                                                                         |                                    |  |           |  |
| $b_0$             | 0.075 | -                  | $a_2 = (5 \dots 15) \quad \left( A_2 = a_2 (n \cdot H)^{a_{comb}} \right)$                                                                                                                                                                                                                                              |                                    |  |           |  |
| $m_{comb}$        | 0.5   | -                  | $b_0 = (0.02 \dots 0.2)$<br>$m_{comb} = 0.5$                                                                                                                                                                                                                                                                            |                                    |  |           |  |
| $H$               | 1     | -                  | Swirl number (1...10)                                                                                                                                                                                                                                                                                                   |                                    |  |           |  |
| $\Delta\varphi_k$ |       | deg                | Extra period to use the equations for combustion at the injection period (in general = 0, at the idle and low loads = 0...10 deg)                                                                                                                                                                                       |                                    |  |           |  |
| $\Delta\tau_k$    | 0.25  | ms                 | Extra time to use the equations for combustion at the injection period (0.2...0.5 ms for direct injection, 0.3...0.8 for indirect injection)                                                                                                                                                                            |                                    |  |           |  |
| $\Phi_{z0}$       | 0.3   | -                  | The function for effective air usage during combustion                                                                                                                                                                                                                                                                  |                                    |  |           |  |
| $\xi_{a.c0}$      | 0.45  | -                  | $\xi_{a.c0} = 0.2 \dots 0.4$<br>$\Phi_{z,0} = 0.4 \dots 0.55 \quad \xi_{a.c} = 1 - 1.46 \cdot \frac{2}{\pi} (1 - \xi_{a.c0}) \left( \frac{\Phi - \Phi_{comb, start}}{\Phi_{comb, dur}} \right) \frac{1}{\Phi_{z,0}} \exp \left( -0.5 \cdot \left( \frac{\Phi - \Phi_{comb, start}}{\Phi_{comb, dur}} \right)^2 \right)$ |                                    |  |           |  |
| $\Delta_{UF}$     | 0.01  | -                  | Unburned fuel fraction                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |                                    |  |           |  |

| Parameter                                                                                        | Data | Units              | Caption                                                                                |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|------|--------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|
| $t_0$                                                                                            | 20   | $^{\circ}\text{C}$ | Ambient temperature                                                                    |
| $p_0$                                                                                            | 100  | kPa                | Ambient pressure                                                                       |
| $\varphi_{\text{air}}$                                                                           | 30   | %                  | Humidity of intake air                                                                 |
| Pressure losses and flow areas at intake and exhaust                                             |      |                    |                                                                                        |
| $\Delta p_k$                                                                                     | 1    | kPa                | Pressure loss at intake system (intake air filter)                                     |
| $\Delta p_t$                                                                                     | 5    | kPa                | Pressure losses at exhaust system (muffler, pipes, etc)                                |
| $\mu F_s$                                                                                        | 0.09 | $\text{m}^2$       | Flow area at the intake manifold enter                                                 |
| $\mu F_t$                                                                                        | 0.09 | $\text{m}^2$       | Flow area at the exhaust manifold exit                                                 |
| MANIFOLDS PARAMETERS                                                                             |      |                    |                                                                                        |
| Parameter                                                                                        | Data | Units              | Caption                                                                                |
| $V_{\text{exh.m.}}/V_s$                                                                          | 2    | -                  | Relative exhaust manifold volume (referred to the displacement volume of the cylinder) |
| $i_{\text{cyl.1exh}}$                                                                            | 3    | -                  | Number of cylinders merged by one exhaust manifold                                     |
| $V_{\text{int.m.}}/V_s$                                                                          | 6.5  | -                  | Relative intake manifold volume (referred to the displacement volume of the cylinder)  |
| $i_{\text{cyl.1int}}$                                                                            | 9    | -                  | Number of cylinders merged by one intake manifold                                      |
| <input checked="" type="checkbox"/> Consider the unsteady phenomena by simplified Orlin approach |      |                    |                                                                                        |
| $L_{\text{int.p}}$                                                                               | 0.1  | m                  | Length of the intake pipe                                                              |
| $L_{\text{exh.p}}$                                                                               | 0.1  | m                  | Length of the exhaust pipe                                                             |

Рисунок 2.3 – Фрагмент програми Blitz-PRO – вихідні дані для розрахунку робочого циклу номінального режиму роботи двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

Результати розрахунку робочого циклу номінального режиму роботи двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) подано у табличній формі – табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу номінального режиму роботи двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

| № з.п. | Параметр                 | Познач.                 | Номинал              |
|--------|--------------------------|-------------------------|----------------------|
| 1      | Number of strokes        | -                       | Four-stroke          |
| 2      | Ignition type            | -                       | Compression-ignition |
| 3      | Combustion model         | -                       | combust_opt1         |
| 4      | Injections number        | -                       | injn_opt1            |
| 5      | Supercharging system     | -                       | sc_opt2              |
| 6      | Type of the supercharger | -                       | sc1_opt2             |
| 7      | TMAP1 check              | -                       | checked              |
| 8      | TMAP1 name               | -                       | MAN TCA77            |
| 9      | del ro_cyl, %            | $\delta p_{\text{cyl}}$ | 0,016640139866       |
| 10     | del ro_res, %            | $\delta p_{\text{res}}$ | 0,003926475478       |
| 11     | del ro_exh, %            | $\delta p_{\text{exh}}$ | 0,010988144976       |
| 12     | del Power_TC, %          | $\delta P_{\text{TC}}$  | 0,025898435878       |
| 13     | del Pik, %               | $\delta \Pi_k$          | 0,011751842941       |
| 14     | Number of iterations     | $N_{\text{it}}$         | 18,000000000000      |
| 15     | Brake power, kW          | $P_b$                   | 5220,111878396580    |
| 16     | crank speed              | $n_{\text{crank}}$      | 750,000000000000     |
| 17     | Air excess ratio         | $\alpha$                | 2,004340000000       |
| 18     | Fuel mass per cycle, g   | $q_f$                   | 4,828490291136       |
| 19     | Friction power, kW       | $P_{\text{fr}}$         | 305,580908956911     |

|    |                                                       |                        |                    |
|----|-------------------------------------------------------|------------------------|--------------------|
| 20 | Brake torque, N*m                                     | $T_b$                  | 66464,528715162700 |
| 21 | Brake mep, kPa                                        | $p_b$                  | 2884,745169928940  |
| 22 | Friction mep, kPa                                     | $p_{fr}$               | 168,870528385440   |
| 23 | Brake efficiency, %                                   | $\eta_b$               | 45,347469630844    |
| 24 | Mechanical efficiency, %                              | $\eta_m$               | 94,469817257009    |
| 25 | Brake sfc, g/(kW*h)                                   | $b_b$                  | 185,918054911970   |
| 26 | Gross indicated power, kW                             | $P_{i.g}$              | 5566,196335572980  |
| 27 | Net indicated power, kW                               | $P_{i.n}$              | 5525,692787353490  |
| 28 | Pumping strokes power, kW                             | $P_{pump}$             | -40,503548219495   |
| 29 | Gross mean indicated pressure, kPa                    | $p_{i.g}$              | 3075,998823008450  |
| 30 | Net mean indicated pressure, kPa                      | $p_{i.n}$              | 3053,615698314380  |
| 31 | Indicated efficiency, %                               | $\eta_i$               | 48,002071928936    |
| 32 | Indicated sfc, g/(kW*h)                               | $b_i$                  | 175,636446723124   |
| 33 | Volumetric efficiency, %                              | $\eta_v$               | 93,036968002139    |
| 34 | Residual gases fraction, %                            | $\gamma_r$             | 0,042437662037     |
| 35 | Scavenging factor                                     | $\varphi_a$            | 1,255508826404     |
| 36 | Maximum pressure p_z, kPa                             | $p_{max}$              | 20655,132096360100 |
| 37 | Maximum temperature T_z, deg, C                       | $t_{max}$              | 1577,388645136120  |
| 38 | Firing pressure p_c, kPa                              | $p_c$                  | 19192,137067487500 |
| 39 | Firing temperature T_c, deg, C                        | $t_c$                  | 1026,054524468780  |
| 40 | Exhaust oppening pressure p_b, kPa                    | $p_b$                  | 1706,371704794950  |
| 41 | Exhaust oppening temperature T_b, deg, C              | $t_b$                  | 1222,238034836390  |
| 42 | Intake pressure p_int, kPa                            | $p_{int}$              | 99,000000000000    |
| 43 | Ambient temperature t_0, deg, C                       | $t_0$                  | 20,000000000000    |
| 44 | Outlet compressor pressure p_k, kPa                   | $p_k$                  | 420,799445879174   |
| 45 | Outlet compressor temperature t_k, deg, C             | $t_k$                  | 196,272785497187   |
| 46 | Reciever average pressure p_s, kPa                    | $p_s$                  | 416,215045458792   |
| 47 | Reciever average temperature t_s, deg, C              | $t_s$                  | 51,193059574116    |
| 48 | Exhaust manifold average pressure p_t, kPa            | $p_t$                  | 423,269286760850   |
| 49 | Exhaust manifold average temperature t_t, deg, C      | $t_t$                  | 570,035822041494   |
| 50 | Pressure at the turbine outlet p_zt, kPa              | $p_{zt}$               | 109,168800840764   |
| 51 | Temperature at the turbine outlet t_zt, deg, C        | $t_{zt}$               | 367,483224981480   |
| 52 | Combustion start, c.a.d.                              | $\varphi_{comb.start}$ | 359,200000000000   |
| 53 | Duration of combustion, c,a,d,                        | $\varphi_{comb}$       | 130,947657499618   |
| 54 | Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.                | $dp/d\varphi_{max}$    | 567,236706395388   |
| 55 | Duration of injection, c.a.d.                         | $\varphi_{inj.dur}$    | 26,700000000000    |
| 56 | Injection start, c.a.d.                               | $\varphi_{inj.start}$  | 357,500000000000   |
| 57 | Sauter average droplet size, mcm                      | $d_{32}$               | 13,898983043656    |
| 58 | Ignition delay, c.a.d.                                | $\varphi_i$            | 1,609995745863     |
| 59 | Average injection pressure, kPa                       | $p_{inj}$              | 228,339729867515   |
| 60 | Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.       | $\varphi_{wall}$       | 369,319623902136   |
| 61 | Relative fuel share injected during ignition delay, % | $\sigma_0$             | 0,001841291847     |
| 62 | Intake valves/ports mass flow, G_int, kg/s            | $G_{int}$              | 9,431754765541     |
| 63 | Exhaust valves/ports mass flow, G_exh, kg/s           | $G_{exh}$              | 9,431661572048     |
| 64 | Turbine mass flow, G_t, kg/s                          | $G_{turb}$             | 9,450318249476     |
| 65 | Cylinder head wall av, temperature, deg, C            | $t_w^{head}$           | 616,812834480799   |
| 66 | Piston wall av, temperature (firing side), deg, C     | $t_w^{pist}$           | 631,092668763553   |

|     |                                                                              |                       |                    |
|-----|------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|--------------------|
| 67  | Piston wall av, temperature (cooled side), deg, C                            | $t_{w.}^{pist. cool}$ | 198,098533752711   |
| 68  | Cylinder liner wall av, temperature, deg, C                                  | $t_{w.}^{liner}$      | 340,556528803247   |
| 69  | Reciever wall av, temperature, deg, C                                        | $t_{w.}^{int}$        | 148,566457154740   |
| 70  | Exhaust manifold wall av, temperature, deg, C                                | $t_{w.}^{exh}$        | 573,576094123803   |
| 71  | Incyylinder resulting temperature, deg, C                                    | $t_{result}$          | 728,207780731593   |
| 72  | Exhaust manifold resulting temperature, deg, C                               | $t_{exh.}^{result}$   | 577,661671395875   |
| 73  | Incyylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m <sup>2</sup> *K)      | $\alpha_{m.}^{gas}$   | 0,891713197331     |
| 74  | Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m <sup>2</sup> *K) | $\alpha_{m.}^{exh}$   | 4,695408574258     |
| 75  | Turbine pressure drop ratio                                                  | $\Pi_{turb}$          | 3,877200111213     |
| 76  | Reffered compressor flow, kg/s                                               | $G_{cmpr.}^{ref}$     | 9,040924874949     |
| 77  | Redused turbine flow, kg/s*K <sup>0,5</sup> /kPa                             | $G_{turb.}^{red}$     | 0,648322845392     |
| 78  | Reffered compressor speed, rpm                                               | $n_{cmpr.}^{ref}$     | 13321,156030932700 |
| 79  | Reduced turbine speed, rpm/K <sup>0,5</sup>                                  | $n_{turb.}^{red}$     | 458,754426261231   |
| 80  | Actual compression ratio                                                     | $\varepsilon_{act}$   | 14,869221399212    |
| 81  | Compressor power, kW                                                         | $P_{cmpr}$            | 1709,738179735010  |
| 82  | Turbine power in pulse flow, kW                                              | $P_{turb}$            | 1710,181032527150  |
| 83  | Compressor adiabatic efficiency, %                                           | $\eta_{cmpr.}^{ad}$   | 82,952936657395    |
| 84  | Turbine efficiency in pulse flow, %                                          | $\eta_{e.t}$          | 57,408651278438    |
| 85  | Turbine pulse fuctor, %                                                      | $k_{pulse}$           | 0,834436472167     |
| 86  | Supercharger speed, rpm                                                      | $n_{cmpr}$            | 13168,194636298600 |
| 87  | Supercharger pressure increase ratio                                         | $\Pi_{cmpr}$          | 4,250499453325     |
| 88  | Relative turbine mass flow multiplier                                        | $MULT_{\mu G_t}$      | 1,000000000000     |
| 89  | Fuel burned released heat Q_fuel, kW                                         | $Q_{fuel}$            | 11446,263594352300 |
| 90  | Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW           | $Q_{w.}^{ht}$         | 254,089217515902   |
| 91  | Friction heat rejected to cooling water, kW                                  | $Q_{w.}^{fr}$         | 229,185681717683   |
| 92  | Total heat, rejected to cooling water Q_w, kW                                | $Q_w$                 | 483,274899233586   |
| 93  | Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW                     | $Q_{oil.}^{ht}$       | 63,355852205586    |
| 94  | Friction heat rejected to oil, kW                                            | $Q_{oil.}^{fr}$       | 76,395227239228    |
| 95  | Total heat rejected to oil, Q_oil, kW                                        | $Q_{oil}$             | 139,751079444814   |
| 96  | Heat, rejected in charge air cooler Q_cac, kW                                | $Q_{CAC}$             | 1389,761871114590  |
| 97  | Exhaust gases heat, Q_eg, kW                                                 | $Q_{EG}$              | 3826,122179670400  |
| 98  | Exhaust manifold cooling, Q_exh, kW                                          | $Q_{exh}$             | 128,567896009290   |
| 99  | Reciever cooling, Q_res, kW                                                  | $Q_{res}$             | -68,748919449451   |
| 100 | Total heat, Q_sum, kW                                                        | $Q_{sum}$             | 11256,338723318700 |

Після виконання усіх розрахунку для номінального режиму роботи двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) будемо та наводимо основні діаграми (рис. 2.4–2.15), які автоматично будуються в програмі Blitz-PRO.

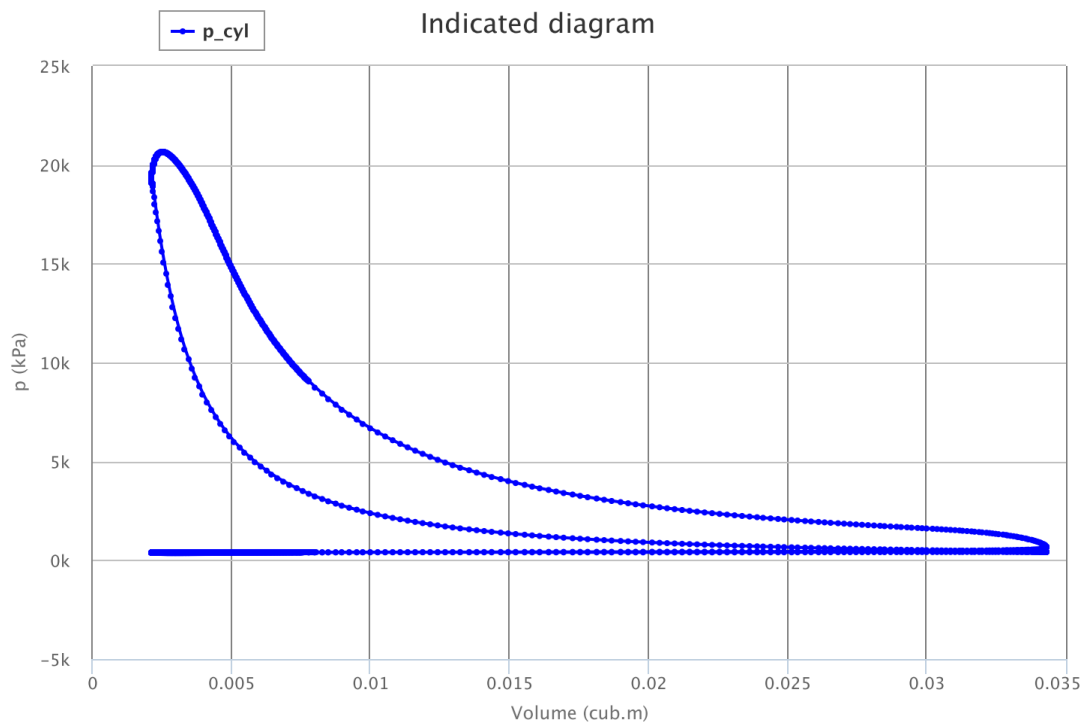


Рисунок 2.4 – Згорнута індикаторна діаграма СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

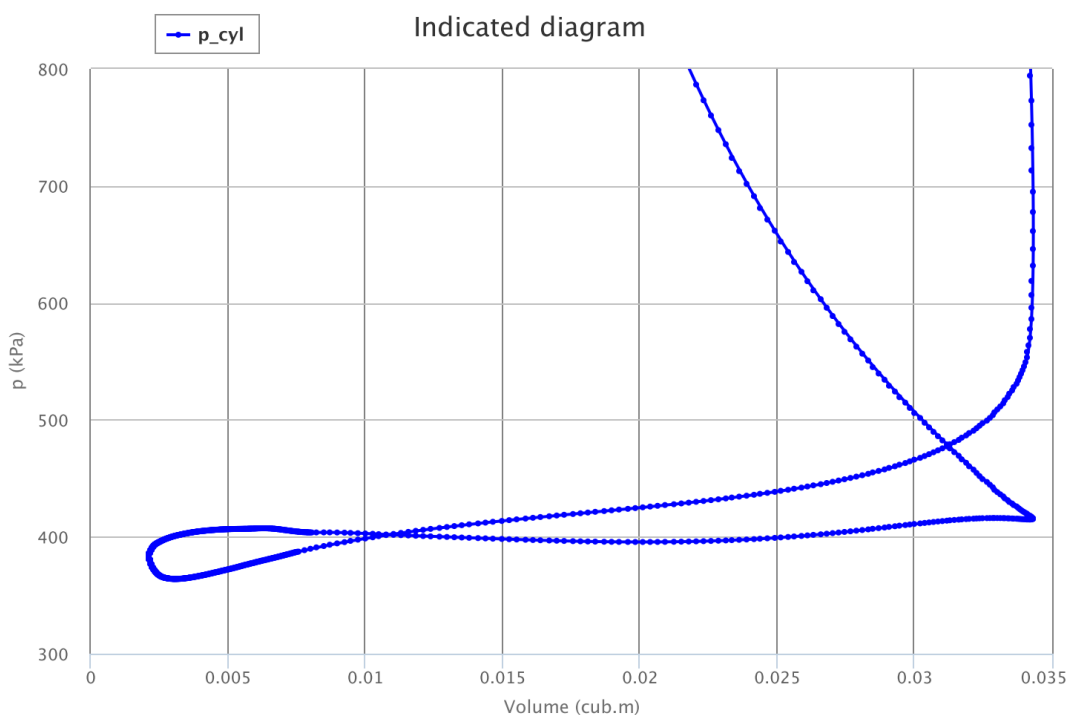


Рисунок 2.5 – Діаграма насосних ходів СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

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

KPM.142.6221м.25.14.02.ПЗ

Аркуш

31

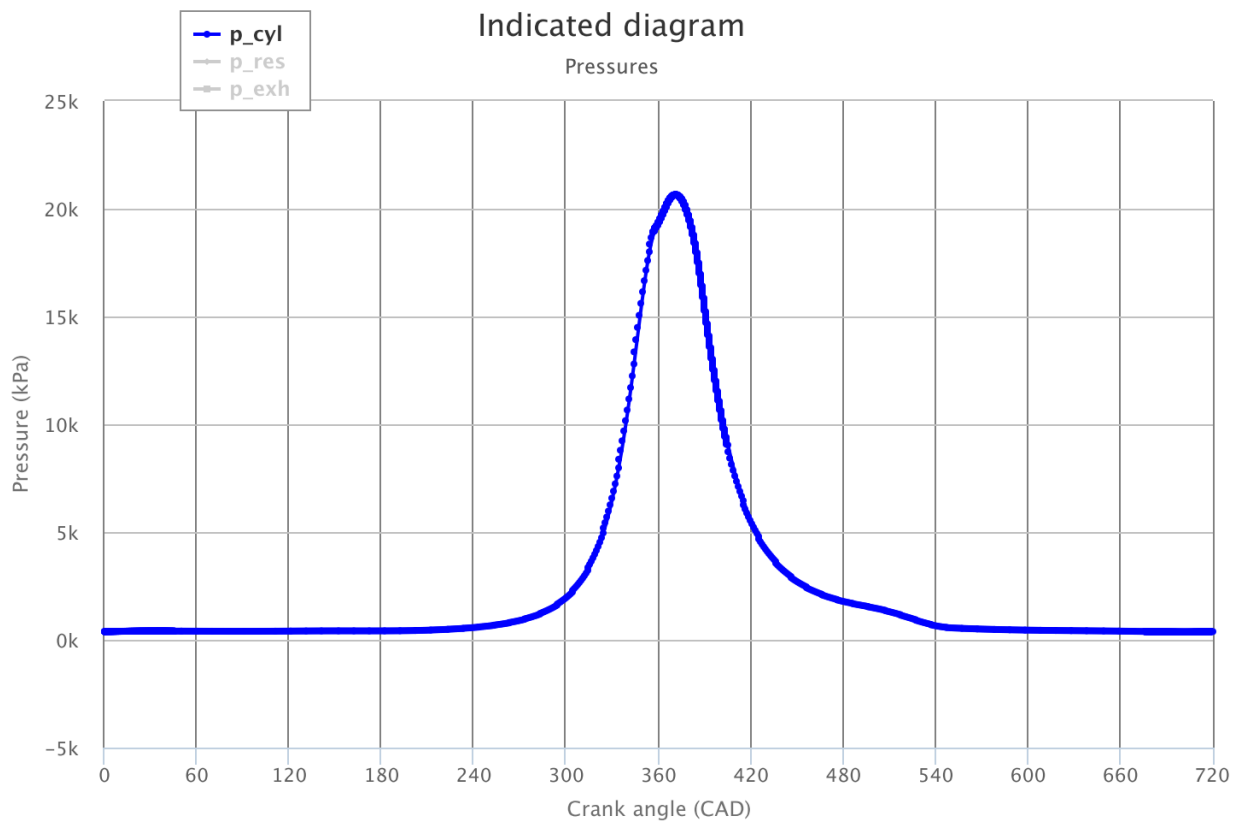


Рисунок 2.6 – Розгорнута індикаторна діаграма СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

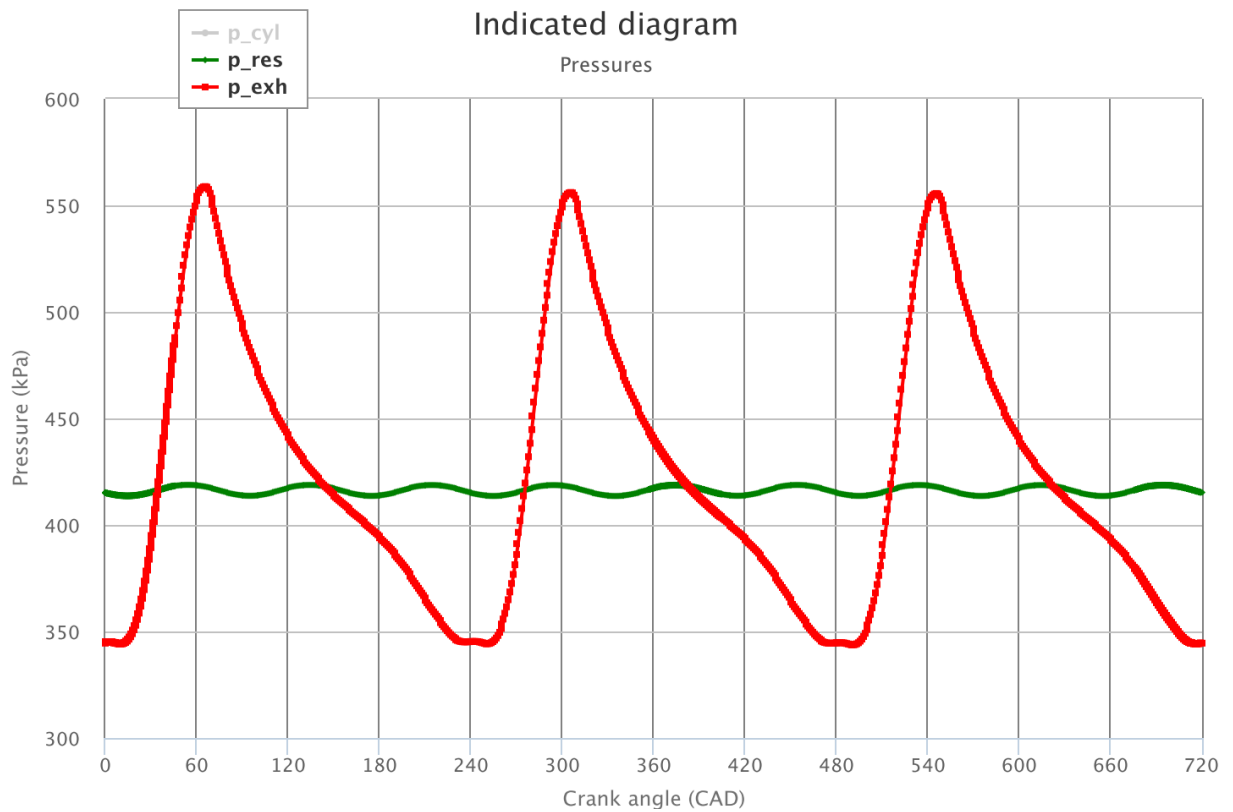


Рисунок 2.7 – Діаграма зміни тиску повітря в ресивері та газів у випускному колекторі залежно від кута п.к.в. СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

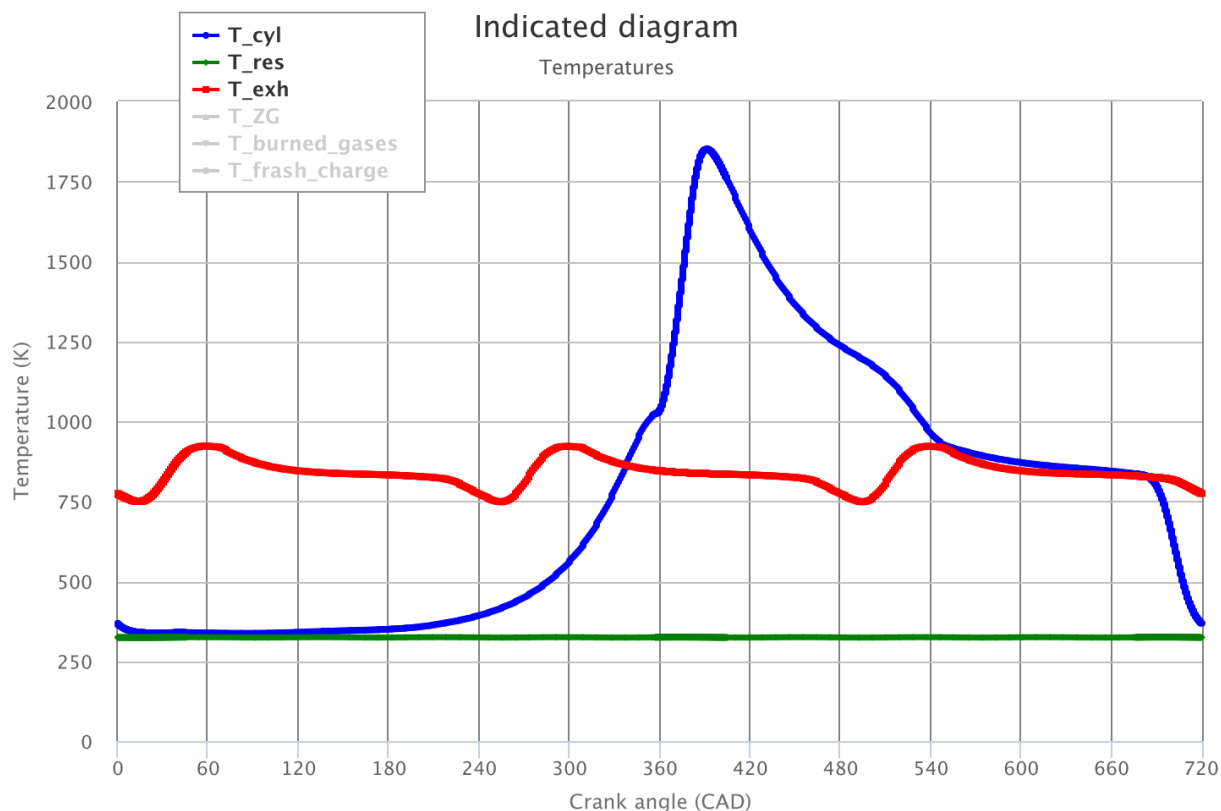


Рисунок 2.8 – Діаграма зміни температури в циліндрі, в ресивері та у випускному колекторі залежно від кута п.к.в. СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

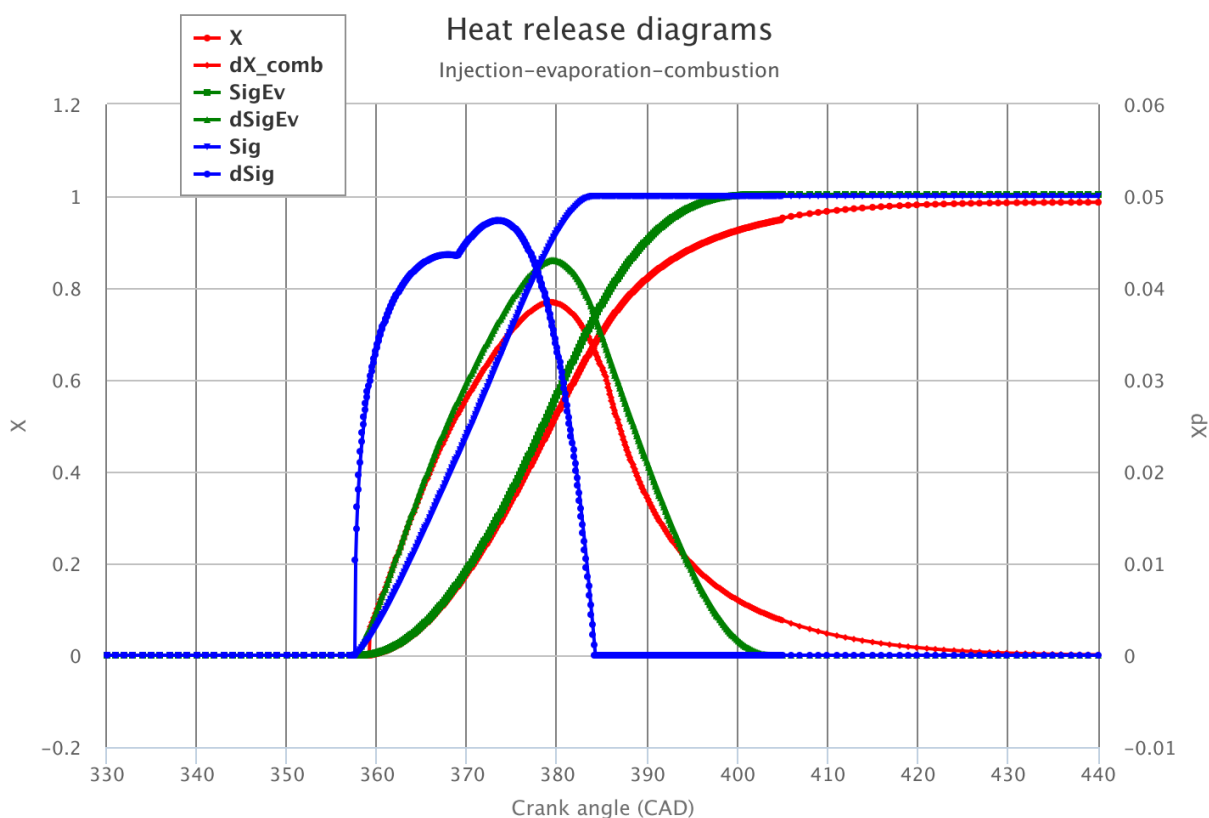


Рисунок 2.9 – Діаграма тепловиділення в залежності від кута п.к.в. СОД Wartsila sa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

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

KPM.142.6221м.25.14.02.ПЗ

Аркуш

33

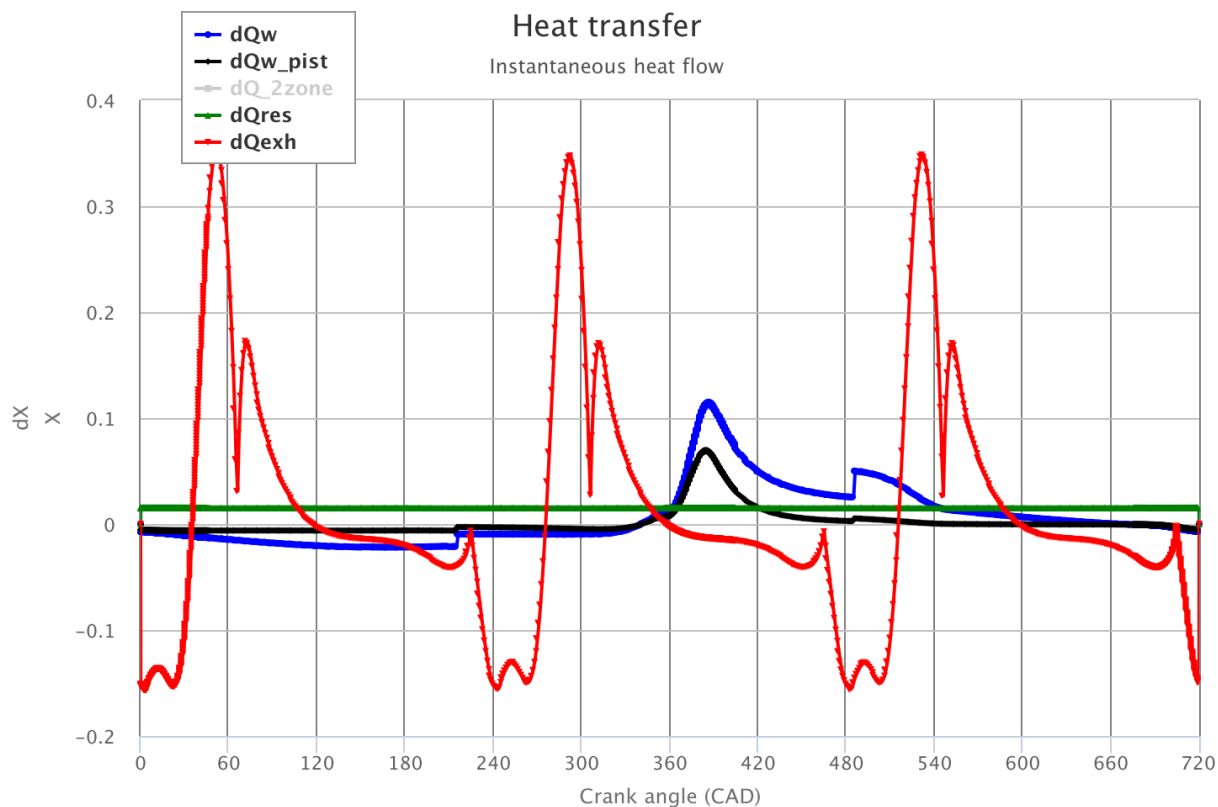


Рисунок 2.10 – Діаграма миттєвої витрати тепла в залежності від кута п.к.в. СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

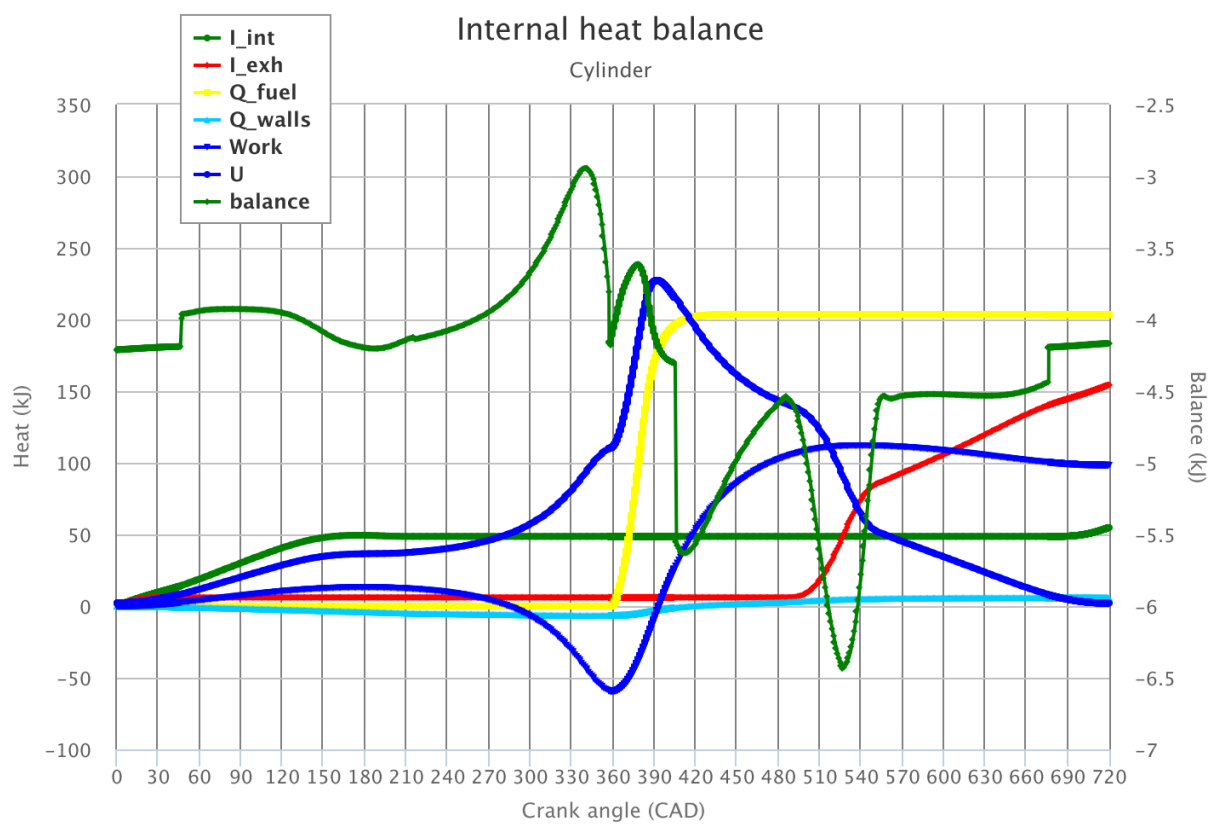


Рисунок 2.11 – Діаграма зміни внутрішнього теплового балансу в залежності від кута п.к.в. СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

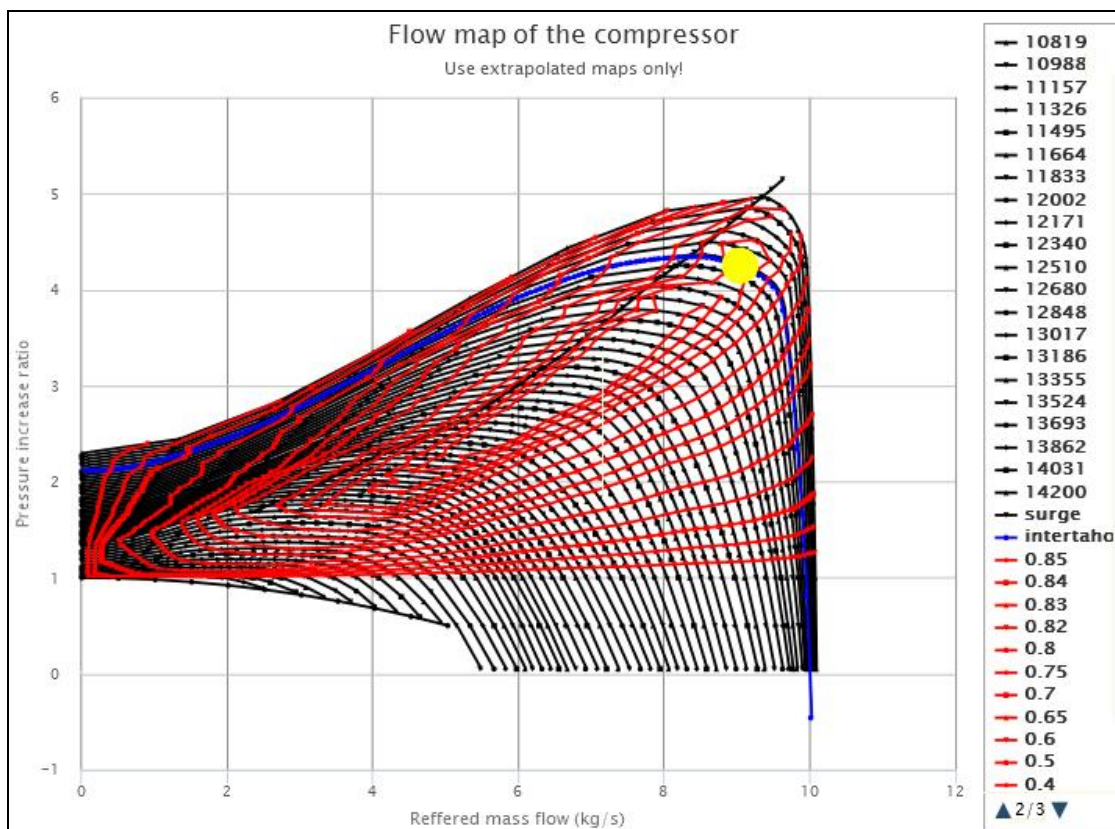


Рисунок 2.12 – Витратна характеристика компресору з робочою точкою для СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

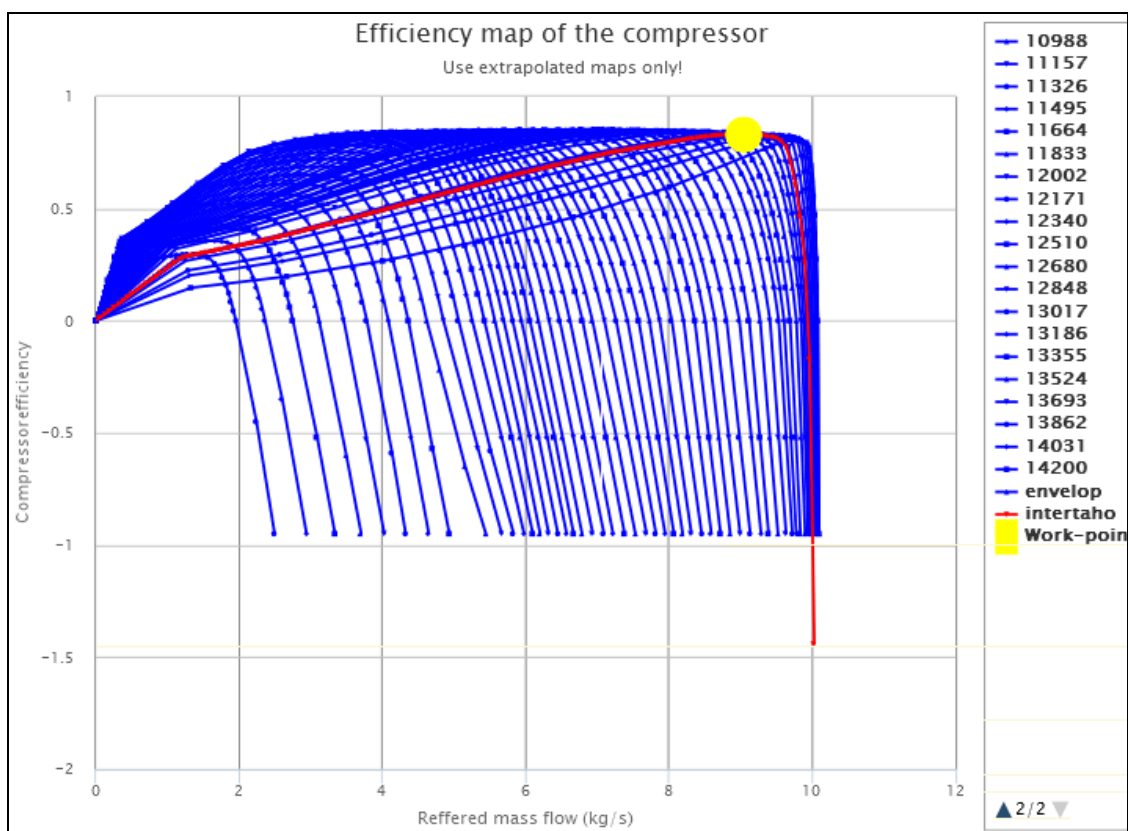


Рисунок 2.13 – Характеристика ефективності компресору з робочою точкою для СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

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

KPM.142.6221м.25.14.02.ПЗ

Аркуш

35

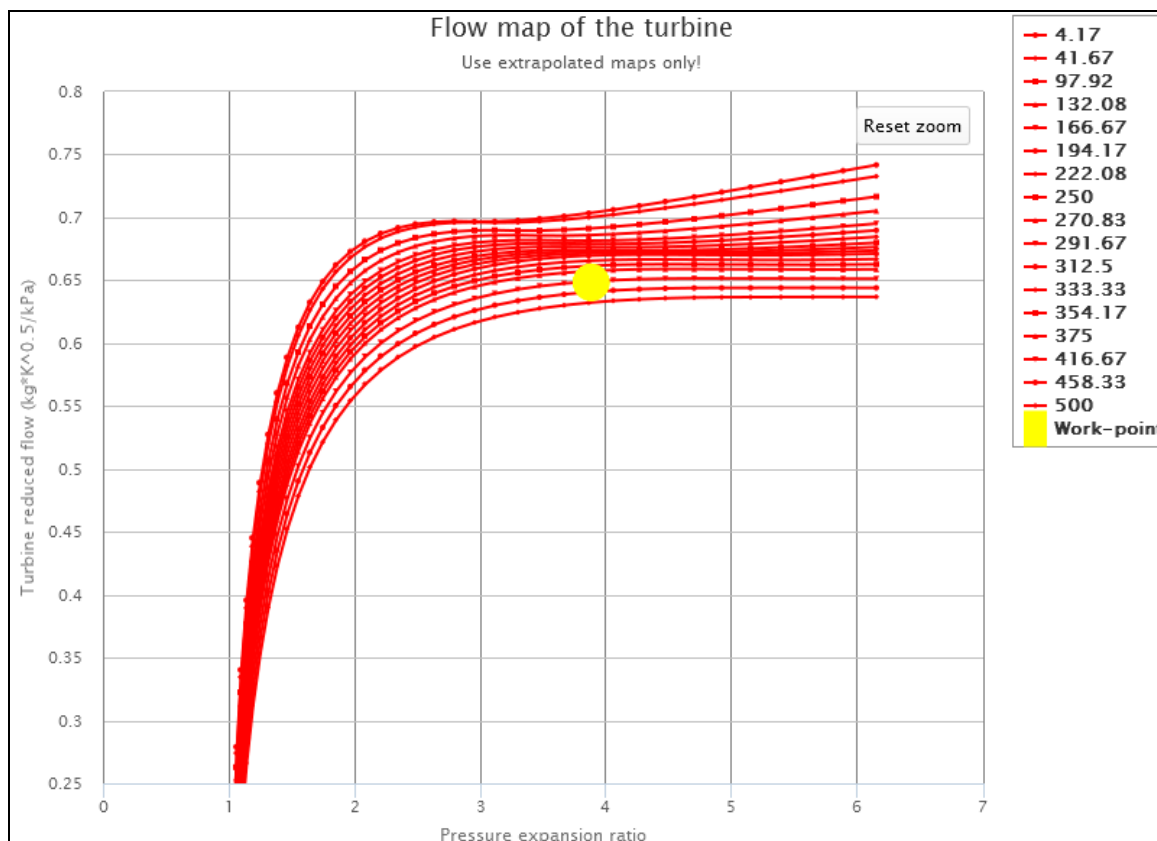


Рисунок 2.14 – Витратна характеристика турбіни з робочою точкою для СОД  
Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

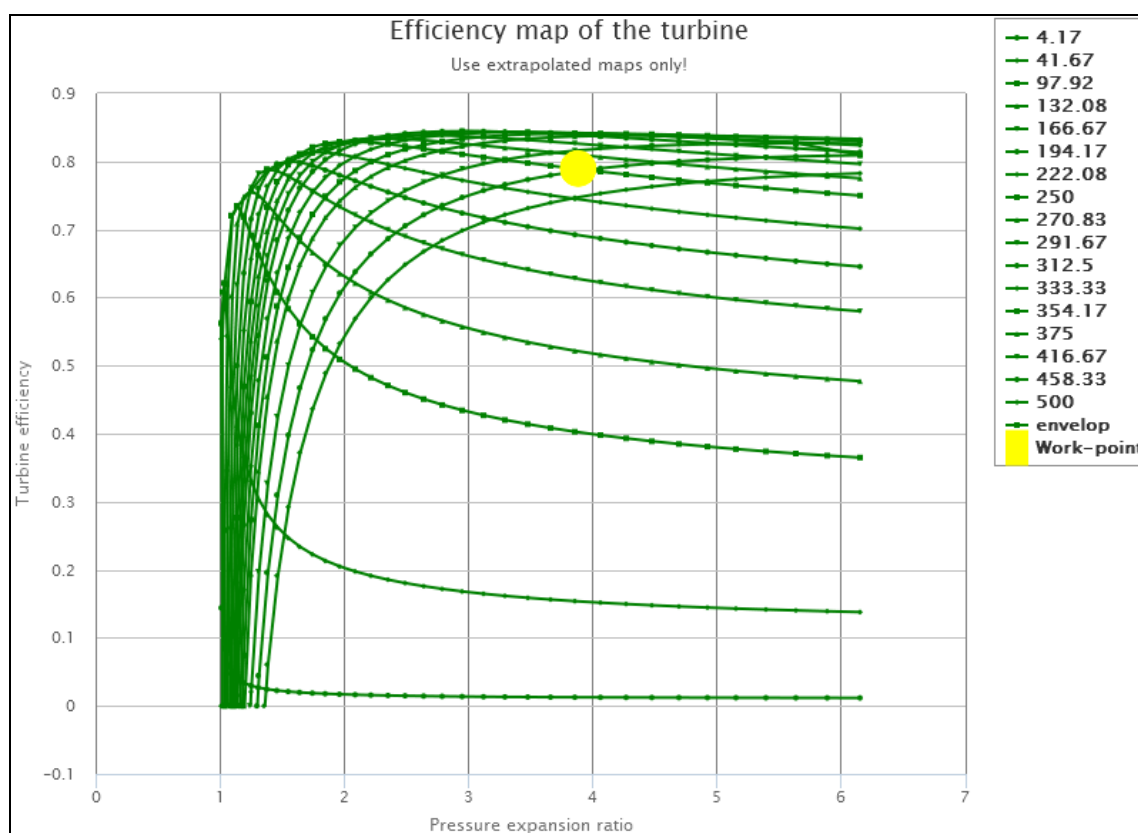


Рисунок 2.15 – Характеристика ефективності турбіни з робочою точкою для СОД  
Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

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

KPM.142.6221м.25.14.02.ПЗ

Аркуш

36

### 2.3. Висновок до розділу

У розділі виконано розрахунок робочого циклу на режимі номінального навантаження середньообертового двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) з використанням програми розрахунку Blitz-PRO. Отримано усі необхідні параметри та показники роботи дизеля, а також побудовано основні діаграми.

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.02.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 37    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

### РОЗДІЛ 3

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ГАЗООБМІНУ СУДНОВОГО ДВИГУНА WARTSILA VASA 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

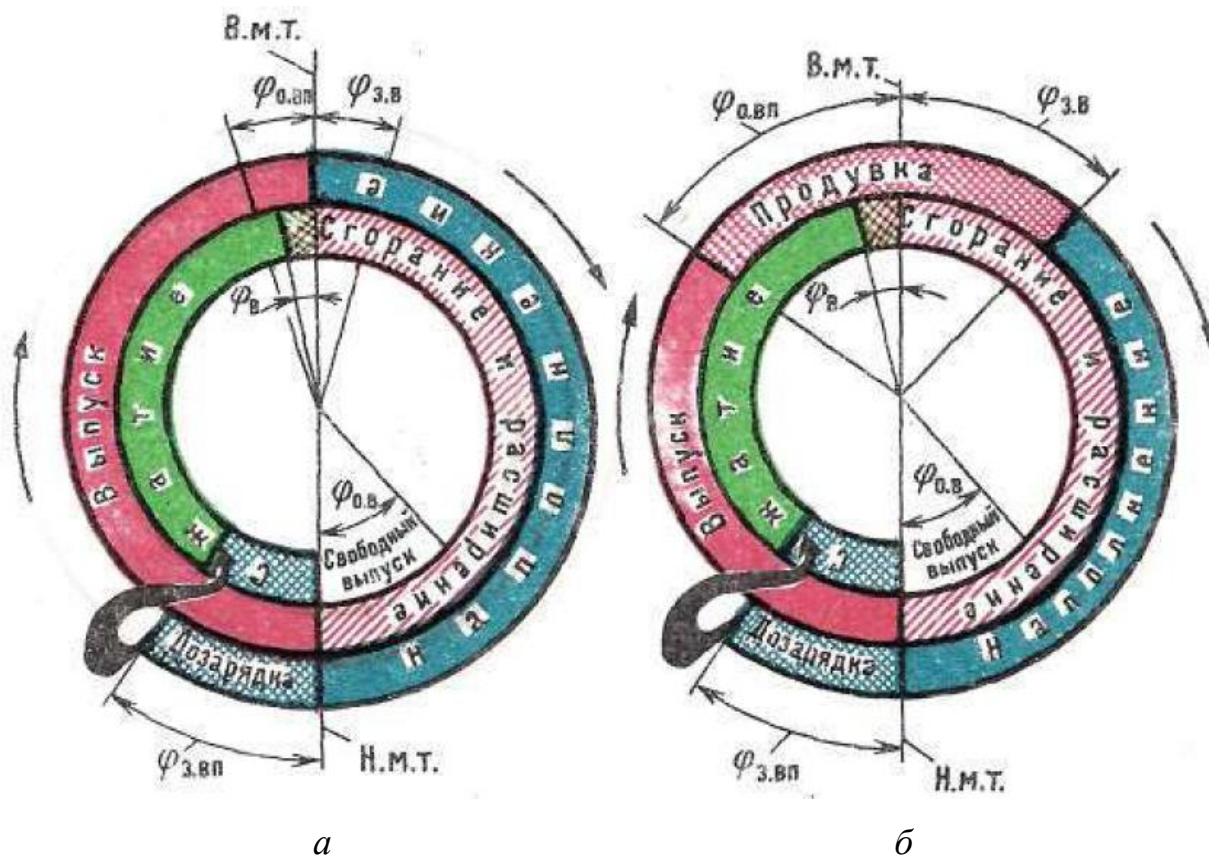
### 3.1. Особливості процесу газообміну в чотиритактних двигунах внутрішнього згоряння

Зміну робочого тіла при здійсненні процесів випуску відпрацьованих газів та впуску свіжого повітря називають газообміном. Від кількості свіжого заряду повітря, що залишився в циліндрі після завершення процесу газообміну, у вирішальному ступені залежать отримана в циклі корисна робота і, отже, потужність самого двигуна.

Процеси газообміну в двигуні пов'язані не тільки один з одним. Так, створюваний під час процесу впуску спрямований рух повітряного заряду в циліндрі двигуна шляхом спеціального профілювання та розташування впускних каналів в кришці робочих циліндрів часто є одним з основних та головних факторів, що сприяють поліпшенню процесів сумішоутворення та згоряння. У двигунах із зовнішнім змішуванням процес впуску пов'язаний і з процесами утворення паливно-повітряної суміші до її надходження в циліндр.

Тривалість процесів випуску та наповнення, їх послідовність в робочому циклі двигуна внутрішнього згоряння визначаються тривалістю і послідовністю відкриття клапанів (або вікон в двотактних двигунах), тобто фазами газорозподілу. Фази газорозподілу задають кутовими координатами кривошипа в градусах відносно ВМТ або НМТ, вказуючи початок відкриття і закриття клапана (або вікна).

Впускний клапан двигуна починає відкриватися в кінці процесу розширення робочого тіла з випередженням відносно НМТ на кут  $\varphi_{\text{від.}}^{\text{вип.}} = 30 \dots 75^\circ$  (рис. 3.1) і закривається після ВМТ із певним запізненням на кут  $\varphi_{\text{зак.}}^{\text{вип.}}$ , коли поршень рухається в такті наповнення в напрямку до НМТ. Початок відкриття та закриття впускного клапана двигуна також зміщені відносно положення мертвих точок: відкриття клапану починається до ВМТ з випередженням на кут  $\varphi_{\text{від.}}^{\text{вп.}}$ , а закриття відбувається після НМТ із запізненням на кут  $\varphi_{\text{зак.}}^{\text{вп.}}$  на початку такту стиснення.



$\varphi_{\text{від.}}^{\text{вип.}}$  та  $\varphi_{\text{від.}}^{\text{вп.}}$  — кути відкриття відповідно випускного і впускного клапанів двигуна;  
 $\varphi_{\text{зак.}}^{\text{вип.}}$  та  $\varphi_{\text{зак.}}^{\text{вп.}}$  — кути закриття відповідно випускного і впускного клапанів;  
 $\varphi_{\text{в}}$  — кут випередження займання палива у циліндрі

Рисунок 3.1 — Фази газорозподілу чотиритактного ДВЗ:

*а* — поршневого; *б* — комбінованого

Більша частина процесів випуску та наповнення протікає окремо один від одного, але близько ВМТ впускний та випускний клапани двигуна відкриті деякий час одночасно. Тривалість процесу перекриття клапанів, що дорівнює сумі кутів  $\varphi_{\text{зак.}}^{\text{вип.}}$  +  $\varphi_{\text{від.}}^{\text{вп.}}$ , невелика у поршневих двигунах (рис. 3.1, *а*), а у комбінованих може бути значною (рис. 3.1, *б*). Загальна тривалість газообміну ДВЗ становить  $\varphi_{\text{від.}}^{\text{вип.}}$  +  $360^\circ$  +  $\varphi_{\text{зак.}}^{\text{вп.}}$  =  $400 \dots 520^\circ$ ; у високооборотних двигунів внутрішнього згоряння вона більша.

### 3.2. Аналіз індикаторної діаграми процесу газообміну чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння

Аналіз процесу газообміну чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння зручно здійснювати, використовуючи індикаторну діаграму.

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

KPM.142.6221м.25.14.03.ПЗ

Аркуш

39

Крива процесів газообміну на індикаторній діаграмі (рис. 3.2) ілюструє залежність тиску в циліндрі двигуна від повного об'єму робочого циліндра. Припускають, що кожна точка індикаторної діаграми характеризує рівноважний стан газу в робочому циліндрі двигуна, який дотримується, якщо, зокрема, тиск та температура газу в різних частинах простору робочого циліндра рівні.

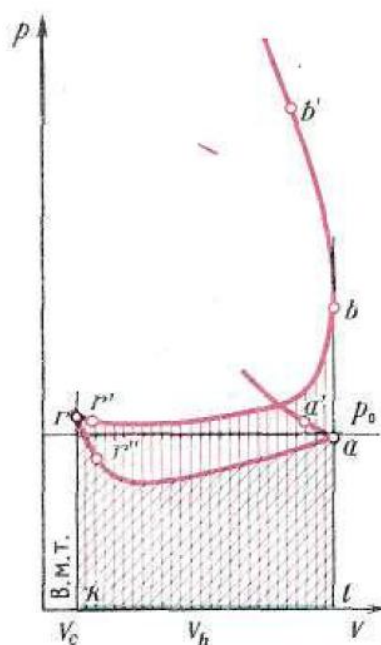


Рисунок 3.2 – Індикаторна діаграма процесів газообміну чотиритактного поршневого двигуна внутрішнього згоряння

Реальні процеси газообміну у двигунах є, в принципі, нерівноважними. Джерелами збурення рівноважного стану газу у циліндрі двигуна служать переміщення поршня ДВЗ, а також хвилі розрідження та тиску, що проникають в робочий циліндр двигуна з впускного та випускного трубопроводів. Порушення термічної рівноваги спостерігається вже на початку процесу наповнення циліндру, коли в ньому знаходяться продукти згоряння (залишкові гази) з високою температурою та починає надходити свіжий заряд повітря, температура якого значно нижча. Відхилення стану газів у циліндрі від рівноважного, однак, не настільки істотні, та ними в більшості термодинамічних розрахунків процесів газообміну зазвичай нехтують.

Індикаторні діаграми процесів газообміну двигуна (зі змінною масою) та процесів з постійною масою значно відрізняються, оскільки ці процеси мають досить неод-

накові свої властивості, а взаємодія термодинамічної системи з навколишнім середовищем в кожному випадку має свої специфічні особливості.

На індикаторну діаграму процесів газообміну двигуна внутрішнього згоряння впливають, серед інших факторів, ще умови в граничних перерізах робочого циліндра – перед впускним клапаном й за впускним клапаном. Тиск та всі інші параметри газу в граничних перерізах змінюються протягом робочого циклу в досить широких межах внаслідок нестационарності течії потоку газу у впускному та впускному трубопроводах. Однак при здійсненні наближених розрахунків та в загальному аналізі процесів газообміну двигунів тиск перед впускним та за впускним клапанами зазвичай приймають постійним та рівним середньому умовному тиску за робочий цикл. Цей тиск газу визначається в основному умовами на кінцях газових трубопроводів: в поршневих двигунах внутрішнього згоряння атмосферними умовами, а в комбінованих двигунах – умовами після охолоджувача надувного повітря за компресором та перед турбіною агрегату наддуву, а також величиною гідравлічних втрат.

У поршневих двигунах внутрішнього згоряння тиск перед впускним клапаном при повністю відкритій дросельній заслінці здебільшого приймають рівним атмосферному тиску, нехтуючи усіма гідравлічними втратами в повітряному фільтрі очищення та впускному трубопроводі. Тиск газу за впускним клапаном більший за атмосферний на певну величину гідравлічного опору впускного трубопроводу та встановленого глушника шуму на випуску двигуна:

$$p_p = p_0 + \Delta p_{\Pi} + \Delta p_{г.ш.}.$$

### 3.3. Оптимізація процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

Для здійснення оптимізації процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) обираємо фактори, значення яких має бути оптимізовано для номінального режиму експлуатації двигуна. Виходячи з аналізу особливостей процесу газообміну в чотиритактних двигунах внутрішнього згоряння за такі фактори приймаємо – кут відкриття впускного клапану  $\varphi_{IVO}$  та кут відкриття впускного кла-

пана  $\varphi_{EVO}$ . За результатами виконаного у другому розділі магістерської роботи розрахунку робочого циклу маємо наступні значення цих кутів:

- $\varphi_{IVO} = 43$  град. п.к.в. до ВМТ;
- $\varphi_{EVO} = 55$  град. п.к.в. до НМТ.

Для здійснення оптимізації процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) необхідно визначити інтервали варіювання досліджуваних факторів та закласти обмеження при розрахунку робочого циклу двигуна при зміні цих факторів. Закладаємо для досліджуваних факторів наступні значення інтервалів варіювання:

- $\varphi_{IVO} - 10$  град. п.к.в.;
- $\varphi_{EVO} 15$  град. п.к.в.

У якості цільових функцій для розрахунку обираємо

- ефективну потужність двигуна  $N_e$ , кВт;
- питому ефективну витрату палива  $g_e$ , кг/(кВт·год);
- потужність насосних ходів  $P_{pump}$ , кВт;
- витрату повітря дизелем  $G$ , кг/с.

Окрім цього для здійснення оптимізації процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) необхідно закласти відповідні обмеження для розрахунку робочого циклу при зміні значень факторів. Зокрема у якості обмежень встановимо:

- максимальний тиск у циліндрі  $p_z = 20,6 \pm 0,1$  МПа;
- тиск вприскування паливним насосом  $p_{inj} = 228 \pm 10$  МПа;
- жорсткість робочого циклу  $dp/d\varphi_{max} = 560 \dots 600$  кПа/град.п.к.в.;
- коефіцієнт надлишку повітря:  $\alpha = const$ .

Результати розрахунку та побудови плану-матриці повного факторного експерименту для здійснення оптимізації процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) в кодовому та абсолютному вигляді наводимо у табл. 3.1. Після отримання плану-матриці та всіх необхідних значень здійснюється розрахунок робочого циклу за допомогою програми Blitz-PRO для одержання значень цільових функцій (табл. 3.2).

|     |      |             |        |      |                           |       |
|-----|------|-------------|--------|------|---------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | KPM.142.6221м.25.14.03.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                           | 42    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                           |       |

Таблиця 3.1 – План-матриці повного факторного експерименту в кодовому та абсолютному вигляді для здійснення оптимізації процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

| № досліду | Кодований                        |                                  | Абсолютний                       |                                  |
|-----------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
|           | Фактор $X_1$ ( $\varphi_{IVO}$ ) | Фактор $X_2$ ( $\varphi_{EVO}$ ) | Фактор $X_1$ ( $\varphi_{IVO}$ ) | Фактор $X_2$ ( $\varphi_{EVO}$ ) |
| 1         | 1                                | 1                                | 53                               | 70                               |
| 2         | 0                                | 1                                | 43                               | 70                               |
| 3         | -1                               | 1                                | 33                               | 70                               |
| 4         | 1                                | 0                                | 53                               | 55                               |
| 5         | 0                                | 0                                | 43                               | 55                               |
| 6         | -1                               | 0                                | 33                               | 55                               |
| 7         | 1                                | -1                               | 53                               | 40                               |
| 8         | 0                                | -1                               | 43                               | 40                               |
| 9         | -1                               | -1                               | 33                               | 40                               |

Таблиця 3.2 – Результати моделювання циклу суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) за допомогою програми Blitz-PRO

| № досліду | Питома ефективна витрата палива $g_e$ , кг/(кВт·год) | Ефективна потужність $N_e$ , кВт | Коефіцієнт продувки, $\varphi_a$ | Розхід повітря, $G$ , кг/с | Потужність насосних ходів, $P_{pump}$ | Коефіцієнт залишкових газів, $\gamma_r$ |
|-----------|------------------------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|---------------------------------------|-----------------------------------------|
| 1         | 189,2105229                                          | 5013,52282                       | 1,291334307                      | 9,258040328                | 14,03895256                           | 0,961909755                             |
| 2         | 188,3541511                                          | 5129,368567                      | 1,246113328                      | 9,195646241                | 50,44155379                           | 0,562957517                             |
| 3         | 188,0578025                                          | 5271,509798                      | 1,196827062                      | 9,093456277                | 117,5927817                           | 0,165434258                             |
| 4         | 186,2432777                                          | 5195,127031                      | 1,30262342                       | 9,623399165                | -62,83822104                          | 0,063004349                             |
| 5         | 185,9180549                                          | 5220,111878                      | 1,255508826                      | 9,431754766                | -40,50354822                          | 0,042437662                             |
| 6         | 185,8731568                                          | 5285,352251                      | 1,211653172                      | 9,242618287                | 27,22476105                           | 0,017542519                             |
| 7         | 185,4017103                                          | 5182,511659                      | 1,29677268                       | 9,571038387                | -104,3372461                          | 0,028310741                             |
| 8         | 185,1473402                                          | 5208,572742                      | 1,260528416                      | 9,465566391                | -77,9149617                           | 0,024366189                             |
| 9         | 184,9410023                                          | 5255,884821                      | 1,210449537                      | 9,215652287                | -25,59035115                          | 0,020824813                             |

За результатами моделювання циклу суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (табл. 3.3) за допомогою програми Blitz-PRO було отримано значення матриць  $A$  (табл. 3.4).

Для побудови необхідних залежностей (рис. 3.3–3.6) для здійснення оптимізації процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) використовуються регресійні функції з відповідними значеннями коефіцієнтів (матриці  $A$  у табл. 3.4).

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку факторного експерименту для здійснення оптимізації процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

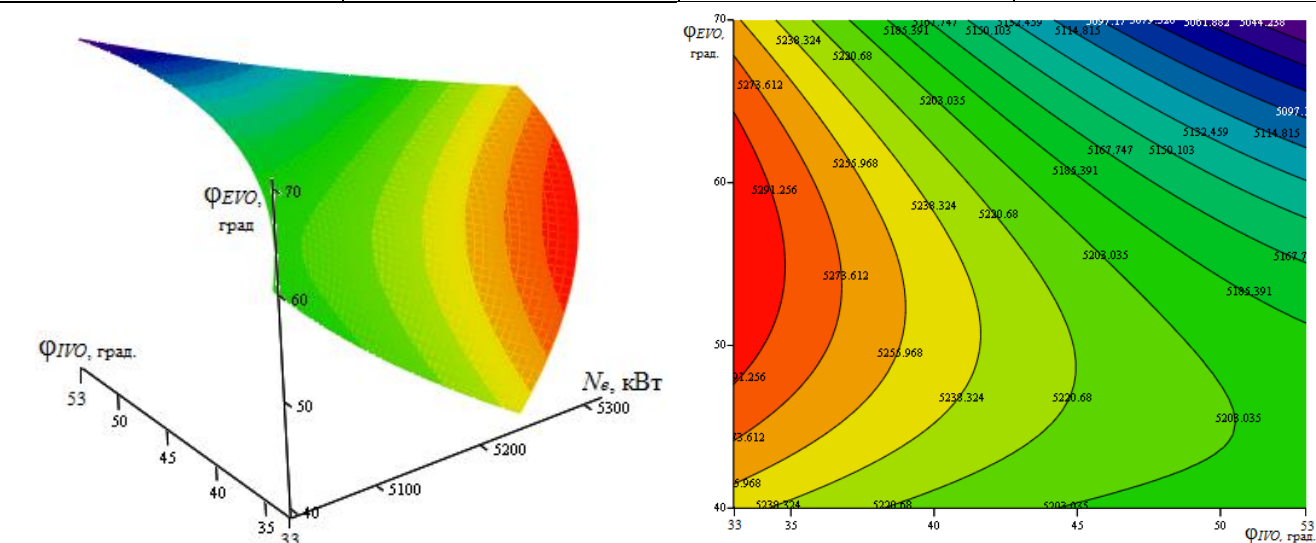
|                                                  |                         | 53 - 70    | 43 - 70    | 33 - 70    | 53 - 55    | 43 - 55    | 33 - 55    | 53 - 40    | 43 - 40    | 33 - 40    |
|--------------------------------------------------|-------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| del ro_cyl, %                                    | $\delta\rho_{cyl}$      | 0,0124     | 0,0037     | 0,0254     | 0,0192     | 0,0166     | 0,0280     | 0,0417     | 0,0155     | 0,0202     |
| del ro_res, %                                    | $\delta\rho_{res}$      | 0,0108     | 0,0040     | 0,0334     | 0,0031     | 0,0039     | 0,0335     | 0,0185     | 0,0014     | 0,0223     |
| del ro_exh, %                                    | $\delta\rho_{exh}$      | 0,0039     | 0,0273     | 0,0136     | 0,0003     | 0,0110     | 0,0350     | 0,0066     | 0,0384     | 0,0208     |
| del Power_TC, %                                  | $\delta P_{TC}$         | -0,0016    | -0,0375    | 0,0428     | 0,0056     | 0,0259     | -0,0038    | 0,0072     | 0,0422     | 0,0103     |
| del Pik, %                                       | $\delta\Pi_k$           | 0,0375     | 0,0213     | 0,0068     | 0,0027     | 0,0118     | 0,0032     | 0,0103     | 0,0038     | 0,0032     |
| Number of iterations                             | $N_{it}$                | 18,0000    | 20,0000    | 18,0000    | 17,0000    | 18,0000    | 17,0000    | 20,0000    | 16,0000    | 18,0000    |
| Brake power, kW                                  | $P_b$                   | 5013,5228  | 5129,3686  | 5271,5098  | 5195,1270  | 5220,1119  | 5285,3523  | 5182,5117  | 5208,5727  | 5255,8848  |
| crank speed                                      | $n_{crank}$             | 750,0000   | 750,0000   | 750,0000   | 750,0000   | 750,0000   | 750,0000   | 750,0000   | 750,0000   | 750,0000   |
| Air excess ratio                                 | $\alpha$                | 2,0043     | 2,0043     | 2,0043     | 2,0043     | 2,0043     | 2,0043     | 2,0043     | 2,0043     | 2,0043     |
| Fuel mass per cycle, g                           | $q_f$                   | 4,6734     | 4,7262     | 4,7932     | 4,8323     | 4,8285     | 4,8254     | 4,8358     | 4,8303     | 4,8216     |
| Friction power, kW                               | $P_{fr}$                | 304,5894   | 305,3525   | 305,2099   | 305,2374   | 305,5809   | 305,1862   | 305,1934   | 305,3906   | 305,3990   |
| Brake torque, N*m                                | $T_b$                   | 63834,1551 | 65309,1490 | 67118,9473 | 66146,4118 | 66464,5287 | 67295,1949 | 65985,7879 | 66317,6079 | 66920,0040 |
| Brake mep, kPa                                   | $p_b$                   | 2770,5796  | 2834,5985  | 2913,1488  | 2870,9380  | 2884,7452  | 2920,7984  | 2863,9665  | 2878,3684  | 2904,5141  |
| Friction mep, kPa                                | $p_{fr}$                | 168,3226   | 168,7443   | 168,6655   | 168,6807   | 168,8705   | 168,6524   | 168,6564   | 168,7654   | 168,7700   |
| Brake efficiency, %                              | $\eta_b$                | 44,5584    | 44,7610    | 44,8315    | 45,2683    | 45,3475    | 45,3584    | 45,4738    | 45,5362    | 45,5870    |
| Mechanical efficiency, %                         | $\eta_m$                | 94,2726    | 94,3814    | 94,5271    | 94,4506    | 94,4698    | 94,5410    | 94,4386    | 94,4615    | 94,5085    |
| Brake sfc, g/(kW*h)                              | $b_b$                   | 189,2105   | 188,3542   | 188,0578   | 186,2433   | 185,9181   | 185,8732   | 185,4017   | 185,1473   | 184,9410   |
| Gross indicated power, kW                        | $P_{i.g}$               | 5304,0732  | 5384,2796  | 5459,1269  | 5563,2026  | 5566,1963  | 5563,3137  | 5592,0423  | 5591,8783  | 5586,8742  |
| Net indicated power, kW                          | $P_{i.n}$               | 5318,1122  | 5434,7211  | 5576,7197  | 5500,3644  | 5525,6928  | 5590,5384  | 5487,7051  | 5513,9634  | 5561,2839  |
| Pumping strokes power, kW                        | $P_{pump}$              | 14,0390    | 50,4416    | 117,5928   | -62,8382   | -40,5035   | 27,2248    | -104,3372  | -77,9150   | -25,5904   |
| Gross mean indicated pressure, kPa               | $p_{i.g}$               | 2931,1440  | 2975,4677  | 3016,8300  | 3074,3444  | 3075,9988  | 3074,4058  | 3090,2819  | 3090,1912  | 3087,4259  |
| Net mean indicated pressure, kPa                 | $p_{i.n}$               | 2938,9022  | 3003,3428  | 3081,8142  | 3039,6187  | 3053,6157  | 3089,4508  | 3032,6229  | 3047,1338  | 3073,2841  |
| Indicated efficiency, %                          | $\eta_i$                | 47,2655    | 47,4256    | 47,4272    | 47,9280    | 48,0021    | 47,9775    | 48,1517    | 48,2061    | 48,2359    |
| Indicated sfc, g/(kW*h)                          | $b_i$                   | 178,3737   | 177,7714   | 177,7655   | 175,9079   | 175,6364   | 175,7264   | 175,0908   | 174,8930   | 174,7849   |
| Volumetric efficiency, %                         | $\eta_v$                | 88,7835    | 91,4276    | 94,1348    | 91,4996    | 93,0370    | 94,4780    | 91,4123    | 93,0125    | 94,3068    |
| Residual gases fraction, %                       | $\gamma_r$              | 0,9619     | 0,5630     | 0,1654     | 0,0630     | 0,0424     | 0,0175     | 0,0283     | 0,0244     | 0,0208     |
| Scavenging factor                                | $\varphi_a$             | 1,2913     | 1,2461     | 1,1968     | 1,3026     | 1,2555     | 1,2117     | 1,2968     | 1,2605     | 1,2104     |
| Maximum pressure p_z, kPa                        | $p_{max}$               | 20518,1441 | 20623,5830 | 20603,8713 | 20607,6733 | 20655,1321 | 20600,6005 | 20601,5963 | 20628,8424 | 20630,0069 |
| Maximum temperature T_z, deg. C                  | $t_{max}$               | 1581,7834  | 1584,2082  | 1578,8190  | 1574,7570  | 1577,3886  | 1576,5845  | 1574,1069  | 1576,3898  | 1578,0585  |
| Firing pressure p_c, kPa                         | $p_c$                   | 19176,5284 | 19129,3664 | 19128,5173 | 19214,1876 | 19192,1371 | 19162,4178 | 19222,6882 | 19201,5108 | 19173,4634 |
| Firing temperature T_c, deg. C                   | $t_c$                   | 1049,9254  | 1039,7290  | 1028,8972  | 1026,2420  | 1026,0545  | 1025,3077  | 1026,2939  | 1026,3408  | 1026,6660  |
| Exhaust opening pressure p_b, kPa                | $p_b$                   | 1962,7840  | 1973,2063  | 1993,3347  | 1709,9158  | 1706,3717  | 1706,2195  | 1524,7926  | 1521,8640  | 1518,8849  |
| Exhaust opening temperature T_b, deg. C          | $t_b$                   | 1272,9565  | 1270,4203  | 1270,3762  | 1223,5946  | 1222,2380  | 1223,1350  | 1189,7569  | 1188,8357  | 1188,6211  |
| Intake pressure p_int, kPa                       | $p_{int}$               | 99,0000    | 99,0000    | 99,0000    | 99,0000    | 99,0000    | 99,0000    | 99,0000    | 99,0000    | 99,0000    |
| Ambient temperature t_0, deg. C                  | $t_0$                   | 20,0000    | 20,0000    | 20,0000    | 20,0000    | 20,0000    | 20,0000    | 20,0000    | 20,0000    | 20,0000    |
| Outlet compressor pressure p_k, kPa              | $p_k$                   | 420,9077   | 420,6602   | 420,7215   | 420,7615   | 420,7994   | 420,7366   | 420,7934   | 420,7658   | 420,7364   |
| Outlet compressor temperature t_k, deg. C        | $t_k$                   | 196,6597   | 196,5870   | 196,8167   | 196,2828   | 196,2728   | 196,4899   | 196,3277   | 196,4861   | 196,4635   |
| Receiver average pressure p_s, kPa               | $p_s$                   | 416,4906   | 416,3025   | 416,4601   | 415,9889   | 416,2150   | 416,3343   | 416,0726   | 416,1485   | 416,3597   |
| Receiver average temperature t_s, deg. C         | $t_s$                   | 51,3845    | 51,3879    | 51,5109    | 51,0368    | 51,1931    | 51,3093    | 51,1018    | 51,1893    | 51,3663    |
| Exhaust manifold average pressure p_t, kPa       | $p_t$                   | 417,4868   | 396,7731   | 357,5380   | 436,3364   | 423,2693   | 384,6473   | 430,4550   | 415,1452   | 383,4688   |
| Exhaust manifold average temperature t_t, deg. C | $t_t$                   | 565,6056   | 569,8239   | 575,4523   | 563,5668   | 570,0358   | 573,0459   | 566,2908   | 567,0983   | 574,5573   |
| Pressure at the turbine outlet p_zt, kPa         | $p_{zt}$                | 108,8342   | 108,7155   | 108,5229   | 109,5452   | 109,1688   | 108,8048   | 109,4416   | 109,2347   | 108,7535   |
| Temperature at the turbine outlet t_zt, deg. C   | $t_{zt}$                | 365,5643   | 375,9840   | 395,9189   | 358,7439   | 367,4832   | 383,2116   | 362,4461   | 367,9071   | 384,7360   |
| Combustion start, c.a.d.                         | $\varphi_{comb, start}$ | 359,1000   | 359,1000   | 359,2000   | 359,2000   | 359,2000   | 359,2000   | 359,2000   | 359,2000   | 359,2000   |
| Duration of combustion, c.a.d.                   | $\varphi_{comb}$        | 132,3198   | 130,2844   | 130,7302   | 131,9472   | 130,9477   | 131,3479   | 132,1746   | 131,4698   | 131,0634   |
| Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.           | $dp/d\varphi_{max}$     | 566,1400   | 565,0965   | 565,2526   | 567,8600   | 567,2367   | 566,3890   | 568,1343   | 567,5222   | 566,7005   |
| Duration of injection, c.a.d.                    | $\varphi_{inj, dur}$    | 26,0000    | 26,0000    | 26,5000    | 26,9000    | 26,7000    | 26,8000    | 26,9500    | 26,8000    | 26,7000    |
| Injection start, c.a.d.                          | $\varphi_{inj, start}$  | 357,5000   | 357,5000   | 357,5000   | 357,5000   | 357,5000   | 357,5000   | 357,5000   | 357,5000   | 357,5000   |
| Sauter average droplet size, mcm                 | $d_{32}$                | 14,0326    | 13,9190    | 13,9204    | 13,9432    | 13,8990    | 13,9297    | 13,9517    | 13,9232    | 13,9133    |
| Ignition delay, c.a.d.                           | $\varphi_i$             | 1,5324     | 1,5666     | 1,6030     | 1,6084     | 1,6100     | 1,6138     | 1,6079     | 1,6086     | 1,6087     |

|                                                                              |                     |            |            |            |            |            |            |            |            |            |
|------------------------------------------------------------------------------|---------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| Average injection pressure, kPa                                              | $p_{inj}$           | 225,7558   | 230,6935   | 228,3819   | 225,5946   | 228,3397   | 226,7205   | 225,0379   | 226,8996   | 227,8384   |
| Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.                              | $\Phi_{wall}$       | 369,1467   | 369,0398   | 369,2455   | 369,4400   | 369,3196   | 369,3729   | 369,4675   | 369,3789   | 369,3204   |
| Relative fuel share injected during ignition delay, %                        | $\sigma_0$          | 0,0016     | 0,0016     | 0,0019     | 0,0018     | 0,0018     | 0,0018     | 0,0018     | 0,0018     | 0,0018     |
| Intake valves/ports mass flow, G_int, kg/s                                   | $G_{int}$           | 9,2580     | 9,1956     | 9,0935     | 9,6234     | 9,4318     | 9,2426     | 9,5710     | 9,4656     | 9,2157     |
| Exhaust valves/ports mass flow, G_exh, kg/s                                  | $G_{exh}$           | 9,2577     | 9,1958     | 9,0934     | 9,6234     | 9,4317     | 9,2430     | 9,5709     | 9,4655     | 9,2157     |
| Turbine mass flow, G_t, kg/s                                                 | $G_{turb}$          | 9,2683     | 9,2085     | 9,1047     | 9,6444     | 9,4503     | 9,2634     | 9,5811     | 9,4779     | 9,2291     |
| Cylinder head wall av, temperature, deg, C                                   | $t_{w, head}$       | 621,4838   | 620,3928   | 616,5470   | 614,3450   | 616,8128   | 617,5604   | 616,8442   | 618,5467   | 620,8162   |
| Piston wall av, temperature (firing side), deg, C                            | $t_{w, pist}$       | 636,0711   | 634,9461   | 631,0720   | 628,5257   | 631,0927   | 631,9817   | 631,0739   | 632,8593   | 635,2787   |
| Piston wall av, temperature (cooled side), deg, C                            | $t_{w, pist, cool}$ | 199,0942   | 198,8692   | 198,0944   | 197,5851   | 198,0985   | 198,2763   | 198,0948   | 198,4519   | 198,9357   |
| Cylinder liner wall av, temperature, deg, C                                  | $t_{w, liner}$      | 337,0572   | 333,7657   | 329,2859   | 341,5569   | 340,5565   | 338,1938   | 346,5006   | 345,5792   | 344,0557   |
| Reciever wall av, temperature, deg, C                                        | $t_{w, int}$        | 148,6566   | 148,6984   | 148,9578   | 148,3831   | 148,5665   | 148,7529   | 148,4633   | 148,5740   | 148,8157   |
| Exhaust manifold wall av, temperature, deg, C                                | $t_{w, exh}$        | 565,2078   | 569,5511   | 577,1316   | 568,7815   | 573,5761   | 575,5839   | 574,9778   | 575,5786   | 583,8390   |
| Incyylinder resulting temperature, deg, C                                    | $t_{result}$        | 735,7484   | 734,3350   | 730,2032   | 724,8108   | 728,2078   | 730,2642   | 727,7776   | 730,2556   | 733,9216   |
| Exhaust manifold resulting temperature, deg, C                               | $t_{exh, result}$   | 569,0537   | 573,2495   | 580,6816   | 572,9910   | 577,6617   | 579,4322   | 579,3960   | 579,8806   | 588,0518   |
| Incyylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m <sup>2</sup> *K)      | $\alpha_{m, gas}$   | 0,8768     | 0,8775     | 0,8735     | 0,8951     | 0,8917     | 0,8826     | 0,8955     | 0,8920     | 0,8847     |
| Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m <sup>2</sup> *K) | $\alpha_{m, exh}$   | 4,9044     | 5,1437     | 5,4390     | 4,5146     | 4,6954     | 5,0035     | 4,3553     | 4,4778     | 4,6465     |
| Turbine pressure drop ratio                                                  | $\Pi_{turb}$        | 3,8360     | 3,6496     | 3,2946     | 3,9832     | 3,8772     | 3,5352     | 3,9332     | 3,8005     | 3,5260     |
| Reffered compressor flow, kg/s                                               | $G_{cmpr, ref}$     | 8,8744     | 8,8146     | 8,7166     | 9,2246     | 9,0409     | 8,8596     | 9,1744     | 9,0733     | 8,8338     |
| Redused turbine flow, kg*s*K <sup>0.5</sup> /kPa                             | $G_{turb, red}$     | 0,6429     | 0,6738     | 0,7418     | 0,6394     | 0,6483     | 0,7006     | 0,6449     | 0,6618     | 0,7007     |
| Reffered compressor speed, rpm                                               | $n_{cmpr, ref}$     | 13271,3033 | 13261,1847 | 13241,0787 | 13299,6299 | 13321,1560 | 13264,3702 | 13287,1503 | 13262,5378 | 13263,9579 |
| Reduced turbine speed, rpm/K <sup>0.5</sup>                                  | $n_{turb, red}$     | 458,2430   | 456,7465   | 454,5391   | 459,7802   | 458,7544   | 455,9856   | 458,6029   | 457,5334   | 455,5648   |
| Actual compression ratio                                                     | $\epsilon_{act}$    | 14,8692    | 14,8692    | 14,8692    | 14,8692    | 14,8692    | 14,8692    | 14,8692    | 14,8692    | 14,8692    |
| Compressor power, kW                                                         | $P_{cmpr}$          | 1681,9316  | 1669,9094  | 1653,4992  | 1744,5772  | 1709,7382  | 1677,5160  | 1735,5274  | 1717,9437  | 1672,3716  |
| Turbine power in pulse flow, kW                                              | $P_{turb}$          | 1681,9048  | 1669,2836  | 1654,2067  | 1744,6756  | 1710,1810  | 1677,4517  | 1735,6527  | 1718,6693  | 1672,5437  |
| Compressor adiabatic efficiency, %                                           | $\eta_{cmpr, ad}$   | 82,7892    | 82,7823    | 82,6849    | 82,9419    | 82,9529    | 82,8405    | 82,9261    | 82,8471    | 82,8529    |
| Turbine efficiency in pulse flow, %                                          | $\eta_{e, t}$       | 59,6114    | 60,2964    | 64,2513    | 57,3079    | 57,4087    | 60,5256    | 56,7306    | 57,8857    | 59,9379    |
| Turbine pulse fuctor, %                                                      | $k_{pulse}$         | 0,8467     | 0,8728     | 0,9439     | 0,8256     | 0,8344     | 0,8908     | 0,8296     | 0,8499     | 0,8908     |
| Supercharger speed, rpm                                                      | $n_{cmpr}$          | 13118,9144 | 13108,9119 | 13089,0368 | 13146,9157 | 13168,1946 | 13112,0609 | 13134,5794 | 13110,2495 | 13111,6533 |
| Supercharger pressure increase ratio                                         | $\Pi_{cmpr}$        | 4,2516     | 4,2491     | 4,2497     | 4,2501     | 4,2505     | 4,2499     | 4,2504     | 4,2502     | 4,2499     |
| Relative turbine mass flow multiplier                                        | $MULT_{\mu G_t}$    | 1,0000     | 1,0000     | 1,0000     | 1,0000     | 1,0000     | 1,0000     | 1,0000     | 1,0000     | 1,0000     |
| Fuel burned released heat Q_fuel, kW                                         | $Q_{fuel}$          | 11077,4885 | 11202,7832 | 11362,4161 | 11455,4479 | 11446,2636 | 11439,1552 | 11463,6278 | 11450,7290 | 11429,8662 |
| Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW           | $Q_{w, ht}$         | 250,3816   | 247,6132   | 243,3423   | 254,6631   | 254,0892   | 252,5305   | 260,4057   | 259,6576   | 258,9330   |
| Friction heat rejected to cooling water, kW                                  | $Q_{w, fr}$         | 228,4420   | 229,0144   | 228,9074   | 228,9280   | 229,1857   | 228,8896   | 228,8951   | 229,0430   | 229,0493   |
| Total heat, rejected to cooling water Q_w, kW                                | $Q_w$               | 478,8236   | 476,6276   | 472,2497   | 483,5912   | 483,2749   | 481,4201   | 489,3007   | 488,7006   | 487,9823   |
| Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW                     | $Q_{oil, ht}$       | 63,8940    | 63,7895    | 63,2828    | 63,0801    | 63,3559    | 63,5620    | 63,3890    | 63,5021    | 63,8572    |
| Friction heat rejected to oil, kW                                            | $Q_{oil, fr}$       | 76,1473    | 76,3381    | 76,3025    | 76,3093    | 76,3952    | 76,2965    | 76,2984    | 76,3477    | 76,3498    |
| Total heat rejected to oil, Q_oil, kW                                        | $Q_{oil}$           | 140,0413   | 140,1276   | 139,5852   | 139,3894   | 139,7511   | 139,8586   | 139,6874   | 139,8497   | 140,2069   |
| Heat, rejected in charge air cooler Q_cac, kW                                | $Q_{CAC}$           | 1366,0558  | 1356,1321  | 1342,0781  | 1419,6146  | 1389,7619  | 1362,8700  | 1411,7050  | 1396,8528  | 1358,1150  |
| Exhaust gases heat, Qeg, kW                                                  | $Q_{EG}$            | 3726,1901  | 3810,1343  | 3968,4887  | 3810,8447  | 3826,1222  | 3914,9125  | 3827,6918  | 3845,8640  | 3920,5647  |

|                                          |           |            |            |            |            |            |            |            |            |            |
|------------------------------------------|-----------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| Exhaust manifold cooling, $Q_{exh}$ , kW | $Q_{exh}$ | 122,4879   | 125,0031   | 136,6574   | 125,1013   | 128,5679   | 135,6168   | 123,2699   | 136,2917   | 132,7843   |
| Reciever cooling, $Q_{res}$ , kW         | $Q_{res}$ | -68,6489   | -68,7167   | -68,7444   | -68,7605   | -68,7489   | -68,8596   | -68,7535   | -68,7455   | -68,8079   |
| Total heat, $Q_{sum}$ , kW               | $Q_{sum}$ | 10915,7705 | 11106,1099 | 11399,3133 | 11242,4286 | 11256,3387 | 11388,8898 | 11242,9200 | 11284,8771 | 11364,3459 |

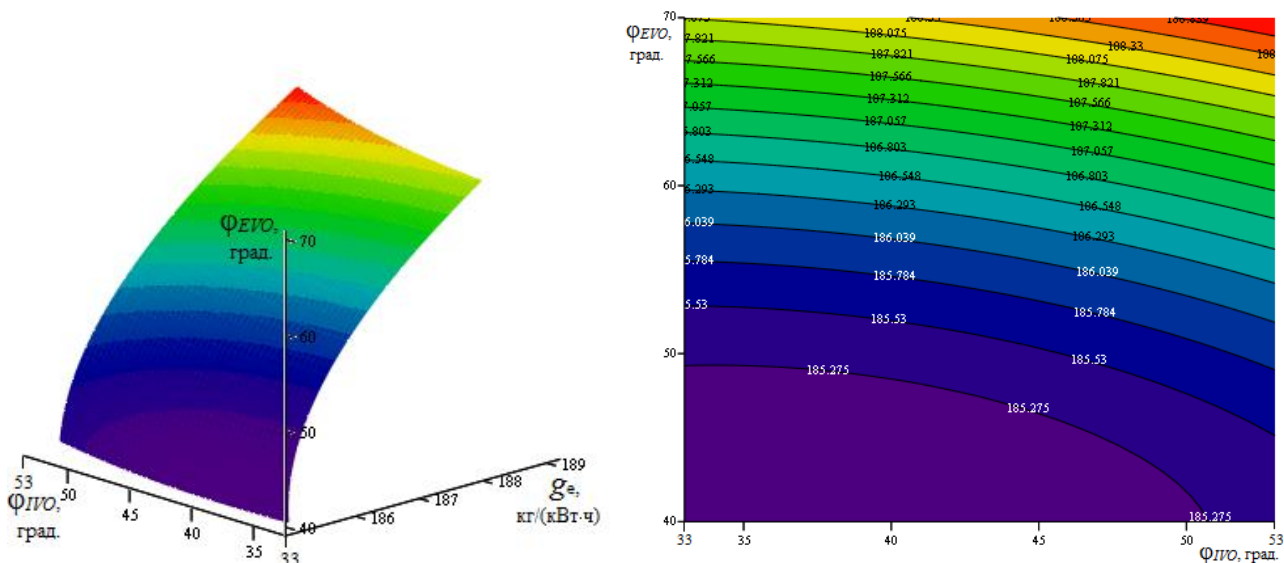
Таблиця 3.4 – Значення коефіцієнтів регресійних функцій

| Матриця А для $g_e$ | Матриця А для $N_e$ | Матриця А для $P_{pump}$ | Матриця А для $G$ |
|---------------------|---------------------|--------------------------|-------------------|
| 195,065869          | 4449,49568          | 420,26291                | 6,14208484        |
| -0,15770977         | -2,68844336         | -16,8918173              | 0,05855068        |
| -0,3479677          | 38,3349455          | -4,19430624              | 0,07071058        |
| 0,00115335          | -0,30768969         | -0,04134489              | -0,000318         |
| 0,00148063          | 0,14633667          | 0,17007432               | -0,00030288       |
| 3,74E-03            | -2,52E-01           | 9,37E-02                 | -5,90E-04         |



$$N_e(x, y) := a_1 + a_2 \cdot x + a_3 \cdot y + a_4 \cdot xy + a_5 \cdot x^2 + a_6 \cdot y^2$$

Рисунок 3.3 – Графік функції параметра  $N_e$  дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)



$$g_e(x, y) := a_1 + a_2 \cdot x + a_3 \cdot y + a_4 \cdot xy + a_5 \cdot x^2 + a_6 \cdot y^2$$

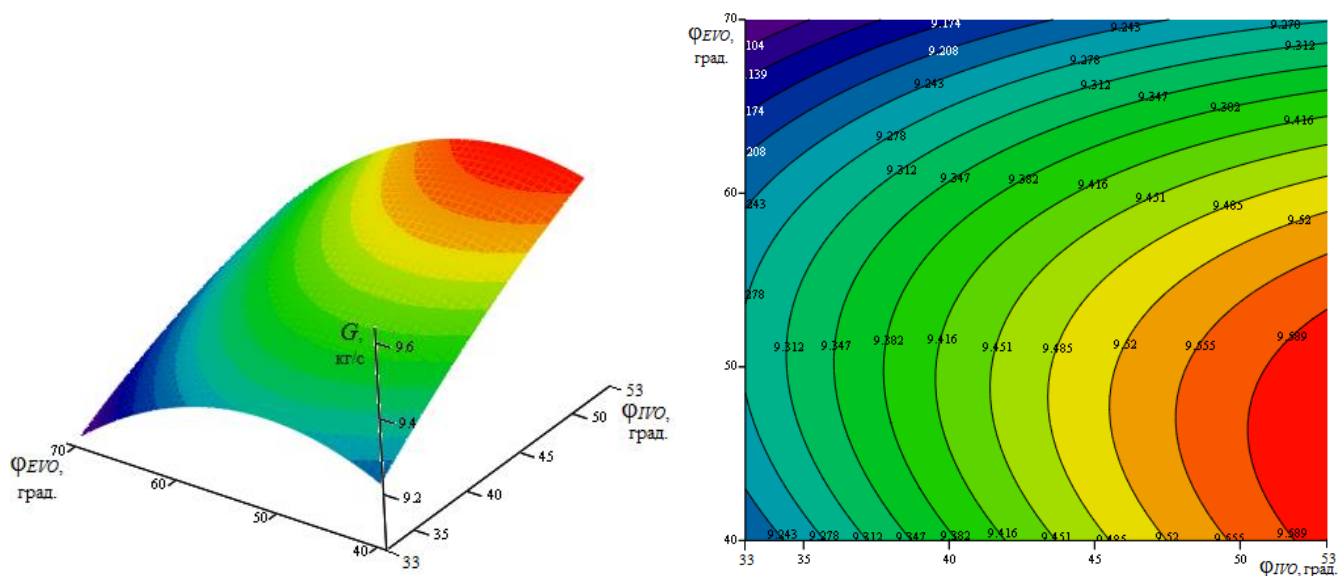
Рисунок 3.4 – Графік функції параметра  $g_e$  дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

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

KPM.142.6221м.25.14.03.ПЗ

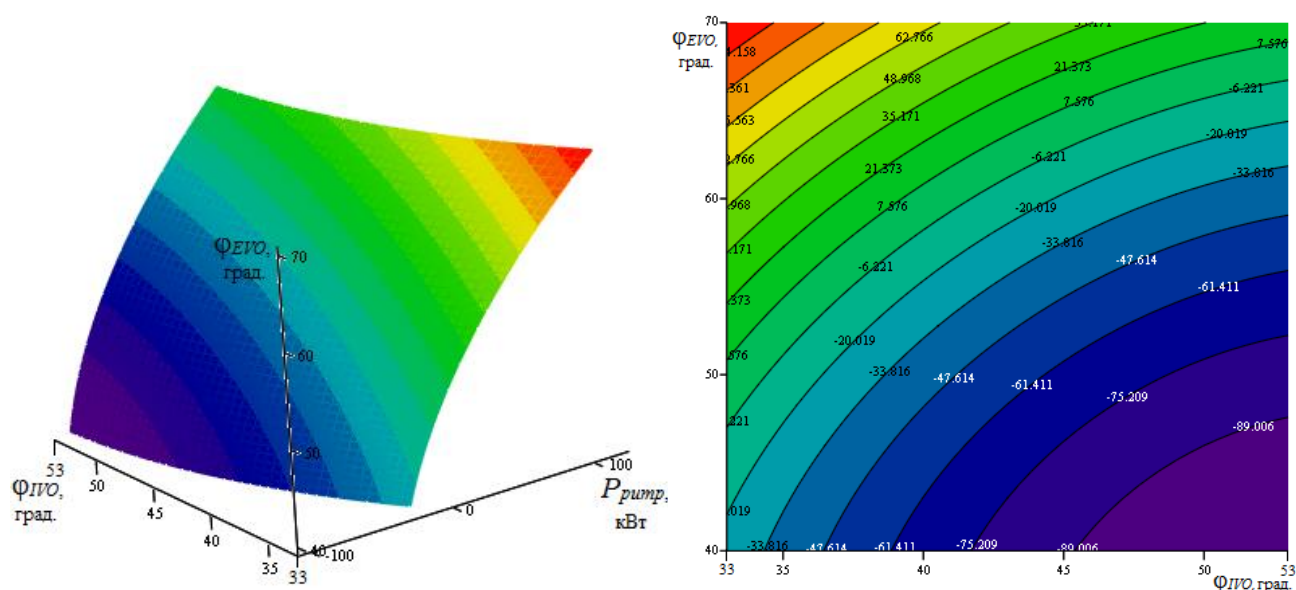
Аркуш

46



$$G(x, y) := a1 + a2 \cdot x + a3 \cdot y + a4 \cdot x \cdot y + a5 \cdot x^2 + a6 \cdot y^2$$

Рисунок 3.5 – Графік функції параметра  $G$  дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)



$$P_{rimp}(x, y) := a1 + a2 \cdot x + a3 \cdot y + a4 \cdot x \cdot y + a5 \cdot x^2 + a6 \cdot y^2$$

Рисунок 3.6 – Графік функції параметра  $P_{rimp}$  дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

Після побудови графік (рис. 3.3–3.6) функції параметрів  $N_e$ ,  $g_e$ ,  $G$  та  $P_{rimp}$  судового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) суміщаємо на одному полі (рис.3.7) для визначення шуканої точки оптимального поєднання кута відкриття впускного клапану  $\phi_{IVO}$  та кута відкриття випускного клапана  $\phi_{EVO}$ .



Таблиця 3.5 – Результати розрахунку оптимізованого робочого циклу суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

| № з.п. | Параметр                                 | Познач.          | Номинал              |
|--------|------------------------------------------|------------------|----------------------|
| 1      | Number of strokes                        | -                | Four-stroke          |
| 2      | Ignition type                            | -                | Compression-ignition |
| 3      | Combustion model                         | -                | combust_opt1         |
| 4      | Injections number                        | -                | injn_opt1            |
| 5      | Supercharging system                     | -                | sc_opt2              |
| 6      | Type of the supercharger                 | -                | sc1_opt2             |
| 7      | TMAP1 check                              | -                | checked              |
| 8      | TMAP1 name                               | -                | MAN TCA77            |
| 9      | del ro_cyl, %                            | $\delta p_{cyl}$ | 0,01507566769        |
| 10     | del ro_res, %                            | $\delta p_{res}$ | 0,00512366177        |
| 11     | del ro_exh, %                            | $\delta p_{exh}$ | 0,02853441705        |
| 12     | del Power_TC, %                          | $\delta P_{TC}$  | 0,00450915427        |
| 13     | del Pik, %                               | $\delta \Pi_k$   | 0,04810423696        |
| 14     | Number of iterations                     | $N_{it}$         | 14,000000000000      |
| 15     | Brake power, kW                          | $P_b$            | 5280,70340341692     |
| 16     | crank speed                              | $n_{crank}$      | 750,000000000000     |
| 17     | Air excess ratio                         | $\alpha$         | 2,004340000000       |
| 18     | Fuel mass per cycle, g                   | $q_f$            | 4,82674073243        |
| 19     | Friction power, kW                       | $P_{fr}$         | 305,80619018295      |
| 20     | Brake torque, N*m                        | $T_b$            | 67236,00397247980    |
| 21     | Brake mep, kPa                           | $p_b$            | 2918,22933908332     |
| 22     | Friction mep, kPa                        | $p_{fr}$         | 168,99502359624      |
| 23     | Brake efficiency, %                      | $\eta_b$         | 45,53013079828       |
| 24     | Mechanical efficiency, %                 | $\eta_m$         | 94,52598827480       |
| 25     | Brake sfc, g/(kW*h)                      | $b_b$            | 185,17217502182      |
| 26     | Gross indicated power, kW                | $P_{i.g}$        | 5587,07494788025     |
| 27     | Net indicated power, kW                  | $P_{i.n}$        | 5586,50959359986     |
| 28     | Pumping strokes power, kW                | $P_{pump}$       | -0,56535428038       |
| 29     | Gross mean indicated pressure, kPa       | $p_{i.g}$        | 3087,53678951401     |
| 30     | Net mean indicated pressure, kPa         | $p_{i.n}$        | 3087,22436267956     |
| 31     | Indicated efficiency, %                  | $\eta_i$         | 48,16678632962       |
| 32     | Indicated sfc, g/(kW*h)                  | $b_i$            | 175,03582844932      |
| 33     | Volumetric efficiency, %                 | $\eta_v$         | 94,38205709744       |
| 34     | Residual gases fraction, %               | $\gamma_r$       | 0,02000769691        |
| 35     | Scavenging factor                        | $\varphi_a$      | 1,21016033714        |
| 36     | Maximum pressure p_z, kPa                | $p_{max}$        | 20686,25589905890    |
| 37     | Maximum temperature T_z, deg, C          | $t_{max}$        | 1579,71077253843     |
| 38     | Firing pressure p_c, kPa                 | $p_c$            | 19178,95781296380    |
| 39     | Firing temperature T_c, deg, C           | $t_c$            | 1025,87506656288     |
| 40     | Exhaust oppening pressure p_b, kPa       | $p_b$            | 1619,97375603232     |
| 41     | Exhaust oppening temperature T_b, deg, C | $t_b$            | 1206,81286004369     |
| 42     | Intake pressure p_int, kPa               | $p_{int}$        | 99,000000000000      |

|    |                                                                              |                         |                   |
|----|------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|-------------------|
| 43 | Ambient temperature $t_0$ , deg, C                                           | $t_0$                   | 20,000000000000   |
| 44 | Outlet compressor pressure $p_k$ , kPa                                       | $p_k$                   | 420,95239857701   |
| 45 | Outlet compressor temperature $t_k$ , deg, C                                 | $t_k$                   | 196,52987332261   |
| 46 | Reciever average pressure $p_s$ , kPa                                        | $p_s$                   | 416,56562631220   |
| 47 | Reciever average temperature $t_s$ , deg, C                                  | $t_s$                   | 51,33604687315    |
| 48 | Exhaust manifold average pressure $p_t$ , kPa                                | $p_t$                   | 388,87147248300   |
| 49 | Exhaust manifold average temperature $t_t$ , deg, C                          | $t_t$                   | 572,25586947605   |
| 50 | Pressure at the turbine outlet $p_{zt}$ , kPa                                | $p_{zt}$                | 108,77354452962   |
| 51 | Temperature at the turbine outlet $t_{zt}$ , deg, C                          | $t_{zt}$                | 380,95135002476   |
| 52 | Combustion start, c.a.d.                                                     | $\varphi_{comb. start}$ | 359,200000000000  |
| 53 | Duration of combustion, c,a,d,                                               | $\varphi_{comb}$        | 130,34471239956   |
| 54 | Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.                                       | $dp/d\varphi_{max}$     | 566,87570331236   |
| 55 | Duration of injection, c.a.d.                                                | $\varphi_{inj. dur}$    | 26,600000000000   |
| 56 | Injection start, c.a.d.                                                      | $\varphi_{inj. start}$  | 357,500000000000  |
| 57 | Sauter average droplet size, mcm                                             | $d_{32}$                | 13,87080597916    |
| 58 | Ignition delay, c.a.d.                                                       | $\varphi_i$             | 1,61118694838     |
| 59 | Average injection pressure, kPa                                              | $p_{inj}$               | 230,08179005924   |
| 60 | Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.                              | $\varphi_{wall}$        | 369,24547700112   |
| 61 | Relative fuel share injected during ignition delay, %                        | $\sigma_0$              | 0,00185943069     |
| 62 | Intake valves/ports mass flow, G_int, kg/s                                   | $G_{int}$               | 9,22621929137     |
| 63 | Exhaust valves/ports mass flow, G_exh, kg/s                                  | $G_{exh}$               | 9,22654003536     |
| 64 | Turbine mass flow, G_t, kg/s                                                 | $G_{turb}$              | 9,24585710029     |
| 65 | Cylinder head wall av, temperature, deg, C                                   | $t_{w. head}$           | 620,07463518642   |
| 66 | Piston wall av, temperature (firing side), deg, C                            | $t_{w. pist}$           | 634,51454926964   |
| 67 | Piston wall av, temperature (cooled side), deg, C                            | $t_{w. pist. cool}$     | 198,78290985393   |
| 68 | Cylinder liner wall av, temperature, deg, C                                  | $t_{w. liner}$          | 340,84436181713   |
| 69 | Reciever wall av, temperature, deg, C                                        | $t_{w. int}$            | 148,78777382275   |
| 70 | Exhaust manifold wall av, temperature, deg, C                                | $t_{w. exh}$            | 577,95999500594   |
| 71 | Incyylinder resulting temperature, deg, C                                    | $t_{result}$            | 732,96706424374   |
| 72 | Exhaust manifold resulting temperature, deg, C                               | $t_{exh. result}$       | 582,02117248132   |
| 73 | Incyylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m <sup>2</sup> *K)      | $\alpha_{m. gas}$       | 0,88516101296     |
| 74 | Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m <sup>2</sup> *K) | $\alpha_{m. exh}$       | 4,76445114887     |
| 75 | Turbine pressure drop ratio                                                  | $\Pi_{turb}$            | 3,57505562740     |
| 76 | Reffered compressor flow, kg/s                                               | $G_{cmpr. ref}$         | 8,84390631082     |
| 77 | Redused turbine flow, kg/s*K <sup>0,5</sup> /kPa                             | $G_{turb. red}$         | 0,69131140485     |
| 78 | Reffered compressor speed, rpm                                               | $n_{cmpr. ref}$         | 13262,66031625080 |
| 79 | Reduced turbine speed, rpm/K <sup>0,5</sup>                                  | $n_{turb. red}$         | 456,13985192484   |
| 80 | Actual compression ratio                                                     | $\varepsilon_{act}$     | 14,86922139921    |
| 81 | Compressor power, kW                                                         | $P_{cmpr}$              | 1674,91906019729  |
| 82 | Turbine power in pulse flow, kW                                              | $P_{turb}$              | 1894,05111535374  |
| 83 | Compressor adiabatic efficiency, %                                           | $\eta_{cmpr. ad}$       | 1674,99458658448  |
| 84 | Turbine efficiency in pulse flow, %                                          | $\eta_{e.t}$            | 82,85742514562    |
| 85 | Turbine pulse fuctor, %                                                      | $k_{pulse}$             | 78,32982557023    |
| 86 | Supercharger speed, rpm                                                      | $n_{cmpr}$              | 60,00741525157    |

|     |                                                                    |                  |                   |
|-----|--------------------------------------------------------------------|------------------|-------------------|
| 87  | Supercharger pressure increase ratio                               | $\Pi_{cmpr}$     | 0,88434497517     |
| 88  | Relative turbine mass flow multiplier                              | $MULT_{\mu G_t}$ | 13110,37060402010 |
| 89  | Fuel burned released heat $Q_{fuel}$ , kW                          | $Q_{fuel}$       | 4,25204443007     |
| 90  | Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW | $Q_{w.}^{ht}$    | 6260,00000000000  |
| 91  | Friction heat rejected to cooling water, kW                        | $Q_{w.}^{fr}$    | 1,00000000000     |
| 92  | Total heat, rejected to cooling water $Q_w$ , kW                   | $Q_w$            | 11442,02097268420 |
| 93  | Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW           | $Q_{oil.}^{ht}$  | 256,41832238037   |
| 94  | Friction heat rejected to oil, kW                                  | $Q_{oil.}^{fr}$  | 229,35464263721   |
| 95  | Total heat rejected to oil, $Q_{oil}$ , kW                         | $Q_{oil}$        | 485,77296501758   |
| 96  | Heat, rejected in charge air cooler $Q_{cac}$ , kW                 | $Q_{CAC}$        | 64,20958907059    |
| 97  | Exhaust gases heat, $Q_{eg}$ , kW                                  | $Q_{EG}$         | 76,45154754574    |
| 98  | Exhaust manifold cooling, $Q_{exh}$ , kW                           | $Q_{exh}$        | 140,66113661633   |
| 99  | Reciever cooling, $Q_{res}$ , kW                                   | $Q_{res}$        | 1360,58190257075  |
| 100 | Total heat, $Q_{sum}$ , kW                                         | $Q_{sum}$        | 3885,76036064600  |

Порівняймо отримані значення з тими, що були одержані при розрахунку номінального режиму у другому розділі кваліфікаційної роботи – табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Порівняння показників роботи суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) до та після оптимізації

| № з.п. | Позначення | До оптимізації | Після оптимізації |
|--------|------------|----------------|-------------------|
| 1      | $N_e$      | 5220,111878    | 5280,703403       |
| 2      | $g_e$      | 185,9180549    | 185,172175        |
| 3      | $G$        | 9,431754766    | 9,226219291       |
| 4      | $P_{pump}$ | - 40,50354822  | -0,56535428       |
| 5      | $\eta_i$   | 48,00207193    | 48,16678633       |

Таким чином аналізуючи дані таблиці 3.6, отримані значення кутів відкриття клапанів дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) забезпечують кращі показники роботи двигуна, тому оптимальне поєднання досліджуваних факторів підтверджується перевірочним розрахунком (див. табл. 3.5).

Робоча точка роботи компресора змістилася в бік зменшення за витратою (див. рис. 3.8), оскільки витрата повітря двигуном зменшилася. Нижче також наводимо діаграми насосних ходів та теплового балансу дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) (рис. 3.9 та 3.10).

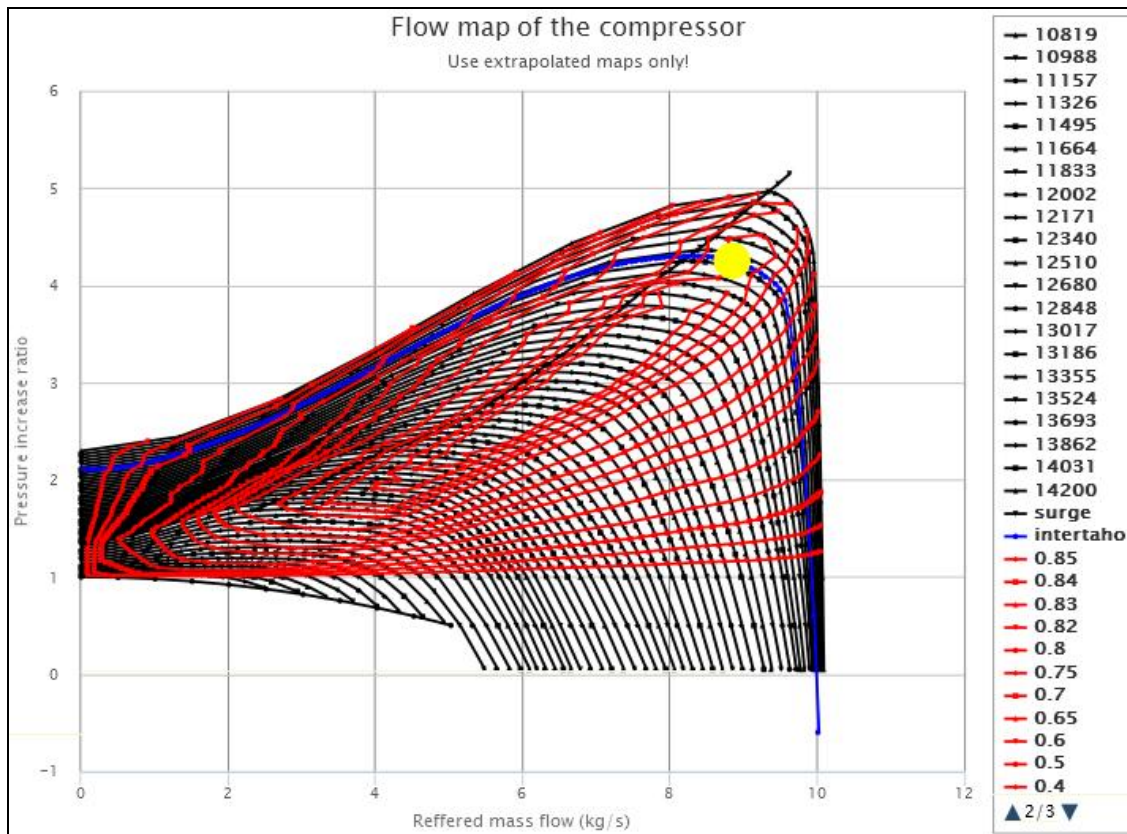


Рисунок 3.8 – Витратна характеристика компресора зі зміщеною робочою точкою при оптимальному режимі роботи дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

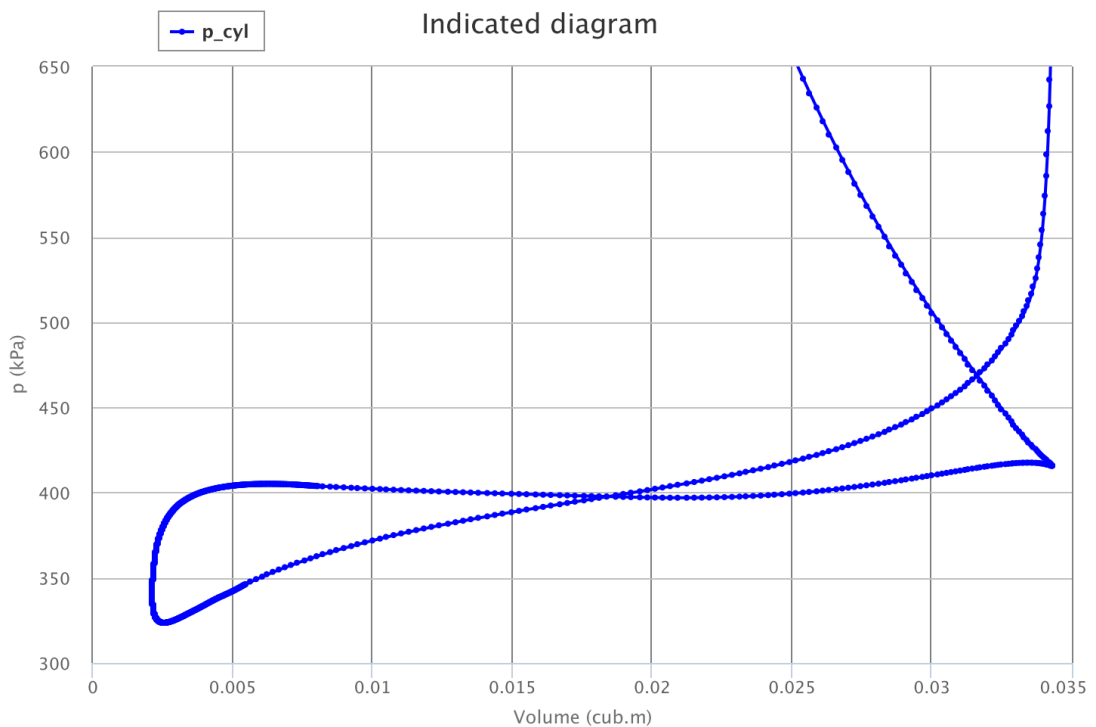


Рисунок 2.9 – Діаграма насосних ходів СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) після виконаної оптимізації

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

KPM.142.6221м.25.14.03.ПЗ

Аркуш

52

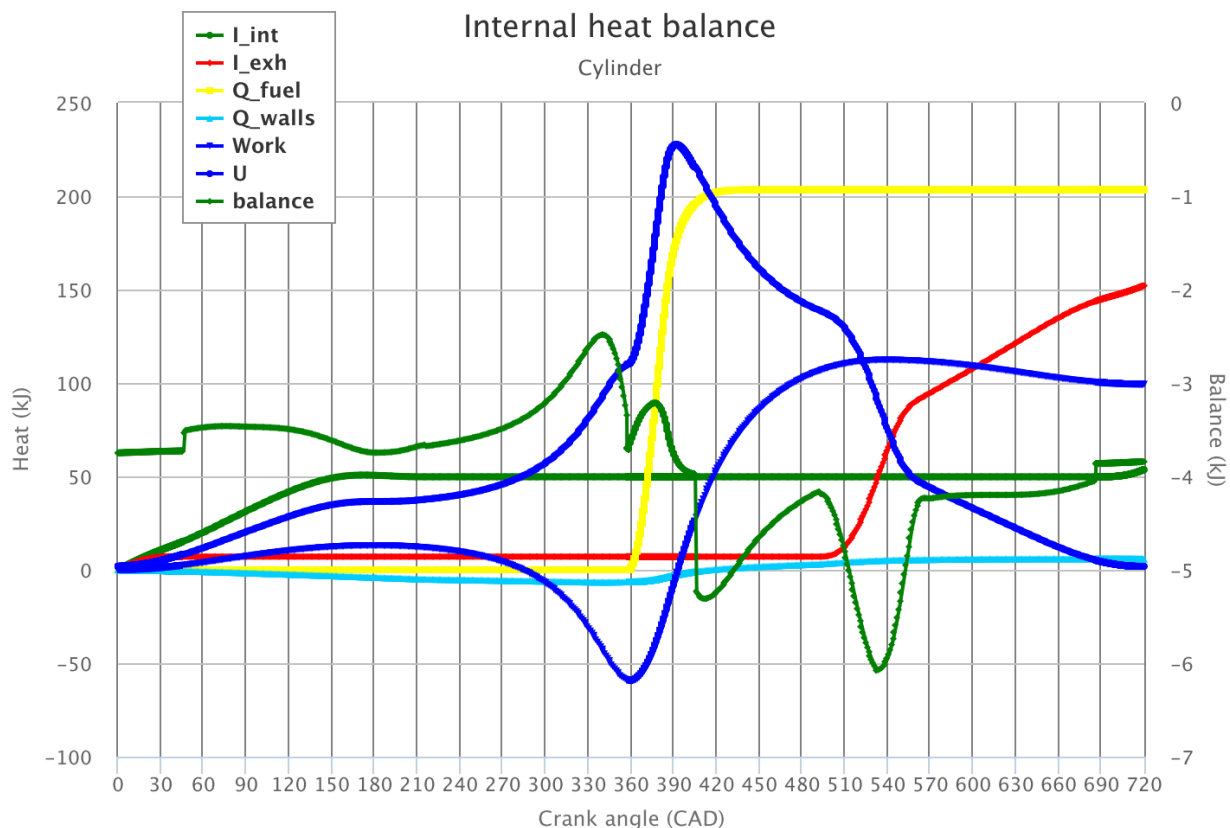


Рисунок 3.10 – Діаграма зміни внутрішнього теплового балансу в залежності від кута п.к.в. СОД Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) після виконаної оптимізації

### 3.4. Опис конструкції запропонованого турбокомпресора

Турбокомпресор фірми типу TCA33 – це турбокомпресор виробництва відомої фірми MAN Diesel&Turbo. Турбокомпресор TCA33, що наведено на рис. 3.11 має осьову турбіну, тобто потік відпрацьованих газів проходить в осьовому напрямку по відношенню до самого колеса турбіни.

На рис. 3.12 представлено компонування турбокомпресора типу TCA33 виробництва фірми MAN Diesel&Turbo з іншими елементами системи повітропостачання суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40). Таким чином запропонований турбокомпресор цілком і повністю підходить за компонуванням для даного суднового двигуна та може бути ефективно використаний для роботи в його складі.

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

KPM.142.6221м.25.14.03.ПЗ

Аркуш

53

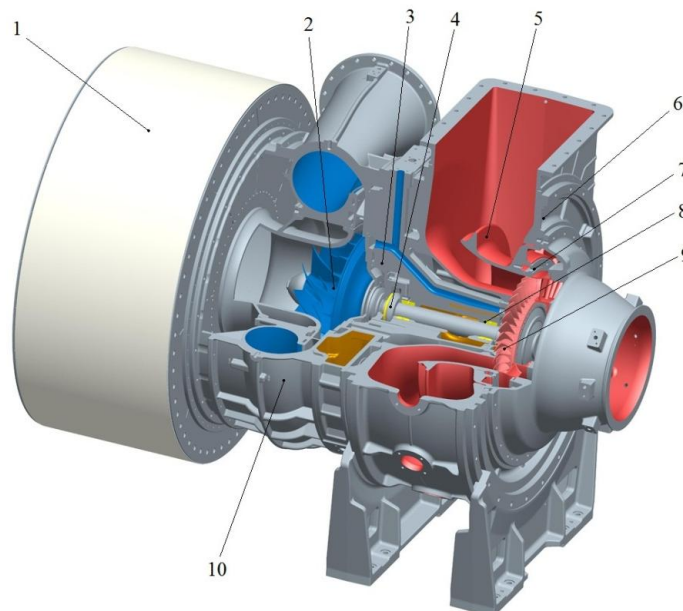


Рисунок 3.11 – Турбокомпресор типу TCA33 виробництва фірми MAN Diesel&Turbo:

1 – корпус з фільтром та глушником шуму; 2 – колесо компресора турбокомпресора; 3 – корпус приймальний; 4 – підшипник упорний ротора; 5 – випускний дифузор відпрацьованих газів; 6 – корпус турбіни турбокомпресора; 7 – кільце насадочне; 8 – підшипник ковзання ротора; 9 – колесо турбіни турбокомпресора; 10 – корпус компресора турбокомпресора

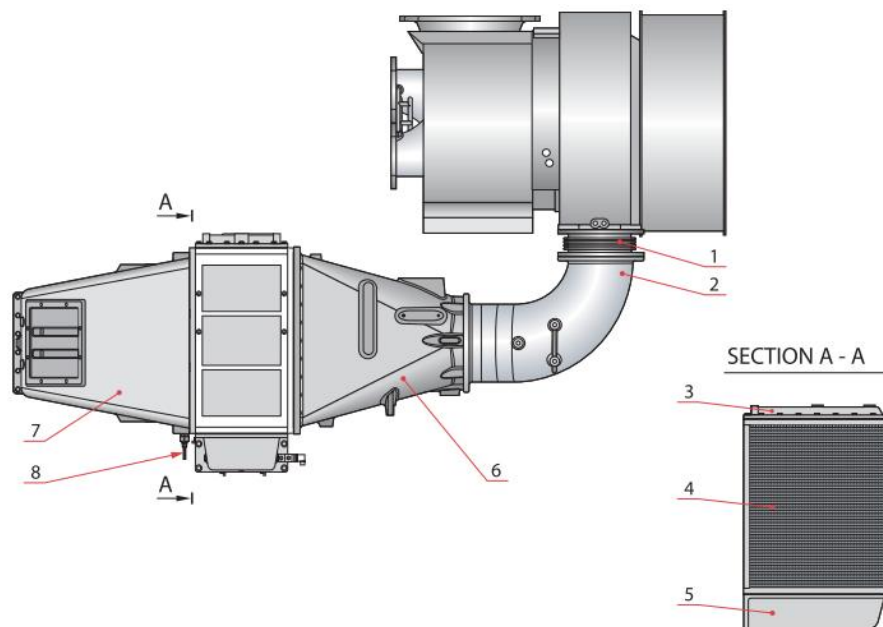


Рисунок 3.12 – Компановка системи наддуву повітря двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40:

1 – компенсатор; 2 – повітропровід; 3 – кришка охолоджувача наддувного повітря; 4 – охолоджувач наддувного повітря; 5 – бак водяний ОНП; 6 – дифузор вхідний; 7 – повітряна камера; 8 – трубка зливна

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

KPM.142.6221м.25.14.03.ПЗ

Аркуш

54

Особливостями турбокомпресорів серії TCA виробництва фірми MAN Diesel&Turbo є досить низький рівень шуму колеса компресора, вельми простий сервіс обслуговування, корпус підшипника не потребує додаткового охолодження, вільний та легкий доступ до упорного підшипника турбокомпресора. Окрім цього турбокомпресора серії TCA мають високу герметизацію повітряних каналів, масляних трубопроводів та вентиляційної системи, високоефективний запатентований фірмою MAN Diesel&Turbo вихлопний дифузор, а також оптимізований прохідний перетин корпусу самого компресора та досить великий термін служби соплового кільця. На рис. 3.13 представлено загальну схему системи змащування турбокомпресора типу TCA33 виробництва фірми MAN Diesel&Turbo.

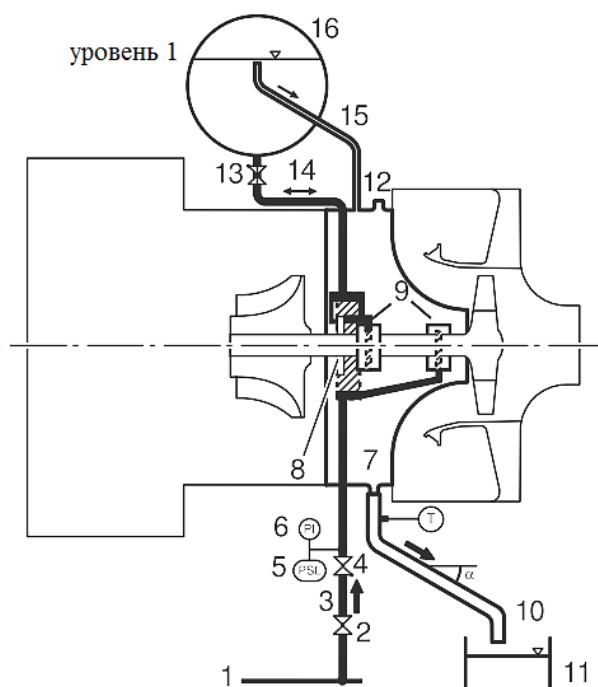


Рисунок 3.13 – Принципова схема змащення турбокомпресора TCA33 виробництва фірми MAN Diesel&Turbo:

1 – труба подачі змащувального масла; 2 – редукційний клапан тиску змащувального масла; 3 – підвідна трубка змащувального масла до турбокомпресора; 4 – клапан зворотний; 5 – регулятор тиску змащувального масла; 6 – манометр контролю тиску; 7 – корпус приймальний; 8 – підшипник упорний з диском; 9 – втулка підшипника ротора; 10 – труба дренажна масляна; 11 – бак зливний масляний; 12 – вентиляційний отвір; 13 – клапан зворотний; 14 – труба дренажна масляна; 15 – труба переливна масляна; 16 – бак гравітаційний

### 3.5. Висновки до розділу

У третьому розділі роботи розглянуто особливості процесу газообміну в чотиритактних двигунах внутрішнього згорання.

Виконано оптимізацію процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) за кутами відкриття впускного клапану  $\varphi_{IVO}$  та відкриття випускного клапану  $\varphi_{EVO}$ . Встановлено, що оптимальні значення кута відкриття впускного клапану становить  $\varphi_{IVO} = 33$  град. п.к.в., а кута відкриття випускного клапану  $\varphi_{EVO} = 49$  град. п.к.в. Визначенні значення кутів відкриття клапанів дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) забезпечують кращі показники роботи двигуна. Так ефективна потужність  $N_e$  двигуна 9L 32/40 збільшується на 60,6 кВт, питома ефективна витрата палива  $g_e$  зменшується на 0,746 кг/(кВт·год), потужності насосних ходів  $P_{pump}$  знижується на 39,938 кВт, а індикаторний ККД збільшується на 0,165 %.

|     |      |             |        |      |                           |       |
|-----|------|-------------|--------|------|---------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | КРМ.142.6221м.25.14.03.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                           | 56    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                           |       |

**РОЗДІЛ 4**  
**ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОВЕДЕННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОЦЕ-**  
**СУ ГАЗООБМІНУ СУДНОВОГО ДВИГУНА WARTSILA VASA 9L 32/40**  
**(9ЧН 32/40)**

**4.1. Техніко-економічне обґрунтування заходів з оптимізації процесу га-**  
**зообміну та переналаштування суднового дизеля Wartsila 9L32/40 (9ЧН 32/40)**

Техніко-економічне обґрунтування є ключовим етапом реалізації інноваційного проєкту, оскільки воно визначає його економічну доцільність, можливість упровадження та цінність для кінцевого споживача. Через різноманітність умов, які необхідно враховувати під час розроблення проєктів модернізації, техніко-економічні обґрунтування можуть суттєво відрізнятися як за структурою, так і за методологічними підходами до оцінювання. На формування змісту та методики проведення техніко-економічної оцінки (ТЕО) інноваційного проєкту впливають такі чинники:

- загальні принципи визначення необхідних витрат;
- галузеві особливості споживача та специфіка обраного технічного рішення;
- стан наявної інформаційної бази та можливість отримання достовірних технічних і цінових даних;
- вимоги споживачів до ТЕО та ключові показники інвестиційної ефективності, які вони використовують;
- обмеження, що виникають під час підготовки ТЕО та визначають доцільність пошуку додаткових важливих даних.

Основною метою техніко-економічного обґрунтування є підтвердження технічної здійсненності та економічної вигідності модернізації існуючого двигуна або створення нової його конструкції.

Під час підготовки обґрунтування модернізації необхідно враховувати сучасні світові науково-технічні досягнення, проаналізувати сильні та слабкі сторони аналогічних рішень і визначити заходи, які забезпечать технічні та економічні переваги нового чи оновленого двигуна.

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.04.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  | 57    |

Виконана оптимізація процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) за кутами відкриття впускного клапану  $\varphi_{IVO}$  та відкриття випускного клапану  $\varphi_{EVO}$  дала змогу досягти паливної економічності на рівні 0,746 г/(кВт·год), а також підвищення ефективної потужності на 60,6 кВт.

Зменшення питомої ефективної витрати палива та підвищення потужності позитивно вплине на експлуатаційні витрати під час роботи дизеля. Для визначення економічного ефекту та розрахунку терміну окупності проведення оптимізації та переналаштування двигуна проведено відповідні розрахунки (табл. 4.1 та 4.2).

Капітальні й експлуатаційні витрати розраховуються для двох варіантів – базового та оптимізованого за процесом газообміну (або проєктного). Під базовим варіантом розуміють двигун-прототип (Wartsila Vasa 9L 32/40 або за ДСТУ 9ЧН 32/40), а під покращеним – варіант, який розробляється в межах магістерської роботи.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні параметри базового та оптимізованого за процесом газообміну двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

| № з.п. | Найменування показника     | Позначення | Розмірність      | Базовий Wartsila 9L 32/40 | Покращений Wartsila 9L 32/40 |
|--------|----------------------------|------------|------------------|---------------------------|------------------------------|
| 1      | Потужність                 | $N_e$      | кВт              | 5220,1119                 | 5280,703403                  |
| 2      | Частота обертання          | $n$        | хв <sup>-1</sup> | 750                       | 750                          |
| 3      | Діаметр циліндра           | $D$        | м                | 0,32                      | 0,32                         |
| 4      | Хід поршня                 | $S$        | м                | 0,4                       | 0,4                          |
| 5      | Питома витрата палива      | $g_e$      | кг/кВт·год       | 0,1859181                 | 0,185172175                  |
| 6      | Механічний ккд             | $\eta_m$   | -                | 94,469817                 | 94,52598827                  |
| 7      | Питома витрата масла       | $g_m$      | кг/кВт·год       | 0,0005578                 | 0,000555517                  |
| 8      | Вага                       | $G$        | кг               | 47700                     | 47700                        |
| 9      | Габарити                   | $L$        | м                | 6,73                      | 6,73                         |
| 10     |                            | $B$        | м                | 2,305                     | 2,305                        |
| 11     |                            | $H$        | м                | 3,45                      | 3,45                         |
| 12     | Ціна двигуна               | $\Pi$      | грн              | 15289700                  | 15389700                     |
| 13     | Ціна палива                | $\Pi_p$    | грн/кВт·год      | 14,051946                 | 13,99557137                  |
| 14     | Ціна масла                 | $\Pi_m$    | грн/кг           | 29,5                      | 29,5                         |
| 15     | Час роботи за рік          | $t$        | год              | 4380                      | 4329                         |
| 16     | Число контрольних ремонтів | $\eta$     | -                | 1                         | 1                            |

|    |                                                            |                      |     |       |       |
|----|------------------------------------------------------------|----------------------|-----|-------|-------|
| 17 | Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах                | $\varepsilon_{\min}$ | —   | 1,1   | 1,1   |
| 18 | Коефіцієнт частини вартості роботи                         | b                    | —   | 0,05  | 0,05  |
| 19 | Коефіцієнт використання потужності                         | $K_{\Pi}$            | —   | 0,95  | 0,95  |
| 20 | Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту           | $K_{\kappa.p}$       | —   | 0,3   | 0,3   |
| 21 | Час безперервної роботи                                    | $t_{н.р}$            | год | 20    | 20    |
| 22 | Ресурс двигуна до першого перебирання                      | $t_{пер}$            | год | 12100 | 12100 |
| 23 | Ресурс двигуна до капітального ремонту                     | $t_{\kappa.p}$       | -   | 72000 | 71910 |
| 24 | Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності | E                    | кВт | 0,15  | 0,15  |

Таблиця 4.2 – Розрахунки економічної доцільності проведення оптимізації та переналаштування двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

| № з.п. | Найменування                         | Позначення           | Спосіб визначення                                                                           | Базовий Wartsila 9L 32/40 | Покращений Wartsila 9L 32/40 |
|--------|--------------------------------------|----------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|------------------------------|
| 1      | Річна продуктивність                 | $N$ , кВт·год в рік  | $N = K_{\Pi} \cdot N_{\varepsilon} \cdot t$                                                 | 21720885,52               | 21717156,78                  |
| 2      | Термін служби                        | $T$ , рік            | $T = \frac{t_{\kappa.p}}{t}$                                                                | 16,44                     | 16,61                        |
| 3      | Річні поточні витрати на паливо      | $З_{п}$ , грн        | $З_{п} = N \cdot Ц_{п} \cdot g_{\varepsilon}$                                               | 56746040,84               | 56281974,81                  |
| 4      | Річні поточні витрати на масло       | $З_{м}$ , грн        | $З_{м} = g_{м} \cdot N \cdot Ц_{м}$                                                         | 357389,9737               | 355895,0643                  |
| 5      | Річні витрати на поточний ремонт     | $З_{п.р}$ , грн      | $З_{п.р} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}$                                               | 276730,9339               | 275297,5674                  |
| 6      | Річні витрати на капітальний ремонт  | $З_{\kappa.р}$ , грн | $З_{\kappa.р} = \frac{K_{\kappa.р} \cdot t \cdot Ц}{t_{\kappa.р} \cdot \varepsilon_{\min}}$ | 253670,02                 | 252671,94                    |
| 7      | Річний економічний ефект у споживача | $U_1$ , грн          | $U_1 = З_{п} + З_{м} + З_{\kappa.р} + З_{п.р}$                                              | 57633831,77               | 57165839,39                  |
| 8      |                                      | $U_1^{16}$ , грн     | $U_1^{16} = \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\delta}$                          | 57623937,99               | —                            |

|    |                                                               |                                |                                                                                                                                                                                                                    |             |
|----|---------------------------------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| 9  | Річний економічний ефект у споживача від використання двигуна | $E_k$ , грн                    | $E_k = \left[ C_\varepsilon \cdot \frac{N_c}{N_\varepsilon} \cdot \left( \frac{\frac{1}{T_\varepsilon} + E_\varepsilon}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1s} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - C_c$ | 2122760,752 |
| 10 | Додаткові одноразові витрати на оптимізацію двигуна           | $\Delta K$ , грн               | —                                                                                                                                                                                                                  | 100000      |
| 11 | Річна економія при експлуатації оптимізованого двигуна        | $\Delta S$ , грн               | $\Delta S = U_1^{1s} - U_1^c$                                                                                                                                                                                      | 458098,6001 |
| 12 | Час окупності                                                 | $T_{\text{окуп}}$ , рік/місяць | $T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$                                                                                                                                                                      | 0,22/ 2,6   |

#### 4.2. Висновки до розділу

Виконана оптимізація процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 за кутами відкриття впускного та випускного клапанів дала змогу досягти паливної економічності, а також підвищення ефективної потужності, що у свою чергу дозволило знизити експлуатаційні витрати. У результаті отримано річну економію на рівні 458098,6001 грн, а капітальні витрати на оптимізацію та переналаштування двигуна окупляться вже за 2,6 місяці.

## РОЗДІЛ 5

### РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

#### 5.1. Основні вимоги з охорони праці на морських суднах та суднах внутрішнього водного транспорту

Норми та основні положення з охорони праці, що діють на морських суднах і суднах внутрішнього водного транспорту, поширюються на всіх осіб, які беруть участь у трудовій діяльності на борту. Зокрема, вони охоплюють судновласників, членів екіпажу, суднових медичних працівників, а також інших осіб, залучених до виконання службових або виробничих обов'язків на судні. Також ці правила стосуються представників промислових організацій, науковців, педагогічних працівників і курсантів навчальних закладів, що проходять практику під час рейсів.

Відповідно до встановлених вимог, судновласник зобов'язаний організувати розроблення, затвердження та впровадження інструкцій з охорони праці для всіх категорій персоналу, а також забезпечити наявність і доступність таких документів на кожному судні незалежно від його форми власності. На борту повинні бути в наявності:

- **повний комплект нормативних документів**, які регламентують вимоги з охорони праці відповідно до посадових обов'язків та характеру діяльності працівників;
- **обліково-звітна документація**, передбачена чинним законодавством (наприклад, журнали перевірки та випробування ручного й переносного електроінструменту, зварювального обладнання тощо);
- **документи з навчання та перевірки знань з охорони праці**, зокрема журнали реєстрації інструктажів, посвідчення встановленого зразка про проходження навчання та перевірку знань із безпеки праці, а також сертифікати про завершення курсів надання першої медичної допомоги відповідальними особами.

Усі роботи, що виконуються на морських і річкових суднах, мають здійснюватися виключно відповідно до чинних правил, інструкцій з охорони праці, вимог технічної експлуатації судна, а також інструкцій і рекомендацій підприємств-виробників обладнання, механізмів та пристроїв, установлених на борту. Крім того, персонал повинен керуватися технологічними картами й документами, які регламентують безпечну експлуатацію всіх технічних засобів судна.

З метою забезпечення належного технічного стану судна, підтримання його справності та особливо ефективної готовності систем і засобів, призначених для боротьби за живучість, а також для збереження індивідуальних і колективних засобів захисту екіпажу, технічного обладнання, інструментів, приладдя й супровідної документації, усе суднове майно та приміщення розподіляються між членами екіпажу відповідно до спеціального розпорядчого документа. Кожен член екіпажу повинен бути навчений безпечним методам обслуговування закріплених за ним механізмів, пристроїв і систем, що перебувають у його віданні.

Особа, призначена керівником для організації та контролю виконання робіт, зобов'язана забезпечити створення всіх необхідних умов для безпечної діяльності суднового персоналу. Зокрема, вона має:

- гарантувати дотримання всіх вимог безпеки під час виконання робіт;
- провести повний інструктаж щодо правил охорони праці та техніки безпеки;
- забезпечити достатнє та безпечне освітлення робочої зони згідно з чинними санітарними нормами;
- перевірити шляхом зовнішнього огляду стан палубного покриття й переконатися у його придатності для виконання робіт;
- проконтролювати правильність використання всіх пристосувань, інструментів і механізмів, перевірити їх технічну справність і безпечність;
- організувати розподіл персоналу відповідно до характеру, обсягу та складності робіт;
- усунути з робочої ділянки всіх осіб, які не задіяні у виконанні завдання;

- забезпечити своєчасне встановлення огорож та нанесення попереджувальних позначень у небезпечних місцях, особливо у темний період доби;
- обладнати місце проведення робіт необхідними знаками безпеки, а у разі їх тимчасової відсутності — призначити спостерігача, який попереджатиме інших членів екіпажу про можливу небезпеку.

Під час штормових умов у морі вихід членів екіпажу на відкриту палубу, їх пересування або виконання будь-яких робіт на ній дозволяється **виключно за наказом капітана судна**. У таких випадках пересування по палубі повинно здійснюватися **щонайменше двома особами**, при цьому кожен член групи має бути забезпечений **рятувальним жилетом, захисною каскою, запобіжним поясом зі страхувальним фалом і засобами зв'язку**.

Відчиняти люки, порти або інші отвори у фальшбортах, а також знімати лес-рні огорожі для проведення робіт дозволяється **лише після отримання дозволу від вахтового помічника капітана**. При цьому необхідно вжити **всіх заходів безпеки**, які унеможливають падіння людини за борт, зокрема встановити **попереджувальні знаки**. Після завершення робіт усі відкриті отвори мають бути **негайно закриті**, а демонтовані огорожі — **повернені на місце та надійно закріплені**.

Під час ремонту двигунів, допоміжних механізмів, електричного устаткування або будь-яких інших технічних систем судна **необхідно попередньо відключити їх від живлення**. На пускових пристроях у таких випадках вивішується **попереджувальна табличка** з написом «*Не вмикати – працюють люди*». Знімати її має право **лише особа, яка встановила цей знак**.

Під час відкривання вентилів, клапанів або кранів подачі пари чи гарячої води працівник повинен **знаходитися у безпечному місці**, звідки виключено потрапляння гарячого струменя або бризок на тіло.

Для локального освітлення робочих місць дозволяється використовувати **лише спеціальні переносні акумуляторні ліхтарі або світильники у вибухозахищеному виконанні з напругою не вище 12 В**. Такі джерела світла застосовуються у випадках:

|     |      |             |        |      |                           |       |
|-----|------|-------------|--------|------|---------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | KPM.142.6221м.25.14.05.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                           | 63    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                           |       |

- під час огляду, очищення або вимірювання рівня палива у паливних цистернах, що містять паливно-мастильні матеріали;
- у приміщеннях для зберігання лакофарбових речовин, балонів з горючими чи вибухонебезпечними газами під високим тиском;
- при розбиранні й огляді картерів дизелів, редукторів, компресорів високого тиску, холодильних установок, де можливе накопичення парів палива, масла або вибухонебезпечних газів;
- у вантажних та баластних танках, кофердамах, міждонному просторі та баластних цистернах судна.

Категорично **забороняється** відкривати або закривати вентиля, клинкету чи крани за допомогою ключів із подовженими ручками або з використанням будь-яких пристосувань для збільшення важеля.

У разі зняття огорож для проведення певних робіт обслуговуючий персонал зобов'язаний **вжити всіх необхідних заходів**, щоб уникнути **втрати або падіння кріпильних елементів**.

Запуск будь-яких механізмів або пристроїв на судні має здійснюватися **виключно згідно з інструкціями з експлуатації**, розробленими заводом-виробником. Перед пуском необхідно **попередити всіх осіб**, які перебувають поблизу, та **переконатися у відсутності сторонніх предметів** на самому механізмі чи в безпосередній близькості до нього.

Пуск головних дизелів судна, що супроводжується **обертанням гребних гвинтів**, під час стоянки у порту дозволяється **тільки після ретельного огляду акваторії за кормою та навколо судна**, щоб упевнитися у відсутності людей, маломірних плавзасобів або будь-яких перешкод.

Якщо під час перевірки чи підготовки до роботи виявлено **несправність запобіжних пристроїв або спрацювання системи сигналізації**, запуск двигунів чи механізмів **категорично забороняється**. У разі виявлення будь-яких несправностей під час експлуатації обладнання, роботу необхідно **негайно припинити**, а механізми — **зупинити до повного усунення дефектів**.

|     |      |             |        |      |                           |       |
|-----|------|-------------|--------|------|---------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | KPM.142.6221м.25.14.05.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                           | 64    |

Будь-які навіть незначні пошкодження корпусу, обладнання або елементів оснащення судна — такі як **виступаючі цвяхи, ослаблені кріплення, нерівності, дефекти палубного покриття** тощо — які можуть стати причиною **травм або падінь**, мають бути **усунені одразу після виявлення**.

Робочі місця екіпажу, усі **проходи, платформи та шляхи евакуації** повинні **завжди залишатися вільними** від сторонніх предметів, інструментів чи вантажів. У разі їх наявності вони мають бути **негайно прибрані**. Крім того, поверхні проходів необхідно **регулярно очищати від розлитих нафтопродуктів, мастил або інших речовин**, що створюють ризик ковзання, а в зимовий період — **від снігу та льоду**.

Плити настилу у машинно-котельному відділенні судна мають бути **надійно закріплені**, а всі технологічні вирізи й люки — **щільно закриті** для запобігання травмам та нещасним випадкам.

Категорично **забороняється знімати захисні ковпаки зі світильників** з метою підвищення рівня освітлення палуб або приміщень судна.

У місцях, де настил тимчасово демонтовано для виконання ремонтних чи інших робіт, необхідно **встановити надійні огорожі**, а в темний період доби — **забезпечити якісне освітлення**. Демонтовані листи настилу слід **розміщувати поруч із місцем проведення робіт**, закріпивши їх таким чином, щоб **запобігти випадковому зсуву чи падінню**.

Мерехтіння або слабе світіння ламп освітлення може свідчити про **несправність електропроводки чи обладнання**, що створює ризик **ураження електричним струмом** або навіть **пожежі**. Усі подібні дефекти повинні бути **оперативно виявлені та усунені кваліфікованим персоналом**.

**Вимоги охорони праці при виконанні робіт у машинно-котельному відділенні судна**

Роботи в машинно-котельному відділенні повинні виконуватись **під особистим контролем призначеної відповідальної особи командного складу**. Обслуговуючий персонал зобов'язаний бути **забезпеченим повним комплектом засобів індивідуального захисту**. На входних дверях до машинного відділення мають

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.05.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 65    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

бути **помітні знаки безпеки**, які зобов'язують екіпаж використовувати відповідні засоби захисту.

У машинно-котельному відділенні **категорично забороняється**:

- перебування сторонніх осіб без дозволу вахтового механіка та супроводу членів екіпажу;
- зберігання або використання легкозаймистих і вибухонебезпечних матеріалів;
- знімати засоби захисту органів слуху без дозволу відповідальної особи;
- виконувати будь-які роботи без належних засобів індивідуального захисту;
- самотійно, без дозволу вахтового, старшого чи головного механіка, **вимикати або вимикати механізми й обладнання**, що належать до енергетичної установки судна;
- зберігати в машинному відділенні сторонні предмети, не пов'язані з експлуатацією енергетичної системи;
- користуватися або експлуатувати **несправне обладнання**;
- працювати на механізмах із **пошкодженими контрольно-вимірювальними приладами, системами захисту чи сигналізації**;
- проводити **ремонт або обслуговування механізмів під час їх роботи**;
- **підтягувати різьбові з'єднання** на трубопроводах, ємностях чи інших елементах, що перебувають **під тиском**;
- залишати зняті частини двигунів або агрегатів **у підвішеному стані** на вантажопідіймальних пристроях.

Усі регламентні або позапланові ремонтні та технічні роботи на обладнанні суднової енергетичної установки повинні виконуватись **за наказом і під контролем відповідальної особи командного складу, з обов'язковим повідомленням старшого або головного механіка.**

Усі **рухомі частини механізмів** у машинному відділенні мають бути **надійно огорожені**. Демонтаж цих огорож під час роботи механізмів — **строго заборонений**. Це стосується, зокрема, **маховиків, муфт, фланцевих з'єднань валів та інших обертових елементів.**

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.05.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 66    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

Двері, люки та лази, що використовуються персоналом для входу або виходу, повинні **знаходитись у справному стані**, а шляхи до аварійних виходів, пожежного й рятувального обладнання — **завжди бути вільними від перешкод**.

Запасні частини, інструменти й обладнання слід **зберігати лише у визначених місцях і надійно закріплювати**, щоб запобігти їх переміщенню під час хита-виці.

Газовипускні системи дизелів, котлів, турбін і установок інертного газу мають бути **герметично ущільнені**, щоб **виключити потрапляння відпрацьованих газів** у машинне відділення та інші приміщення судна.

## **5.2. Розрахунок примусової механічної вентиляції**

Машинне відділення судна належить до найважливіших та водночас найбільш небезпечних технічних приміщень на борту. Саме тут зосереджене основне та допоміжне обладнання – двигуни, компресорні, електричні, паливні, гідравлічні й масляні системи, які під час роботи виділяють значну кількість тепла, випаровувань пального та мастил, а також продукти згоряння. Тому облаштування ефективної **примусової вентиляції** – це необхідна умова безпечної, стабільної та економічної експлуатації судна.

***Основні функції та причини необхідності примусової вентиляції машинного відділення:***

### ***1. Видалення надлишкового тепла.***

У процесі роботи силових агрегатів, турбін та іншого обладнання температура в машинному відділенні стрімко підвищується. Без ефективної циркуляції повітря це може призвести до перегріву механізмів, виходу їх з ладу або навіть виникнення пожежі.

### ***2. Забезпечення надходження свіжого повітря для двигунів.***

Двигуни внутрішнього згоряння потребують значної кількості кисню для якісного спалювання палива. Примусова вентиляція подає необхідний обсяг свіжого повітря, підтримуючи стабільну роботу силової установки та ефективність процесу згоряння.

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.05.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 67    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

### **3. Видалення шкідливих і вибухонебезпечних парів.**

У машинному відділенні можливе накопичення парів палива, мастил та інших летких речовин, які за відсутності вентиляції досягають небезпечних концентрацій. Система примусової вентиляції запобігає утворенню вибухонебезпечного середовища, забезпечуючи безпечні умови роботи.

### **4. Підтримання комфортних і безпечних умов для екіпажу.**

Персонал, що обслуговує машинне відділення, працює в складних температурних і шумових умовах. Вентиляція сприяє зниженню температури, усуває неприємні запахи та токсичні пари, забезпечуючи сприятливий мікроклімат і дотримання санітарно-гігієнічних норм.

### **5. Запобігання утворенню конденсату та корозії.**

Підтримання оптимального рівня вологості завдяки вентиляції зменшує ризик утворення конденсату на металевих поверхнях, що допомагає уникнути корозійних процесів і продовжує термін експлуатації обладнання.

### **6. Оперативне видалення диму та шкідливих газів у разі аварії.**

У ситуаціях пожежі або витоку газів система вентиляції дозволяє швидко вивести дим і токсичні продукти, що полегшує проведення аварійно-рятувальних робіт і знижує ризик ураження персоналу.

Отже, примусова вентиляція машинного відділення є запорукою:

- пожежної та вибухової безпеки судна;
- стабільної та ефективної роботи енергетичної установки;
- збереження здоров'я і безпеки екіпажу;
- продовження терміну служби суднового обладнання.

Несправність або відсутність системи вентиляції може стати причиною **перегріву, загоряння, отруєння персоналу чи навіть вибуху**, тому її справна робота є **обов'язковою вимогою міжнародних і національних норм безпеки мореплавства та охорони праці (SOLAS, IMO, Правила Регістру судноплавства тощо)**.

Розрахунок примусової механічної вентиляції у МВ зі встановленим у ньому двигуном Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) подано у табл. 5.1.

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.05.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 68    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

Таблиця 5.1 – Розрахунок примусової механічної вентиляції у МВ зі встановленим у ньому двигуном Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

| № з.п. | Параметр                                                                           | Позначення та розмірність           | Спосіб визначення                                                                                | Значення   |
|--------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 1.     | Коефіцієнт теплообміну між зовнішніми поверхнями дизеля та навколишнім середовищем | $\alpha$ , Дж/(м <sup>2</sup> ·с·К) | —                                                                                                | 10,000     |
| 2.     | Температура зовнішньої поверхні дизеля                                             | $t_{п.дв}$ , °С                     | —                                                                                                | 63,500     |
| 3.     | Температура навколишнього повітря у приміщенні МВ                                  | $t_{в}$ , °С                        | —                                                                                                | 29,500     |
| 4.     | Площа поверхні тепловіддачі від двигуна                                            | $F_{п.о.}$ , м <sup>2</sup>         | —                                                                                                | 135,26     |
| 5.     | Кількість тепла, що виділяється від дизеля                                         | $Q_{над}$ , кДж/год                 | $Q_{над} = \alpha \cdot (t_{п.дв} - t_{в}) \cdot F_{п.о.}$                                       | 45988,400  |
| 6.     | Величина нормованої температури повітря у робочій зоні                             | $t_{р.з}$ , °С                      | —                                                                                                | 28,000     |
| 7.     | Температурний градієнт за висотою приміщення МВ;                                   | $\Delta t$ , °С/м                   | —                                                                                                | 1,000      |
| 8.     | Відстань від підлоги МВ до центрів отворів витяжної системи вентиляції             | $h$ , м                             | —                                                                                                | 7,850      |
| 9.     | Температура потоку теплого повітря, що виходить з приміщення                       | $t_{уд}$ , °С                       | $t_{уд} = t_{р.з} + \Delta t \cdot (h - 2)$                                                      | 33,850     |
| 10.    | Температура свіжого потоку, що поступає                                            | $t_{пр}$ , °С                       | —                                                                                                | 27,50      |
| 11.    | Середня щільність повітря                                                          | $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>          | —                                                                                                | 1,200      |
| 12.    | Питома теплоємність повітря                                                        | $c$ , кДж/кг·К                      | —                                                                                                | 1,000      |
| 13.    | Повітрообмін у приміщенні МВ де розміщено дизель                                   | $L_m$ , м <sup>3</sup> /год         | $L_m = \frac{Q_{изб}}{c \cdot \rho \cdot (t_{уд} - t_{пр})}$                                     | 6035,220   |
| 14.    | Робочий тиск                                                                       | $P_{т.р}$ , Па                      | —                                                                                                | 425,500    |
| 15.    | Загальне значення місцевих опорів системи вентиляції                               | $P_{м.о}$ , Па                      | —                                                                                                | 680,500    |
| 16.    | Тиск вентилятора                                                                   | $P_{в}$ , Па                        | $P_{в} = 1,2 \cdot (P_{т.р} + P_{м.о})$                                                          | 1327,200   |
| 17.    | Марка обраного вентилятору                                                         | —                                   | стандартний відцентровий вентилятор                                                              | Ц4-30N8    |
| 18.    | ККД вентилятора                                                                    | $\eta_{в}$                          | за номограмами                                                                                   | 0,720      |
| 19.    | ККД передачі                                                                       | $\eta_{п}$                          | —                                                                                                | 0,955      |
| 20.    | Потужність вентилятора                                                             | $N_{в}$ , кВт                       | $N_{в} = \left( \frac{L_m \cdot P_{в}}{3,6 \cdot \eta_{в} \cdot \eta_{п}} \right) \cdot 10^{-6}$ | 3,23587199 |
| 21.    | Коефіцієнт, що враховує запасу потужності на привід                                | $k$                                 | —                                                                                                | 1,250      |
| 22.    | Потужність електродвигуна для приводу вентилятора                                  | $N_{уст}$ , кВт                     | $N_{уст} = N_{в} \cdot k$                                                                        | 4,045      |

### 5.3. Аналіз можливих способів зменшення емісії NO<sub>x</sub> з відпрацьованими газами двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40)

Компанія MAN провела експериментальну експлуатацію своїх середньообертових судових двигунів, оснащених системою селективного каталітичного відновлення (Selective Catalytic Reduction скорочено – SCR) відпрацьованих газів та технологією подачі зволоженого повітря в циліндри (Humid Air Motor скорочено – HAM).

Застосування цих інновацій компанією дозволило суттєво зменшити рівень викидів оксидів азоту (NO<sub>x</sub>) до показників, що відповідають вимогам стандарту Tier III Міжнародної морської організації (International Maritime Organization скорочено – IMO), який почав діяти з 2016 року для суден, що експлуатуються у прибережних екологічно контрольованих зонах.

Компанія продемонструвала глибоке розуміння проблем екологічної ефективності судових двигунів і досягла вагомого прогресу у підвищенні їх економічних та екологічних характеристик.

Запровадження норм Tier III Міжнародної морської організації у 2016 році зумовило необхідність впровадження нових технічних рішень, які забезпечують зменшення викидів оксидів азоту NO<sub>x</sub> на 80% у порівнянні з попереднім рівнем.

При використанні технології SCR відхідні гази змішуються з аміаком або сечовиною, після чого потрапляють до каталітичного нейтралізатора, де за температури 300–400 °C відбувається реакція, що дозволяє знизити вміст оксидів азоту NO<sub>x</sub> до 98%.

Метод базується на дозованому впорскуванні розчину сечовини у потік відпрацьованих газів перед входом у каталізатор. У результаті хімічної реакції оксиди азоту перетворюються на азот і воду.

Зменшенню токсичних складових у вихлопних газах також сприяє сучасна інженерна конструкція двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40), у якій передбачено такі технічні рішення:

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.05.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 70    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

- підвищений ступінь стиснення, що сприяє швидкому охолодженню після займання палива, знижуючи утворення оксидів азоту  $\text{NO}_x$  при деякому збільшенні питомої витрати палива;

- наближення фаз газорозподілу до циклу Міллера завдяки ранньому закриттю впускного клапана, що зменшує пікові температури згоряння і, відповідно, емісію оксидів азоту  $\text{NO}_x$ ;

- використання високопродуктивних турбокомпресорів із великим ступенем наддуву, що дозволяє оптимізувати баланс між зменшенням шкідливих викидів і підвищенням ефективності двигуна;

- коригування фаз газорозподілу з метою зменшення кута перекриття клапанів;

- гнучке керування системою подачі палива, яка дозволяє змінювати кут випередження упорскування, тривалість подачі та тиск, забезпечуючи оптимальну паливну економічність.

Виконана оптимізація процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) за кутами відкриття впускного клапана  $\varphi_{\text{IVO}}$  та відкриття випускного клапана  $\varphi_{\text{EVO}}$  дала змогу мінімізувати витрату палива, залишаючи SCR-системі функцію ефективного зниження  $\text{NO}_x$ .

Компанія Wärtsilä у своїх дослідженнях зазначає, що ефективність технології SCR обмежена робочим температурним діапазоном. Якщо температура занадто висока – аміак згорає, не вступаючи в реакцію з оксидами азоту, а при надто низькій – реакція відбувається повільно, що може призвести до утворення амонійних сульфатів, які пошкоджують каталітичний елемент.

Цих недоліків позбавлена технологія Humid Air Motor – подачі зволоженого повітря у циліндри, хоча її ефективність у зниженні  $\text{NO}_x$  дещо нижча. Суть цієї технології полягає у насиченні наддувного повітря парами морської води, що подається у турбокомпресор. У результаті знижується температура згоряння в циліндрах, що призводить до значного скорочення утворення оксидів азоту без використання додаткових реагентів.

#### 5.4. Висновки до розділу

У розділі розроблено вимоги з охорони праці на морських судах та судах внутрішнього водного транспорту. Здійснено розрахунок примусової механічної вентиляції у МВ зі встановленим у ньому двигуном Wartsila Vasa 9L 32/40. Виконано аналіз можливих способів зменшення емісії оксидів азоту  $\text{NO}_x$  з відпрацьованими газами двигуна типу 9ЧН 32/40 (Wartsila 9L 32/40).

|     |      |             |        |      |                                  |       |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | <i>KPM.142.6221м.25.14.05.ПЗ</i> | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                                  | 72    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                                  |       |

## ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Кваліфікаційна робота на тему: *«Підвищення ефективності суднового двигуна шляхом оптимізації процесу газообміну»* має усі рекомендовані розділи та креслення.

У першому розділі розглянуто основні технічні характеристики і конструкція суднового двигуна Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40).

У другому розділі виконано розрахунок робочого циклу на режимі номінального навантаження середньообертового двигуна Wartsila 9L 32/40 з використанням програми розрахунку Blitz-PRO. Отримано усі необхідні параметри та показники роботи дизеля, а також побудовано основні діаграми.

У третьому розділі розглянуто особливості процесу газообміну в чотиритактних двигунах внутрішнього згоряння. Виконано оптимізацію процесу газообміну суднового дизеля 9L32/40 фірми Wartsila за кутами відкриття впускного клапану  $\varphi_{IVO}$  та відкриття випускного клапана  $\varphi_{EVO}$ . Встановлено, що оптимальні значення кута відкриття впускного клапана становить  $\varphi_{IVO} = 33$  град. п.к.в., а кута відкриття випускного клапана  $\varphi_{EVO} = 49$  град. п.к.в. Встановлені значення кутів відкриття клапанів забезпечують збільшення ефективної потужності двигуна на 60,60 кВт, зменшення питомої ефективної витрати палива на 0,746 кг/(кВт·год), зниження потужності насосних ходів на 39,938 кВт, а також збільшення індикаторного ККД на 0,165 %.

У четвертому розділі встановлено, що оптимізація процесу газообміну суднового дизеля Wartsila Vasa 9L 32/40 (9ЧН 32/40) дозволяє забезпечити річну економію коштів на рівні 458098,6001 грн, а капітальні витрати на оптимізацію та переналаштування двигуна окупляться вже за 2,6 місяці.

У п'ятому розділі розроблено вимоги з охорони праці на морських суднах та суднах внутрішнього водного транспорту. Здійснено розрахунок примусової механічної вентиляції у МВ зі встановленим у ньому двигуном Wartsila Vasa 9L 32/40. Виконано аналіз можливих способів зменшення емісії оксидів азоту  $NO_x$  з відпрацьованими газами.

|    |      |          |        |      |                           |      |
|----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|    |      |          |        |      | КРМ.142.6221м.25.14.00.ПЗ | Лист |
|    |      |          |        |      |                           | 73   |
| Зм | Лист | № докум. | 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. Конструктивні вузли та системи суднових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
3. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
4. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930. ISBN 0-07-100499-8
5. Optimization of Marine Two- Stroke Diesel Engine Based on Air Intake Composition and Temperature Control /He X., Tan Q., Wu Y., Wei C. Atmosphere 2022, 13(2), 355, P 1-13. <https://doi.org/10.3390/atmos13020355>
6. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.
7. Theotokatos G., Stoumpos S. Multiobjective Optimisation of a Marine Dual Fuel Engine Equipped with Exhaust Gas Recirculation and Air Bypass Systems/ Energies 2020, 13(19), 5021, P 1-20. <https://doi.org/10.3390/en13195021>
8. Ji, W.; Li, A.; Lu, X.; Huang, Z.; Zhu, L. Numerical Study on NO<sub>x</sub> and Isfc Co-Optimization for a Low-Speed Two-Stroke Engine via Miller Cycle, EGR, Intake Air Humidification, and Injection Strategy Implementation. Appl. Therm. Eng. 2019, 153, 398–408.
9. Lalic, B.; Radica, G.; Racic, N. Analysis of exhaust gas emission in the marine two-stroke slow-speed diesel engine. Brodogradnja 2016, 67, 17–35.
10. Koenig, D. Global and regional approaches to ship air emissions regulation: The international maritime organization and the European Union. MARTINUS NIJHOFF 2013, 31, 317–336.

|    |      |          |        |      |                           |      |
|----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|    |      |          |        |      | КРМ.142.6221м.25.14.00.ПЗ | Лист |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                           | 74   |

11. Li, B.; Gao, H.T. Numerical study on NO<sub>x</sub> emission reduction mechanism of HCCI marine diesel engine for IMO Tier III emission limits. Int. J. Marit. ?g. 2017, 159, 139–148.

12. Zhang, Z.; Zhao, C.; Wang, Y.; Sun, Y.; Zheng, Z. Effects of Intake Air Humidification on Combustion and Emissions in a Marine Diesel Engine. J. Combust. Sci. Technol. 2017, 23, 436–442.

13. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».

14. <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin>

|    |      |          |        |      |                                  |      |
|----|------|----------|--------|------|----------------------------------|------|
|    |      |          |        |      | <i>КРМ.142.6221м.25.14.00.ПЗ</i> | Лист |
|    |      |          |        |      |                                  | 75   |
| Зм | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                                  |      |