

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова**  
**Первомайський навчально-науковий інститут**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»  
Завідувач кафедри

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 р.

***КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА***  
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

**на тему:** Використання диметилового ефіру у якості альтернативного палива  
для двигуна генератора MAN 8L51/60DF

Виконав:  
студент групи 61-ТЕМмаг-22з  
\_\_\_\_\_ ***Захарчук Д.Р***  
(підпис)

Керівник роботи:  
канд. техн. наук  
(посада, науковий ступень, вчене звання)  
\_\_\_\_\_ ***Галинкін Ю.М.***  
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

## **Анотація**

Представлений дипломний проект містить у собі 77 сторінок, 44 рисунки, 6 таблиць. При підготовці проекту було використано 12 джерел інформації.

У проекті розглянута можливість використання запальної дози диметилового ефіру у газодизельному двигуні. Розглянуто вплив диметилового ефіру на екологічні показники двигуна, розраховано робочий процес, модернізовано паливну систему двигуна.

*Ключові слова:* двигун внутрішнього згоряння, диметиловий ефір, паливо, викиди

## **Abstract**

The presented degree project contains 77 pages, 44 drawing, 6 tables. By preparation 12 sources of the information have been used.

The project examined the use of incendiary doses of dimethyl ether gas-diesel engine. The effect of dimethyl ether on environmental indicators, designed workflow, upgraded fuel system of the engine.

*Keywords:* internal combustion engines, dimethyl ether, fuel, emissions

## ЗМІСТ

|                                                                                                                                 |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП .....                                                                                                                     | 4  |
| РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ<br>УСТАНОВКИ .....                                                      | 6  |
| 1.1 Призначення і конструктивний тип судна.....                                                                                 | 6  |
| 1.2 Склад енергетичної установки.....                                                                                           | 8  |
| 1.3 Опис конструкції двигуна генератора.....                                                                                    | 8  |
| РОЗДІЛ 2. МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ<br>ВИКОРИСТАННЯ диметилового ефіру.....                                             | 35 |
| 2.1 Робочий процес газодизеля .....                                                                                             | 35 |
| 2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна .....                                                                                     | 38 |
| РОЗДІЛ 3. Особливості використання диметилового ефіру у якості палива .                                                         | 47 |
| 3.1 Фізико - хімічні властивості диметилового ефіру .....                                                                       | 47 |
| 3.2 Розпилювання, займання і згорання диметилового ефіру .....                                                                  | 50 |
| 3.3 Особливості паливної апаратури та паливоподачі диметилового ефіру в<br>газодизельних двигунах.....                          | 55 |
| 3.4 Модернізація паливної системи для використання диметилового ефіру<br>у якості запальної дози палива.....                    | 61 |
| 3.5 Проектування і розрахунок форсунки для подачі запальної дози<br>диметилового ефіру (перевірочний розрахунок форсунки) ..... | 63 |
| РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ<br>СИТУАЦІЯХ .....                                                            | 69 |
| 4.1 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту суднових<br>технічних засобів.....                              | 69 |
| 4.2 Дії екіпажу в надзвичайних ситуаціях .....                                                                                  | 71 |
| ВИСНОВКИ.....                                                                                                                   | 75 |
| СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....                                                                                                          | 76 |

|           |                 |          |        |      |                                                                                                      |              |      |        |
|-----------|-----------------|----------|--------|------|------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|------|--------|
|           |                 |          |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ                                                                             |              |      |        |
| Вим..     | Арк.            | № докум. | Підпис | Дата |                                                                                                      |              |      |        |
| Розроб.   | Захарчук Д.Р.   |          |        |      | Використання диметилового ефіру у якості альтернативного палива для двигуна генератора MAN 8L51/60DF | Лит.         | Лист | Листов |
| Перевір.  | Галинкін Ю.М.   |          |        |      |                                                                                                      |              | 3    | 77     |
|           |                 |          |        |      |                                                                                                      | 61-ТЕМмаг22з |      |        |
| Н. Контр. | Галинкін Ю.М.   |          |        |      |                                                                                                      |              |      |        |
| Затв      | Нестеренко В.В. |          |        |      |                                                                                                      |              |      |        |

## ВСТУП

Постійне зростання вимог до екологічних показників роботи дизельних установок з одного боку і підвищення вартості палив з іншого, змушують розробників двигунів внутрішнього згоряння шукати нетрадиційні підходи до вирішення проблеми скорочення шкідливих викидів і зниження експлуатаційних витрат на паливо.

Дефіцит рідкого нафтового моторного палива, а також високий рівень забруднення повітря його продуктами викликали необхідність пошуку альтернативних палив. Економічно виправданим таким альтернативним паливом в даний час визнано газове паливо, яке можна застосовувати в якості моторного палива без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу – промислової підготовки. Ресурси газового моторного палива набагато перекривають ресурси рідкого палива. За своїми властивостями газове моторне паливо перевершує нафтові палива. При застосуванні його в двигунах забезпечуються високі техніко-економічні показники таких машин, так як газ має хороші антидетонаційні якості, сприятливі умови сумішоутворення і широкі межі займання в суміші з повітрям.

При експлуатації середньообертових газових двигунів високої ефективності вдається досягнути завдяки використанню газодизельного робочого циклу. Однак це не дозволяє відмовитись від нафтових палив повністю, оскільки в циліндр необхідно впорскувати запальну дозу рідкого палива.

Альтернативою дизельному паливу (ДП) в такому двигуні можуть бути палива рослинного походження, до яких відноситься диметилловий ефір, використання якого, як палива для дизелів, в останні роки привертає все більше уваги. Цей інтерес викликаний не тільки необхідністю заміни традиційних нафтових палив альтернативними, але і можливістю істотного поліпшення показників токсичності вихлопних газів, деякі з показників

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

насилу піддаються кардинальному поліпшенню при роботі дизеля на дизельних паливах.

У численних дослідженнях проведено порівняння диметилового ефіру (ДМЕ) з іншими моторними паливами, вивчено його фізикохімічні властивості, процеси подачі, розпилювання і згоряння. Проведені безмоторні дослідження систем подачі ДМЕ в дизель, експериментальні дослідження дизелів на ДМЕ і його сумішах з іншими паливами - рідкими (дизельне паливо, синтетичні палива, спирти, масла) і газоподібними (природний газ, синтез - газ). Оцінені екологічні властивості дизелів, що працюють на ДМЕ.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          |       |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

## РОЗДІЛ 1

### ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

#### 1.1 Призначення і конструктивний тип судна

Судно Castillo De Santisteban побудовано компанією STX Offshore & Shipbuilding в серпні 2007. Особливістю судна є наявність транспортних резервуарів мембранного типу, які має величезні розміри. Данні резервуари прийнятий системою Gaz Transport & Technigaz (GTT), мембрани № 93E2 [1].

Корпус Castillo De Santisteban розділений на чотири вантажних резервуара водонепроникними перегородками, які побудовані між вантажними резервуарами і складаються із п'яти пар водних баластних відсіків у просторі під палубою і по боках.

Судно оснащено спеціалізованими системами управління і вимірювальними системами, призначене для перевезення промислового зрідженого газу у чотирьох мембранних вантажних резервуарах при температурі близько  $-163^{\circ}\text{C}$  і абсолютному тиску 106 кПа. Газ, що транспортується, зберігається в резервуарах, які покриті спеціальним покриттям.

Судно оснащено навігаційною централізованою системою управління, завдяки чому навігацією і маневруванням судна може керувати одна людина, при нормальних умовах, при наявності відповідної вахти. Бюро Верітас (BV) класифікувало судна такого типу класом каталогу SYS-NEQ. Примітка включає певні вимоги для запобігання нещасних випадків.

Також судно оснащено носовими балансними цистернами, об'ємом  $3300\text{ м}^3$ , баластні насоси встановленні у подвійному дні.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 6     |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |



Рисунок 1.1 – Загальний вид судна Castillo De Santisteban

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 7     |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

## 1.2 Склад енергетичної установки

Енергетична установка складається з чотирьох головних двохпаливних дизель-генераторів і електродвигуна з редуктором, що обертає єдиний гвинт через головну передачу.

Рухова установка – двохпаливний дизель, який працює на генератор, призначений для роботи на газі та газових випарках. Автоматична генераторна установка використовує весь доступний газ, включаючи отриманий за рахунок випаровування транспортованого газу, і перетворює енергію такого газу в ефективну потужність, брак ефективної потужності компенсується додатковою кількістю газу.

Електричні генератори складаються з чотирьох машин MAN 8L51/60DF, що працюють на генератори, один турбогенератор, який здійснює електроживлення, використовуючи тепло відпрацьованих газів, завдяки чому досягається економія палива до п'яти відсотків, і один резервний дизельний генератор.

## 1.3 Опис конструкції двигуна генератора

Газовий двигун MAN 8L51/60DF потужністю 8000 кВт та 514 хв<sup>-1</sup>, розроблений для використання у складі електростанції, що забезпечує електричною енергією промислових та побутових споживачів, які розташовані далеко від централізованої мережі електропостачання. У якості палива у штатних умовах експлуатації використовується газ метан [2].

Загальна конструкція двигуна (переріз) представлена на рис.1.2, а загальний вигляд – на рис.1.3.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 8     |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

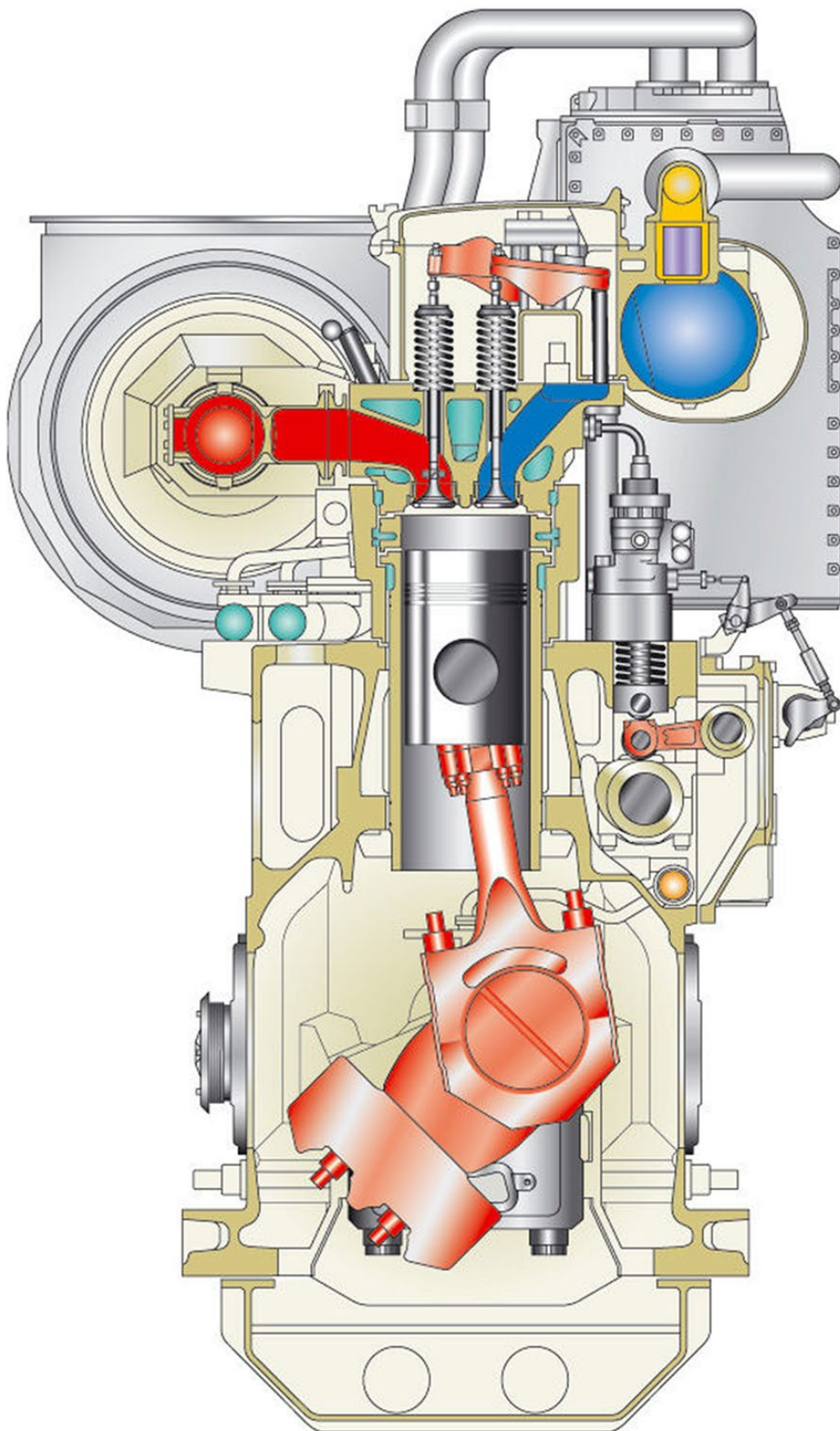


Рисунок 1.2 – Поперечний переріз двигуна MAN 8L51/60DF

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          | 9     |

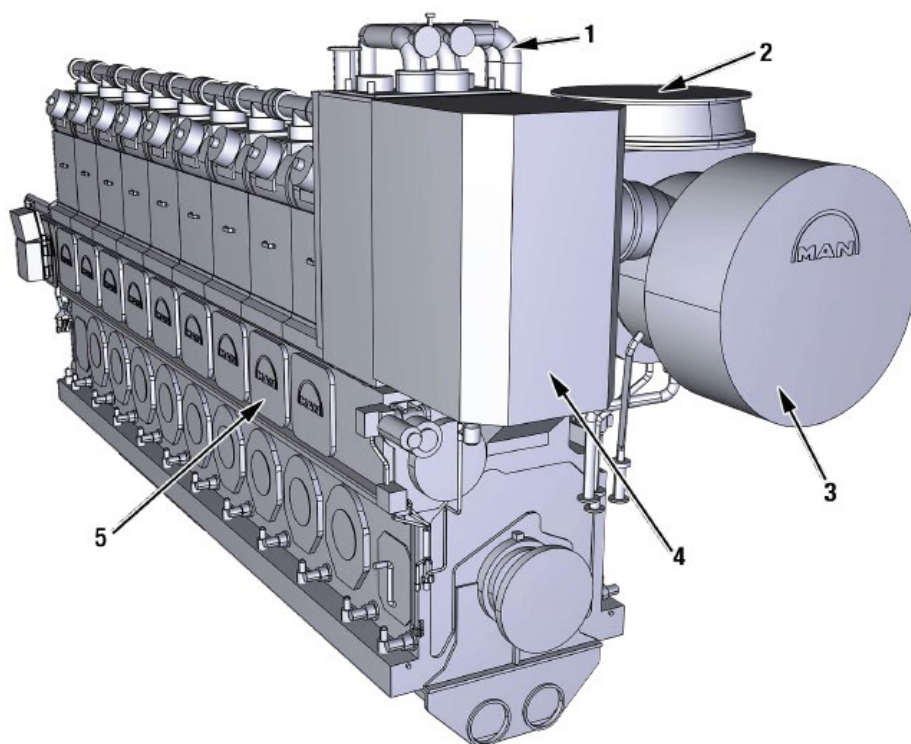
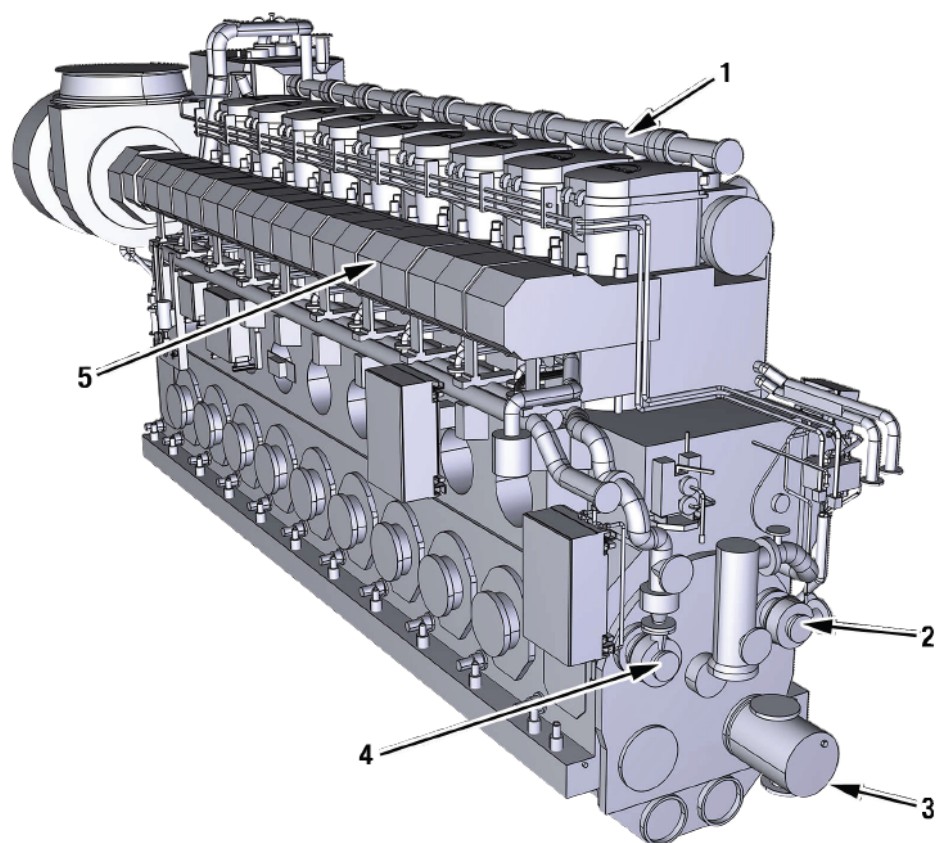


Рисунок 1.3 – Загальний вид двигуна MAN L51/60DF:

1 – вихід гарячої води; 2 – вихід холодної води; 3 – вихід відпрацьованих газів; 4 – ОНП; 5 – повітряний фільтр; 6 – кришка

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

ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ

Аркуш

10

*Рама двигуна.* Являє собою жорстку монолітну конструкцію та посилена з'єднувальними анкерними болтами, що йдуть від головного корінного підшипника до верхнього краю рами двигуна і від головки циліндра до проміжного дна.

*Втулка циліндра.* Конструкція втулки циліндра (рис. 1.4) – товстостінна, ізолювана від зовнішніх деформацій, в результаті чого забезпечені оптимальні умови для роботи поршня. Матеріал втулки – зносостійкий чавун.

Особливості:

- відсутність кавітації за рахунок високої деформаційної жорсткості;
- рівномірний розподіл температури втулки за рахунок інтенсивного охолодження у верхній частині завдяки трасуванню по каналах охолоджуючої води;
- гарні умови змащування та відсутність корозії;
- змащування свіжим маслом.

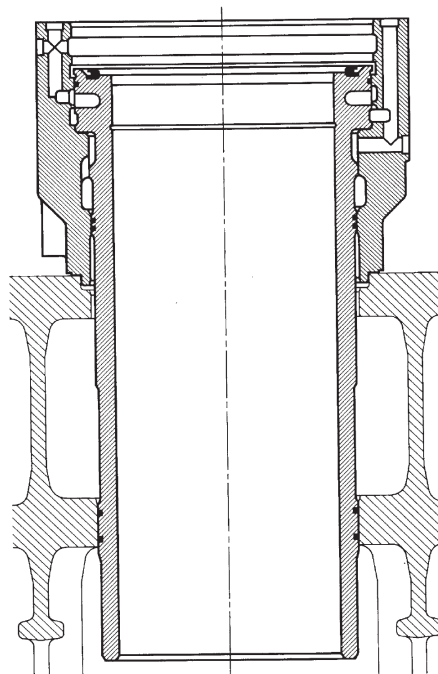


Рисунок 1.4 – Втулка циліндра двигуна MAN 8L51/60DF

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 11    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

*Головка циліндра.* Геометрія камери згоряння оптимізована для спалювання газу та рідкого дизельного палива, а також важких сортів палива. Така конструкція в сукупності з раціонально спроектованою паливною апаратурою дозволяє здійснювати якісний розпил струменя палива однаково якісно для всіх видів використовуваного палива. Це, в свою чергу, забезпечує оптимальне співвідношення повітря-паливо для всіх режимів роботи і сприяє повному згорянню палива.

Кришки циліндрів (рис. 1.5) забезпечують:

- високу міцність конструкції за рахунок проміжного днища особливої конструкції, яке сприймає силу газів в циліндрі;
- хороше відведення теплоти внаслідок охолодження водою через отвори в днищі кришки;

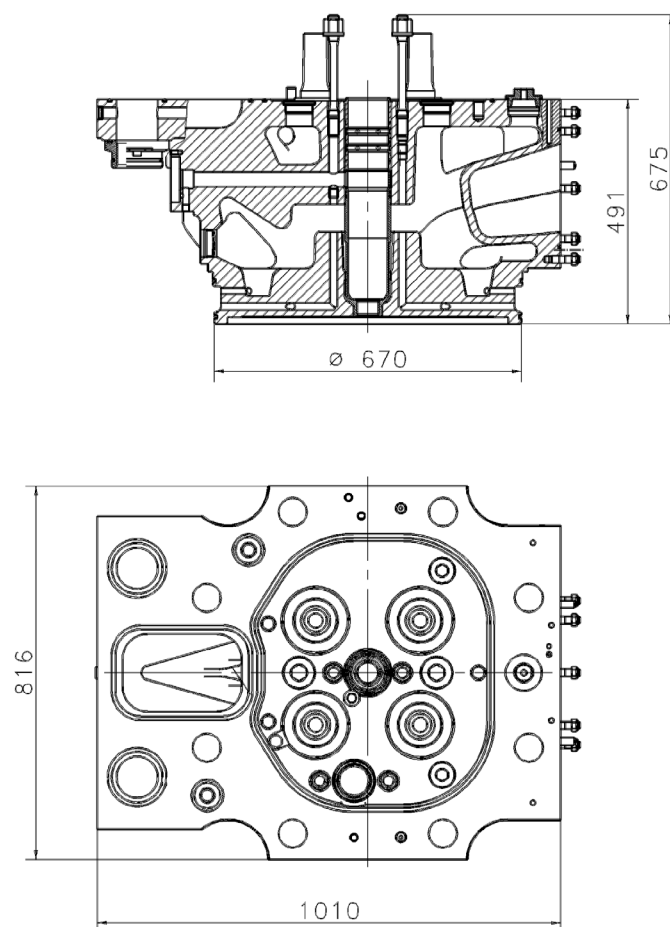


Рисунок 1.5 – Кришка циліндра двигуна MAN 8L51/60DF

- великий термін служби клапанів завдяки оптимальному вибору конструкції, матеріалу клапанів і сідел, наплавленню клапанів, неохолоджуваних водою корзин випускних клапанів; застосуванню поворотного механізму на впускних клапанах і пропелера на стрижні випускного клапана, що забезпечує його поворот потоком газу;

- відсутність забруднених робочих середовищ за рахунок окремих просторів для масла, палива і води, що охолоджує;

- просте ущільнення і кріплення випускного трубопроводу.

*Поршень.* Кований, має складову конструкцію (рис. 1.6), що забезпечує стабільність розмірів всіх складових елементів. Охолодження здійснюється збовтуванням мастила.

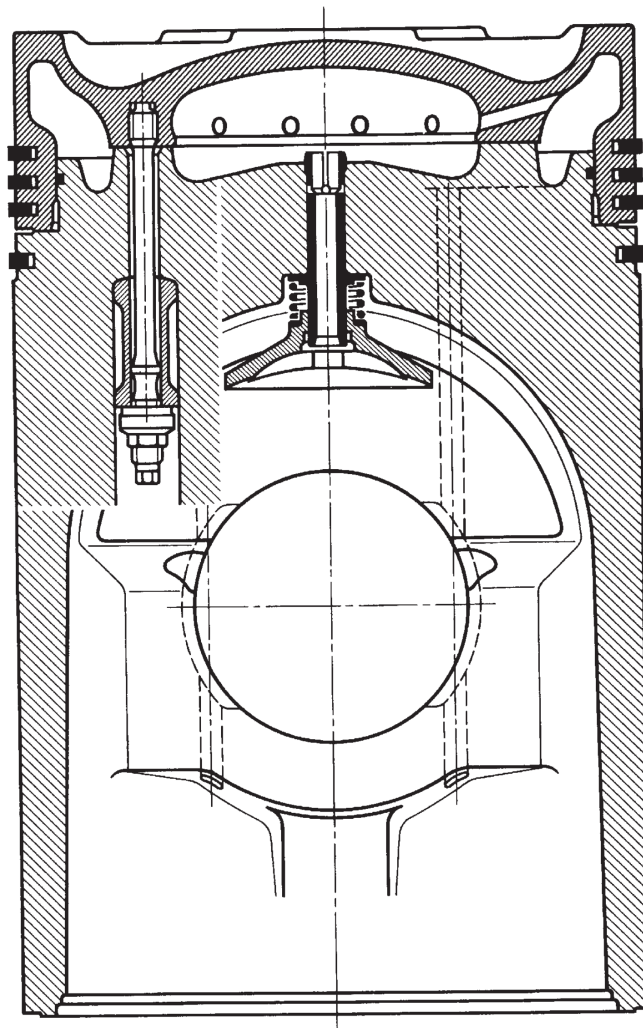


Рисунок 1.6 – Поршень двигуна MAN 8L51/60DF

Спідницю поршня виготовляють з чавуну з кулевидним графітом, голівку – з високоякісної сталі. При цьому досягаються:

- ефективне охолодження маслом голівки поршня;
- надійна робота в результаті ретельно продуманої конфігурації профілю поршня, конструкції поршневого кільця;
- зменшення механічного навантаження на поршневі кільця за рахунок малого зазору між спідницею поршня і стінкою циліндра, унаслідок чого абразивні частинки не потрапляють в зазор і змащувальна плівка зберігається;
- тривалий термін служби кільцевих канавок завдяки індуктивному гартуванню і достатній глибині гартування, шаруючи для багатократної повторної обробки;
- підвищена працездатність компресійних кілець, що забезпечується плазмовим покриттям першого компресійного кільця, хромуванням другого і третього кілець і розтушуванням всіх кілець в голівці поршня;
- незначна витрата масла на мастило.

*Клапани.* Випускні клапани мають пристрої турбінного типу для автоматичного провертання за рахунок енергії потоку вихлопних газів і розташовуються в армованих охолоджуваних водою клапанних сідлах.

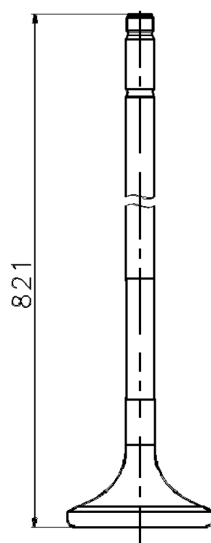


Рисунок 1.7 – Клапан двигуна MAN 8L51/60DF

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 14    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Охолодження цих сідел забезпечує допустиму температуру не тільки самих сідел, але і випускних клапанів. Впускні клапани забезпечені пристроями типу «Rotocap» для їх механічного повертання.

*Шатун та підшипник.* Оптимізована конструкція шатуна (рис. 1.8) типу «морська головка» дозволяє здійснювати капітальний ремонт та обслуговування циліндропоршневої групи без знімання кришки підшипника шатуна. Для підвищення надійності роботи шатуна спеціально розроблені вкладиші підшипників, які забезпечують тривалу експлуатацію без заміни.

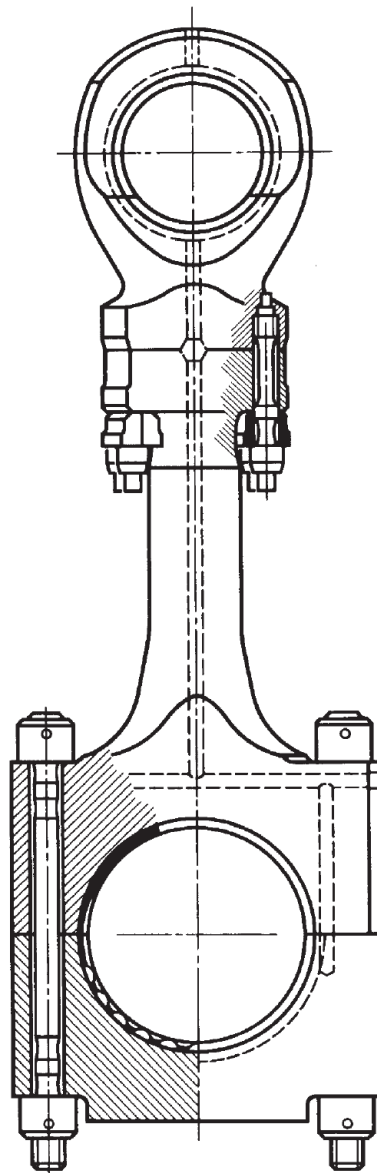


Рисунок 1.8 – Шатун двигуна MAN 8L51/60DF

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          | 15    |

*Коромисло.* Конструкція коромисла має понижену масу, що сприяє зниженню динамічних навантажень, а також забезпечує зниження трудомісткості при капітальному ремонті та обслуговуванні форсунок, як при використанні газового палива, так і дизельного та важкого палив.

*Система турбонаддуву.* У двигуні використовується оптимальна конструкція системи турбонаддуву постійного тиску серії TCA, яка розроблена і випускається фірмою MAN. Однією з особливостей конструкції турбокомпресора цієї серії є використання опорного підшипника посиленого типу.

Повне згоряння палива в циліндрі двигуна забезпечує дуже низький вміст незгорілих вуглеводів і частинок сажі в продуктах згоряння. Це знижує термічні навантаження в елементах камери згоряння двигуна, далі – в турбіні агрегату наддуву, що, в свою чергу, призводить до можливості забезпечити оптимальний надлишок повітря при роботі двигуна на повному та частковому навантаженнях. Висока ефективність турбокомпресора при малих ступенях підвищення тиску також сприяє ефективній роботі двигуна при частковому навантаженні.

Особливістю двигунів ряду MAN 8L51/60DF є використання тільки одного турбокомпресора типу TCA навіть для 18-ти циліндрових модифікацій. Таке технічне рішення дозволяє обладнати двигун тільки одним загальним випускним колектором для всіх циліндрів, що покращує масогабаритні показники двигуна.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 16    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

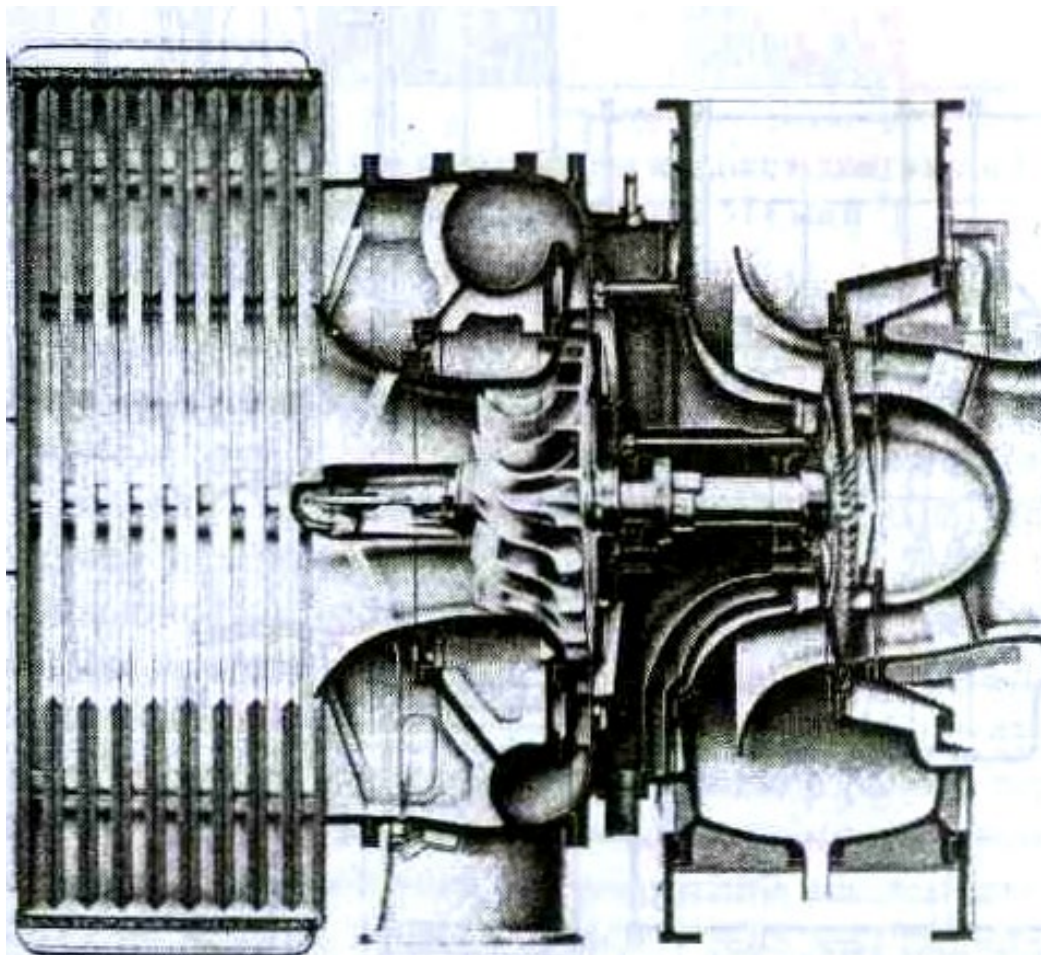


Рисунок 1.9 – Турбокомпресор двигуна MAN 8L51/60DF

*Зручність в обслуговуванні.* При ремонтах та обслуговуванні двигуна використовуються гідравлічні інструменти для затягування та послаблення гайок головок циліндрів, інших деталей, які мають роз'ємні з'єднання. Конструкція деталей та вузлів двигуна забезпечує вільний доступ гідравлічного інструменту до кришок, пристроїв та агрегатів, підшипникам колінчастого валу та кінцевим підшипникам. Особливістю конструкції двигуна є демпфер крутильних коливань, який практично не потребує обслуговування, рис. 1.10.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 17    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

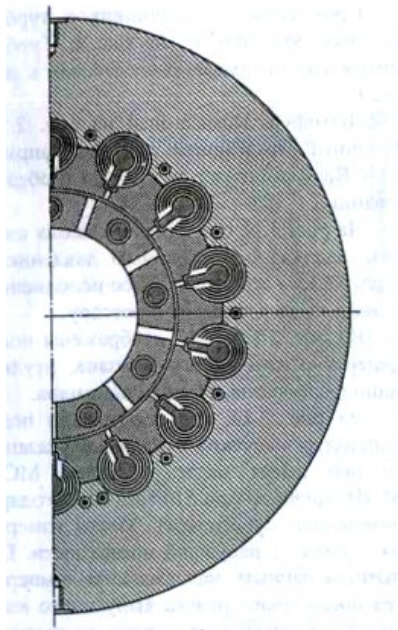


Рисунок 1.10 – Демпфер крутильних коливань двигуна MAN  
8L51/60DF

*Система управління.* Двигуни ряду 51/60DF оснащені системою управління та безпеки SaCos-DF (Safety and Control System Dual Fuel Engines). Ця система гарантує надійну роботу при роботі по дизельному циклу, а також по газодизельному циклу з оптимальним робочим діапазоном складу паливо-повітряної суміші в циліндрах двигуна, що забезпечує надійне запалення суміші та її повне згоряння. Всі циліндри регулюються системою індивідуально. У дизельному режимі роботи двигуна, управління базується на надійній системі, яка пройшла випробування і добре зарекомендувала себе на середньо оборотних дизельних двигунах MAN.

Під час введення в експлуатацію на транспортних судах і в стаціонарній енергетиці, система SaCoS проходить заводські випробування разом з двигуном і в ході цих випробувань налаштовується на найбільш характерні режими експлуатації двигуна, а також на режими, які вимагає замовник.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 18    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

*Впорскування.* Паливна апаратура системи подачі рідкого палива типу «Common Rail» забезпечує тиск до 150 МПа при використанні, як стандартних дизельних палив, так і важких сортів з прийнятими властивостями. Це забезпечує якісне згоряння всіх зазначених сортів палив, включаючи мазут. При роботі на газовому паливі, в двигуні реалізований газодизельний цикл, в якому запалення метан-повітряної суміші здійснюється за рахунок самозапалювання запальної порції рідкого палива, що подається за допомогою системи впорскування типу «Common Rail».

Акумуляторна система паливopодачі фірми MAN виконана за модульною схемою, що дозволяє використовувати її на різних моделях двигунів без істотних змін в конструкції окремих елементів. Система призначена для використання різних сортів палива, включаючи важке залишкове паливо HFO в'язкістю до 700 сСт при 50 ° С.

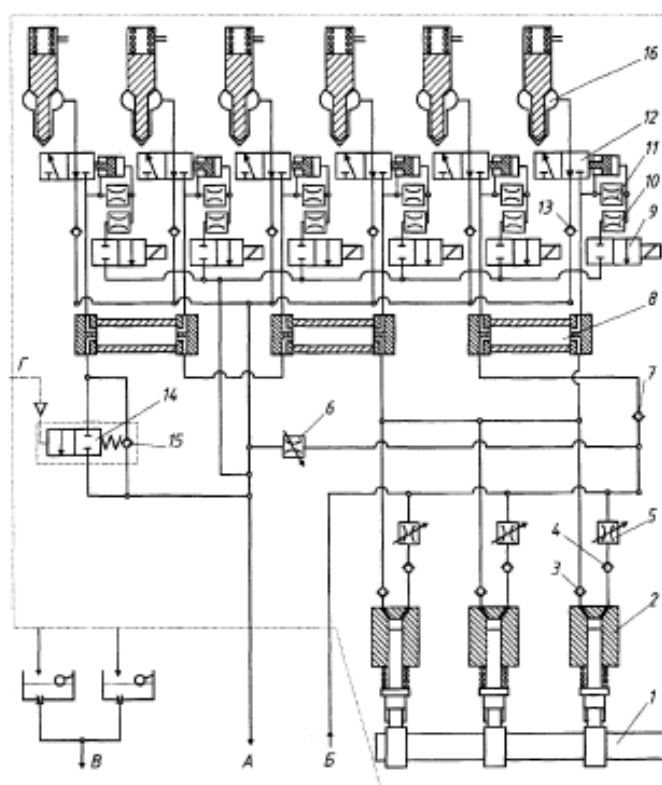


Рисунок 1.11 – Гідравлічна схема акумуляторної паливної системи середньооборотних двигунів фірми MAN:

При проектуванні системи паливоподачі фірма максимально спростила її конструкцію. Для приводу золотникових клапанів, керуючих паливоподачею, замість керуючого масла використовується паливо, яке відбирається з акумулятора. Уприскуванням палива управляють швидкодіючі клапани, розташовані в кришках акумуляторних секцій, що дозволяє максимально скоротити довжину трубопроводів високого тиску і використовувати для уприскування палива стандартні форсунки. Загальна гідравлічна схема паливної системи представлена на рис. 1.11, а на рис. 1.12 показаний її загальний вигляд.

Паливна система містить (див. рис 1.11) 1 - вал приводу насосів; 2 - паливні насоси високого тиску; 3 - нагнітальний клапан; 4 - всмоктувальний клапан; 5 - дросель регулювання подачі; 6 - дросель для підтримки перепаду тисків; 7 - зворотний клапан збільшення витрати при промиванні системи; 8 - акумулятор; 9 - пусковий клапан з електромагнітним приводом; 10 - дросель пускового клапана; 11 - дросель головного клапана керування подачею; 12 - головний клапан керування подачею; 13 - зворотний клапан зливний порожнини; 14 - клапан прокачування системи і аварійного скидання тиску; 15 - клапан-обмежувач високого тиску; 16 - форсунка. А - підведення палива; Б - злив палива; В - збір протікань; Г- підвід керуючого повітря

Підготовлене до використання в двигуні паливо підводиться до насосів високого тиску через регульовані за допомогою електромагнітного приводу дросельні клапани.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 20    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

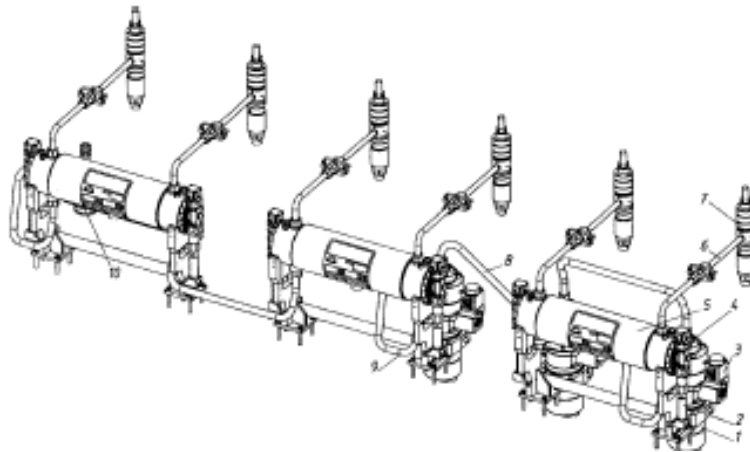


Рисунок 1.12 – Загальний вигляд акумуляторної паливної системи середньооборотних двигуна фірми MAN: 1 - паливний насос високого тиску; 2 - зворотний клапан; 3 - електрокерований дросель регулювання подачі; 4 - блок клапанів керування подачею; 5 - акумулятор; 6 - лінія високого тиску; 7 - форсунка; 8 - з'єднувальний трубопровід високого тиску; 9 - трубопровід підведення палива до насосів; 10 - блок клапанів прокачки та аварійного скидання тиску

Під дією сигналу, що надходить з мікропроцесорного блоку управління, клапана змінюють прохідний перетин дросельного отвору, регулюючи тим самим кількість палива, що надходить в надплунжерний простір насоса, куди воно потрапляє через всмоктуючий клапан. Від насосів паливо під тиском до 160 МПа через нагнітальні клапана надходить в акумулятори, на торцевих кришках яких встановлені блоки клапанів управління уприскуванням палива. Крім блоку клапанів, на торцевих кришках акумуляторів встановлюються приєднувальна арматура трубопроводів високого тиску до форсунки і сполучного трубопроводу між секціями акумулятора. Корпус акумулятора являє собою товстостінну трубу, в якій відсутні будь-які радіальні свердління, чим досягається його максимальна жорсткість. Обсяг акумуляторів підібраний таким чином, щоб у

процесі роботи забезпечити постійний тиск в системі без використання газових або пружинних компенсаторів.

Для зведення до мінімуму коливань тиску в системі подача палива до акумуляторів забезпечується декількома насосами, що мають привід від вала, на якому встановлені трьохкулачкові шайби.

Шайби заклинені один щодо одного на кут, що забезпечує однакове зміщення фаз подачі між окремими насосами. Залежно від навантажувально-швидкісного режиму роботи двигуна, за рахунок дросельного регулювання, паливні насоси подають в систему стільки палива, скільки необхідно для компенсації його витрат на впорскування і управління паливоподачею. За рахунок цього, незалежно від режиму роботи, тиск у системі підтримується постійним.

Загальна подача насосів підібрана таким чином, що, при пошкодженні одного з них, інші здатні забезпечити систему необхідною кількістю палива для роботи двигуна на режимі номінальної потужності.

Кожна секція акумулятора оснащена двома блоками клапанів управління паливоподачею. Відповідно, одна секція акумулятора обслуговує два циліндра двигуна. При непарній кількості циліндрів встановлюється додаткова секція з одним блоком клапанів.

З акумулятора до форсунок паливо надходить через головний клапан управління уприскуванням, який має гідравлічний привід. В якості робочої рідини для гідроприводу використовується паливо, що відбирається з акумулятора. Управляє гідравлічним приводом головного клапана пусковий клапан з електромагнітним приводом, який отримує сигнали на відкриття або закриття з електронного блоку управління двигуном. Для запобігання безперервної подачі палива в циліндр, в разі заклинювання головного клапана, у внутрішній порожнині акумулятора, на торцевих кришках, встановлюються клапани-обмежувачі максимальної подачі, які автоматично відключають пошкоджений блок керуючих клапанів.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 22    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Для прокачування системи підігрітим паливом під час стоянки або після тривалого простою з відключенням систем забезпечення двигуна, а також для аварійного скидання тиску в акумуляторах передбачена установка спеціального клапана, що приводиться в дію стисненим повітрям з системи управління. В одному блоці з клапаном прокачування встановлений клапан обмеження тиску, що спрацьовує у випадку, коли тиск в системі перевищує встановлене значення.

Паливні насоси високого тиску плунжерного типу, використовувані фірмою MAN, виконані за традиційною схемою. На відміну від ПНВТ об'ємних систем впрыску, на них відсутні золотникові кромки керування подачею (рис. 1.13), а у втулці немає наповнювальних та відсічних отворів. У кришці насоса передбачений наповнювальний клапан, призначений для заповнення надплунжерного простору паливом.

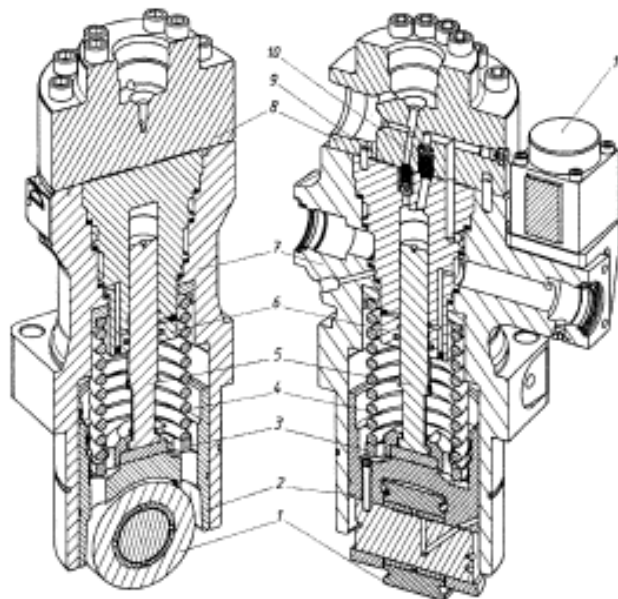


Рисунок 1.13 – Паливний насос високого тиску серії фірми MAN: 1 - ролик штовхача; 2 - штовхач; 3 - нижня тарілка поворотної пружини; 4 - поворотна пружина; 5 - плунжер; 6 - втулка плунжера; 7 - корпус; 8 - кришка; 9 - нагнітальний клапан; 10 - наповнювальний клапан; 11 - дросельний клапан керування подачею з електромагнітним приводом

Для управління продуктивністю насосів застосовано регулювання шляхом дроселювання палива на вході. Такий спосіб не відрізняється високою точністю, але в даному випадку в цьому немає необхідності, оскільки циклову порцію відміряє не сам насос, а керуючий клапан, який одержує сигнали з електронного контролера. Мікропроцесорний контролер управляє і виконавчими дросельними клапанами, які мають електромагнітний привід і кріпляться безпосередньо на корпусі насоса.

Крім наповнювального, в кришці насоса встановлюються нагнітальний клапан, що розділяє надплунжерну порожнину і лінію високого тиску при відсутності нагнітання.

Для забезпечення двигуна паливом під високим тиском встановлюється декілька насосних секцій, які мають привід від кулачкового валу з встановленими на ньому трьохкулачковими шайбами (рис. 1.14). Привід кулачкового валу здійснюється через зубчасту передачу від колінчастого вала двигуна.

Кількість насосів, встановлених на одному двигуні, залежить від числа його робочих циліндрів.

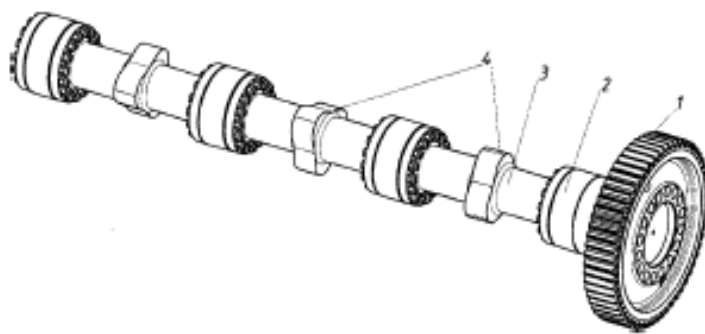


Рисунок 1.14 – Вал приводу насосів високого тиску двигунів серії фірми MAN: 1 - шестерня приводу; 2 - опорна шийка; 3 - тіло вала; 4 - трьохкулачкові шайби приводу насосів високого тиску

Акумулятор тиску виконаний у вигляді горизонтально розташованої товстостінної труби, закритої з торців кришками, що кріпляться до корпусу за допомогою болтів (рис. 1.15).

Для більшої безпеки корпус акумулятора поміщений в захисний металевий кожух, що оберігає від розльоту палива у разі розриву акумулятора. Між корпусом і кожухом утворюється простір, що використовується для збору протікань, які відводяться від акумулятора через штуцер, розташований в нижній частині кожуха.

Трубка збору протікань з'єднує штуцер на кожусі з коробкою збору, в якій встановлено ємнісний датчик контролю протікань (рис. 1.15).

У разі перевищення встановленої норми датчик подає сигнал на контролер. Останній сигналізує про наявність несправності, а в разі загрози аварії зупиняє двигун.

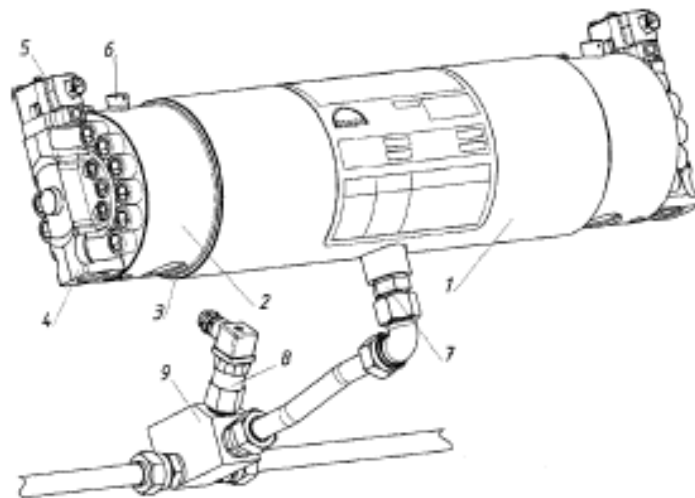


Рисунок 1.15 – Загальний вигляд акумулятора двигунів фірми MAN: 1 - захисний кожух акумулятора; 2 - торцеві кришки; 3 - Приєднувальні отвори магістралі високого тиску; 4 - блок клапанів управління топливopодачей; 5 - соленоїд пускового клапана; 6 - отвори для приєднання контрольних датчиків; 7 - штуцер збору протікань; 8 - датчик контролю протікань; 9 - коробка збору протікань

Вся приєднувальна арматура акумулятора розташовується на бічних кришках, до яких з боку порожнини акумулятора кріпиться клапан-обмежувач максимальної подачі, а із зовнішнього – блок клапанів управління паливоподачею.

Загальне розташування елементів блоку управління паливоподачею показано на рис. 1.16.

Клапан-обмежувач максимальної подачі служить для запобігання неконтрольованого уприскування палива в разі виходу з ладу головного клапана управління паливоподачею.

Складається клапан з гідравлічного циліндра, що кріпиться за допомогою нарізного штуцера до кришки акумулятора. У штуцері виконано свердління для підведення палива до головному керуючого клапану. Внутрішній край отвору розгорнуть на конус, утворюючи сідло обмежувального клапана.

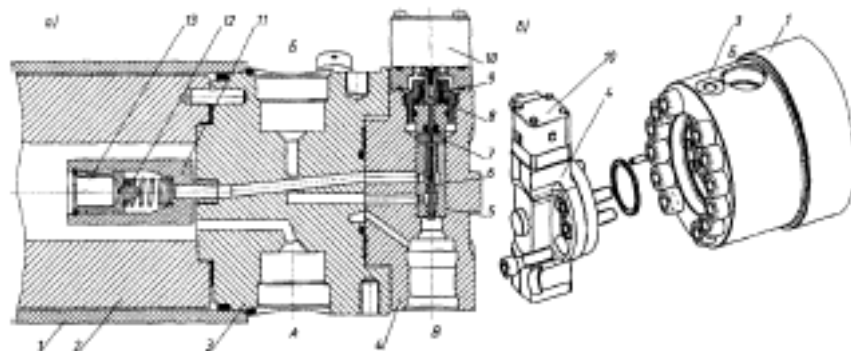


Рисунок 1.16 – Блок управління подачею палива двигунів фірми MAN: 1 - захисний кожух акумулятора; 2 - корпус акумулятора; 3 - торцева кришка; 4 - блок клапанів управління паливоподачею; 5 - втулка головного клапана управління паливоподачею; 6 - головний клапан управління паливоподачею; 7 - сідло кулькового пускового клапана; 8 - притискний шток пускового клапана; 9 - притискна пружина; 10 - соленоїд; 11 - гідравлічний циліндр клапана-обмежувача максимальної подачі палива; 12 - запірний конус клапана-обмежувача; 13 - гідравлічний поршень клапана-обмежувача.

Запірний конус клапана розташовується на торці гідравлічного поршня, щільно підігнаного до циліндра. Підпоршневу порожнину з порожниною акумулятора з'єднано через дросельний канал. При відсутності уприскування паливо з акумулятора по цьому каналу надходить в підпоршневу порожнину, а поршень під дією поворотної пружини займає своє крайнє ліве положення.

Коли починається впорскування, тиск у підпоршневу порожнину зменшується, так як дросельний отвір не встигає компенсувати витрата палива через головний клапан. Під дією різниці тисків поршень починає переміщуватися, виштовхуючи паливо з підпоршневий простір. Обсяг порожнини під поршнем відповідає максимальній цикловій подачі. Якщо до моменту досягнення поршнем крайнього положення головний клапан не припинив подачу, запірний конус клапана-обмежувача сідає на сідло і відключає подачу палива в ушкоджений блок головного клапана. Якщо подача палива припинилася раніше, ніж клапан сів на сідло, поршень під дією пружини повертається у вихідне положення.

Блок клапанів управління паливоподачею включає в себе два клапани: головний з гідравлічним приводом і пусковий з електромагнітним приводом, який управляє головним клапаном.

Пусковий клапан шарикового типу повідомляє або роз'єднує порожнину гідравлічного поршня приводу головного клапана із зливною магістраллю (рис. 1.17). Головним запірним елементом є сталевий шарик, притискається до сідла пружиною через шток, виконаний як продовження якоря соленоїда.

При відсутності сигналу з електронного блоку управління пружина через шток притискає кульку до сідла, роз'єднуючи порожнину гідроприводу головного клапана керування подачею від зливної магістралі.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 27    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

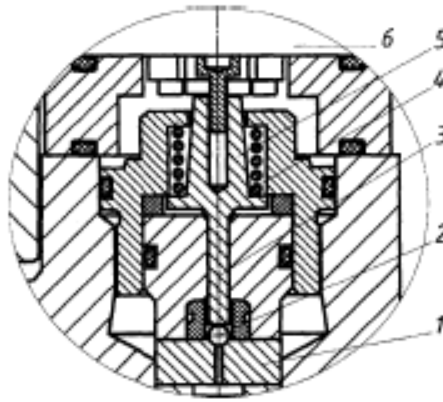


Рисунок 1.17 – Пусковий клапан блоку управління топливopодачей: 1 - сідло клапана; 2 - кулька; 3 - шток; 4 - притискна пружина; 5 - якір соленоїда; 6 – соленоїд

При подачі напруги з блоку управління на соленоїд якір, долаючи зусилля пружини, піднімається вгору, звільняючи кульку. Під дією тиску в порожнині гідроприводу кулька піднімається і випускає масло з цієї порожнини в зливну магістраль.

Для плавного переміщення поршня приводу головного клапана канал, який з'єднує порожнини між собою, виконує функції дроселя.

Головний клапан управління паливopодачею має два регулюючих органу: конусний (для управління уприскуванням) і золотниковий (для управління відсіченням палива). Для приводу клапана використовується гідравлічний поршень, виконаний як одне ціле з іншими елементами клапана.

Загальна схема і порядок роботи головного клапана показані на рис. 1.18.

При відсутності керуючого сигналу з електронного блоку управління пусковий клапан знаходиться в закритому положенні (рис. 1.18 а), паливо надходить у порожнину головного клапана, звідки його частина через дросельний канал перетікає в порожнину над поршнем приводу. Таким чином, в обох порожнинах встановлюється однаковий тиск, проте,

враховуючи, що площа поршня зверху значно більше, ніж з боку порожнини клапана, виникає різниця сил, притискає конус головного клапана до сидла. При цьому паливо до форсунки не надходить, упорскування відсутня.

У положенні, коли головний клапан закритий, кромка золотника управління відсіченням знаходиться нижче запірної кромки, розташованої в корпусі клапана, з'єднуючи порожнину форсунки із зливною магістраллю.

Для підтримки деякого надлишкового тиску в лінії високого тиску зливна порожнина обладнується зворотним клапаном, виконуючим одночасно роль клапана-обмежувача тиску (на рисунку не показаний).

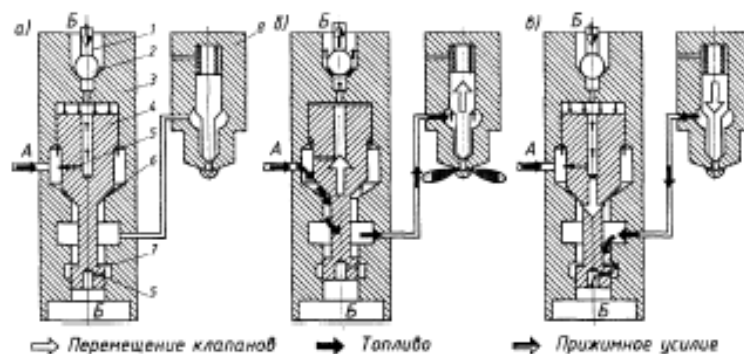


Рисунок 1.18 – Схема роботи головного клапана акумуляторної системи упорскування двигунів фірми MAN:

а - головний клапан закритий, упорскування відсутня; б - пусковий клапан відкритий, головний клапан відкритий, відбувається впорскування палива; в - пусковий клапан закритий, головний клапан закритий, відсічна кромка виробляє скидання тиску з нагнітального трубопроводу. 1 - шток пускового клапана; 2 - кулька; 3 - корпус головного клапана; 4 - поршень приводу головного клапана; 5 - дросельний отвір; 6 - головний клапан; 7 - золотниковий клапан відсічення. А - підведення палива з акумулятора; Б - зливна порожнину

При надходженні керуючого сигналу з блоку управління пусковий клапан відкривається, в результаті чого тиск над поршнем приводу значно

зменшується. Сила, що діє на поршень зверху, стає менше, ніж сила, що діє на нього знизу. Під дією різниці сил поршень піднімається вгору, витісняючи паливо з надпоршневої порожнини (рис. 1.18 б). У результаті переміщення конусний клапан з'єднує порожнину акумулятора з лінією високого тиску, а золотникова кромка роз'єднує її із зливною порожниною. Паливо надходить до форсунки, яка після досягнення тиску відкриття голчастого клапана починає уприскування палива (рис. 1.18 б).

При закритті пускового клапана паливо через дросельний канал заповнює над поршневий простір, переміщаючи поршень вниз, що призводить до закриття конусного клапана управління подачею. У той же час кромка золотника з'єднує лінію високого тиску із зливною порожниною, тиск пальника різко падає, уприскування палива в камеру згоряння припиняється (рис. 1.18е).

Зворотний клапан роз'єднує порожнину зливу палива з лінії високого тиску і порожнину низького тиску. Він виконує також функцію обмежувача тиску в порожнині зливу, підтримуючи в нагнітальній магістралі деякий надлишковий тиск (рис. 1.19).

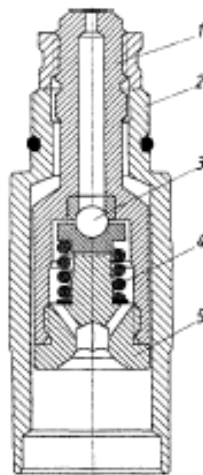


Рисунок 1.19 – Зворотний клапан системи зливу палива: 1 - корпус клапана; 2 - зовнішній корпус; 3 - кульковий клапан; 4 - притискна пружина; 5 - нарізна пробка

Це тиск, необхідний для скорочення часу на досягнення тиску початку уприскування, збільшує швидкодію системи в цілому.

Крім того, клапан перешкоджає виникненню в напірній магістралі хвильових процесів. При досягненні хвилею тиску клапана, він відкривається і перепускає частину палива в демпферну порожнину, у великому обсязі якої хвиля розсіюється.

В якості запірного органу використовується кульковий клапан, навантажений пружиною. Для регулювання тиску в зливний порожнини під пружину підкладаються регулювальні шайби.

Клапан прокачування і аварійного скидання тиску виконаний в одному блоці з клапаном-обмежувачем максимального тиску (рис. 1.20).

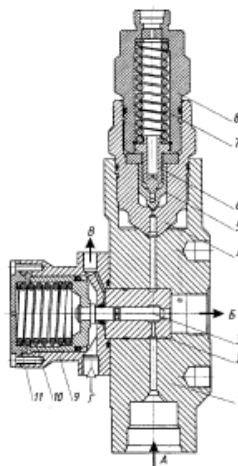


Рисунок 1.20 – Клапан прокачування і аварійного скидання тиску і клапан обмеження максимального тиску: 1 - корпус блоку клапанів; 2 - корпус клапана прокачування; 3 - шток клапана прокачування з запірним конусом; 4 - корпус клапана-обмежувача максимального тиску; 5 - вставне сидло клапана-обмежувача; 6 - запірний конус клапана-обмежувача; 7 - нагужуюча пружина; 8 - нарізна пробка; 9 - пневматичний циліндр приводу клапана прокачування; 10 - поршень приводу клапана прокачування; 11 - нагужающа пружина. А - підведення палива від акумулятора; Б - зливна магістраль; В - збір протікань; Г- стиснене повітря з системи управління.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 31    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Привід клапана здійснюється від пневматичного поршня, повітря до якого підводиться з системи управління.

Блок клапанів встановлюється в системі на виході найбільш віддаленого від насосів акумулятора.

При відкритті клапана порожнину високого тиску з'єднується зі зливною магістраллю і відбувається скидання тиску в системі.

Використовується клапан для прокачування паливної системи підігрітим паливом при підготовці двигуна до пуску на важкому паливі.

Відкриття клапана приводить до того, що тиск в системі стає нижче, ніж в підвідної магістралі. Під дією перепаду тисків підігріте паливо розділяється на два потоки. Перший потік через відкриті дросельні клапана керування подачею насосів, через наповнювальні клапана заповнює паливні насоси і далі надходить в найближчий до насосів акумулятор. Другий потік, через що відкривається автоматично клапан збільшення витрати (позиція 7 на рис. 1.17), безпосередньо надходить у той же акумулятор. Тут обидва потоки зливаються і далі проходять через що залишилися акумулятори, заповнюючи їх гарячим паливом. Щоб забезпечити поділ основного потоку, необхідний перепад тисків створюється за допомогою регульованого дроселя, встановленого в системі (позиція 6 на рис. 1.17).

Таким чином відбувається промивка паливної системи, в результаті якої холодну паливо замінюється гарячим.

Клапан-обмежувач максимального тиску голчастого типу з пружинним нагруженням служить для скидання тиску в разі його підвищення вище встановленої норми. Це дозволяє уникнути надмірних навантажень на елементи паливної системи і оберегти їх від руйнування.

Блок електронного управління двигуном являє собою мікропроцесорний контролер з резервуванням всіх основних функцій регулювання та аварійного захисту. Управління паливною системою є однією

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 32    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

з функцій системи безпеки і управління двигуном, що отримала назву SaCoSone (Safety and Control System on Engine). Ця система отримує інформацію від датчиків положення колінчастого валу, швидкості його обертання, навантаження, тиску наддуву, тиску, температури палива і т.д.

На підставі отриманих даних, контролер, за встановленим у вигляді програмного забезпечення алгоритмом, розраховує необхідні для поточних умов роботи двигуна значення тиску палива в акумуляторі, фази початку і кінця подачі палива і форму кривої закону подачі.

У разі відмови основного модуля керування в роботу автоматично включається резервний. Обидва модулі пов'язані між собою однією системною шиною, за допомогою якої вони періодично обмінюються інформацією. Час переходу з одного модуля на інший не перевищує однієї мілісекунди.

Ретельний підбір і калібрування всіх елементів системи дозволили домогтися значних успіхів в організації робочого процесу двигуна.

На рис. 1.21 видно, що тиск згоряння дуже швидко наростає до максимуму і протягом усього уприскування мало змінюється.

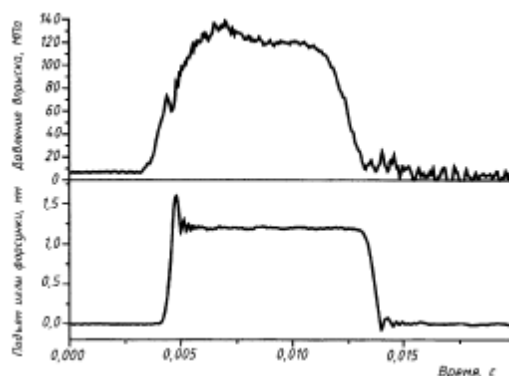


Рисунок 1.21 – Осцилограми зміни тиску палива перед форсунками і крива підйому голки форсунки

Стендові випробування паливної системи показали, що вона володіє значним резервом подальшого вдосконалення паливоподачі. Підбір окремих

параметрів і алгоритмів керування дозволяє не тільки змінювати початок і кінець подачі палива, але й впливати на характер протікання кривої подачі, включаючи багатоступінчастий вприск палива.

Фахівці фірми вважають, що розроблена ними система здатна виконати не тільки існуючі, але й перспективні норми з обмежень викидів шкідливих речовин.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 34    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

## РОЗДІЛ 2

### МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ДИМЕТИЛОВОГО ЕФІРУ

#### 2.1 Робочий процес газодизеля

Вартість палива для газодизеля визначається вартістю дизельного палива і газу з урахуванням співвідношення їх витрат. Для зменшення загальної вартості палива намагаються зменшити кількість запальної дози рідкого палива, яке істотно дорожче еквівалентної кількості газу. Зменшення запальний дози має певні обмеження [3].

Воно пов'язане з особливостями робочого процесу газодизельних двигунів, який має суттєві відмінності від процесів відомих спеціальних газорідинних двигунів.

Жорсткість роботи газодизеля більше, ніж базового дизеля. Це пояснюється великим тепловиділенням в факелі після запалення палива, оскільки окрім горіння рідкого палива починає горіти ще й газ. Збільшення подачі газу при збільшенні навантаження і постійній запальній дозі рідкого палива призводить як до підвищення максимального тиску, так і швидкості його наростання (жорсткості процесу).

На рис. 2.1 представлені індикаторні діаграми робочого процесу газорідинного двигуна зі ступенем стиснення 12,5 при постійній запальній дозі і регулюванні потужності шляхом трансформаційних змін витрати газу, що супроводжувалося незначною зміною коефіцієнта наповнення.

Як видно з діаграм, збільшення подачі газу мало впливає на тривалість періоду швидкого горіння (I), через що при збільшенні навантаження і відповідному збагаченні газоповітряної суміші жорсткість процесу істотно зростає.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 35    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

При незначних навантаженнях і малих подачах газу (криві 1 і 2) збіднена газоповітряна суміш повністю не догорає. При переході на середні навантаження тривалість періоду основного горіння (II) стабілізується і при подальшому збагаченні газоповітряної суміші змінюється мало (криві 4 ... 7). Горіння газоповітряної суміші після запалювання факелом рідкого палива відбувається як у двигуна з іскровим запалюванням. У двигунів з надмірно високим ступенем стиснення це створює умови для виникнення детонації.

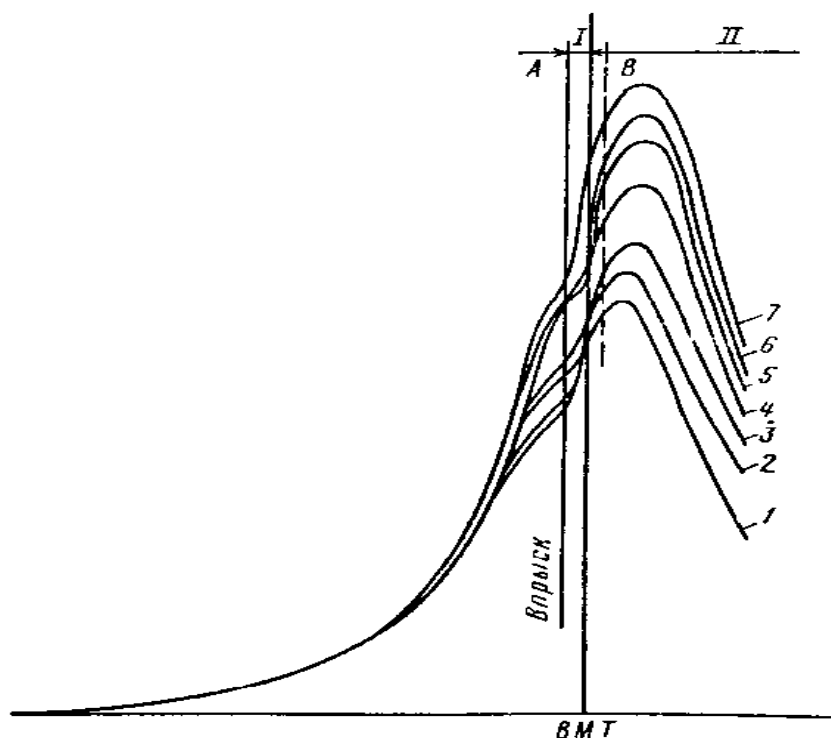


Рисунок 2.1 – Індикаторні діаграми газорідного процесу при постійній запальній дозі рідкого палива, що подається з незмінним кутом уприскування, і різних значеннях подачі газу

За рахунок меншого результуючого коефіцієнта надлишку повітря потужність газодизеля на межі димлення може бути більшою, ніж у базового дизеля. Якщо у дизеля через недосконалість процесу сумішоутворення не вдається повністю використувувати повітряний заряд, то у газодизеля за рахунок більш якісного зовнішнього сумішоутворення можна досягти

суттєвого збагачення паливно-повітряної суміші. Однак, при потужності газодизеля, рівній номінальному значенню по базовому дизелю, спостерігається підвищення максимальної температури циклу і температури відпрацьованих газів на 80 ... 100 °С. Конкретне значення максимальної потужності в режимі газодизеля має ряд обмежень, одне з яких визначається способом сумішоутворення базового двигуна.

Жорсткість роботи газодизеля вдається зменшити зменшенням кута випередження подачі палива. При цьому поліпшується паливна економічність при деякому збільшенні максимального та середнього індикаторного тиску. Якщо газодизельний двигун доводиться експлуатувати і як дизель, і як газодизель, то виникає завдання оптимізації кута випередження подачі палива. У цьому завданні перевагу слід віддавати установці кута випередження подачі палива для режиму «газодизель» на шкоду економічності двигуна в режимі «дизель».

Індиціювання двигуна показує, що максимальний тиск циклу  $P_z$  і швидкість наростання тиску у газодизеля більше, ніж у базового дизельного двигуна. Підвищення  $P_z$  визначається, в першу чергу, співвідношенням витрат газового та рідкого палив і лінійно залежить від цього співвідношення. Експериментальні дослідження підтверджують цей результат, а також показують, що при незмінній величині кута випередження впорскування рідкого нафтового палива в газодизельному режимі роботи, відбувається зниження ефективного ККД двигуна. Збільшення  $P_z$  веде до зростання максимальних температур циклу ( $T_z$ ), що є основною причиною підвищеного вмісту  $NO_x$  в відпрацьованих газах газодизеля. Разом з цим дослідження показують, що перехід з дизельного в газодизельний режим роботи і послідовне збільшення частки газового палива в загальному енергетичному балансі двигуна, незважаючи на зростання абсолютних значень  $T_z$ , не завдає негативного впливу на його загальний тепловий стан.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 37    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

## 2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна

### 2.2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємкостями, так як температура та склад газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також присутні теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в теперешній час не може бути точно описаним через недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проєкті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проєктуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про загальні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 38    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому [5].

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

### 2.2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

*Температура навколишнього повітря  $T_0$ .* Приймаємо  $T_0 = 293$  К (за найгірших умов експлуатації).

*Тиск навколишнього повітря  $P_0$ .* В усіх випадках варто приймати  $P_0 = 0,1013$  МПа.

*Ступінь стиску  $\varepsilon$ .* При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу  $\varepsilon = 12$ .

*Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ .* Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення  $\alpha$  робиться з вибором оптимального значення  $P_k$ . З урахуванням переліченого встановлюємо  $\alpha = 2,2$ .

*Коефіцієнт залишкових газів  $\gamma_r$ .* Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо  $\gamma_r = 0,05$ .

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 39    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Коефіцієнт використання теплоти в точці  $z$  ( $\zeta_z$ ), та в точці  $b$  ( $\zeta_b$ ). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Приймаємо  $\zeta_z = 0,94$ ;  $\zeta_b = 0,98$ .

Ступінь підвищення тиску при згорянні  $\lambda$ . Ступінь підвищення тиску  $\lambda$  залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо  $\lambda = 1,4$ .

Підігрів заряду від стінок циліндру  $\Delta T_a$ . Приймаємо  $\Delta T_a = 10$  К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми  $\zeta$ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо  $\zeta = 0,98$ .

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі  $\Delta P_{охл}$ . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі  $\Delta P_{охл} = 0,003$  МПа.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [6]:

$C = 0,522$  кг - кількість вуглецю;

$H = 0,130$  кг - кількість водню;

$S = 0$  кг - кількість сірки

$O = 0,348$  кг - кількість кисню.

Нижча теплота згоряння палива  $Q_H$ . Приймаємо  $Q_H = 28800$  (кДж/кг).

## 2.2.3 Розрахунок робочого циклу

### Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left( 1 + \frac{\frac{P_k}{P_0}^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right) = 293 \times \left( 1 + \frac{\frac{0,4}{0,1013}^{0,286} - 1}{0,81} \right) = 542,8$$

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 40    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 542,8 - 0,8 \times (542,8 - 293) = 342,8$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{342,8 + 10 + 0,05 \times 800}{1 + 0,05} = 374,1$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,4 - 0,003 = 0,397$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \times P_s = 0,98 \times 0,397 = 0,389$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \eta) = \frac{12}{12 - 1} \times \frac{0,389}{0,397} \times \frac{342,8}{374,1} \times \frac{1}{1 + 0,05} \times (1 - 0,0) = 0,933$$

#### Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником  $n_1$  величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі [7].

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 41    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

При виборі величини  $n_l$ , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала  $n_l$  збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску  $n_l$  зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна  $n_l$  збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра  $n_l$  збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння  $n_l = 1,32 \dots 1,42$ , приймаємо в розрахунок:

$$n_l = 1,368$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,389 \times 12^{1,368} = 11,65$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l-1} = 374,1 \times 12^{1,368-1} = 933,5$$

#### Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} = \frac{1,6}{0,21} \times \frac{0,522}{12} + \frac{0,130}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,348}{32} = 0,496$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,130 + 0,004}{32 \times 0,496} = 0,9049$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{0,9049 + 0,05}{1 + 0,05} = 0,9094$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,94}{0,98} = 0,9592$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 42    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \times x_z = 1 + \frac{0,9049 - 1}{1 + 0,05} \times 0,96 = 0,9131$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо  $T_z = 1600$  К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 2031 \text{ К}$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 15,312 = 16,310$$

#### Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{0,9131}{1,4} \times \frac{2031}{934,758} = 1,419$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12}{1,419} = 8,456$$

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 43    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення  $n_2$ . Для дизелів  $n_2 = 1,18 \dots 1,3$ . Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів,  $n_2$  зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,27$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 2031 \times \frac{1}{8,456^{1,266-1}} = 1139,0$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,383}{8,456^{1,27-1}} = 1,08$$

#### Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[ \lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{12,1}{12 - 1} \times \left[ 1,4 \times (1,4 - 1) + \frac{1,4 \times 1,419}{1,27 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{8,456^{1,27-1}} \right) - \frac{1}{1,368 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{12^{1,368-1}} \right) \right] = 2,31$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \eta) = 2,31 \times 0,98 \times (1 - 0,08) = 2,26$$

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 44    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт\*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,397 \times 0,933}{1,23 \times 0,496 \times 327,806 \times 2,26} = 0,143$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,242 \times 28800} = 0,4797$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,26 \times 0,84 = 1,902$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,48 \times 0,84 = 0,4029$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт\*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,143}{0,84} = 0,173$$

Питома ефективна витрата запальної дози рідкого палива, кг/(кВт\*год)

$$g_e^{zap} = g_i \times c^{zap} = 0,173 \times 0,05 = 0,00865$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,48^2 \times 0,60 \times 1 \times 1,902 \times 514 \times 8 = 7994,4$$

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 45    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{7994,4 - 8080}{8080} \times 100 = 1,06\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

#### 2.2.4 Розрахунок робочого циклу головного двигуна на при використанні диметилового ефіру

Для розрахунку робочого процесу двигуна з використанням запальної дози диметилового ефіру приймаємо за основу ті ж допущення і вихідні дані що і для попередніх розрахунків в розділі 3.2.3. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює за газодизельним циклом.

У склад газового палива входять: водень  $H_2$  (3,3 %мас.), метан  $CH_4$  (94 %мас.), азот  $N_2$  (0,1 %мас.), ацетилен  $C_2H_2$  (1,2 %мас.), пропан  $C_3H_8$  (0,8 %мас.), бутан  $C_4H_{10}$  (0,4 %мас.). Нижча теплота згоряння газу складає 36,083 кДж/м<sup>3</sup>. Результати розрахунків наводяться в таблиці 3.1.

**Таблиця 3.1 – Результати теплового розрахунку двигуна на газовому паливі (ефективні показники)**

| Параметр                                                           | Значення<br>для ДП | Значення<br>для ДМС |
|--------------------------------------------------------------------|--------------------|---------------------|
| Середній ефективний тиск, $P_e$ (МПа)                              | 1,9020             | 1,9018              |
| Ефективна витрата газового палива, $g_e$ (м <sup>3</sup> /кВт*год) | 0,24               | 0,24                |
| Ефективна витрата рідкого палива, $g_e^{zap}$ (кг/кВт*год)         | 0,0104             | 0,0146              |
| Сумарна ефективна витрата палива, $g_e^{sum}$ (кг/кВт*год)         | 0,182              | 0,187               |
| Ефективний ККД, $\eta_e$                                           | 0,4029             | 0,4032              |
| Ефективна потужність, $N_e$ (кВт)                                  | 7994,4             | 7993,8              |

## РОЗДІЛ 3

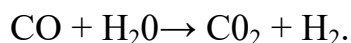
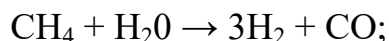
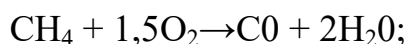
### ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДИМЕТИЛОВОГО ЕФІРУ У ЯКОСТІ ПАЛИВА

#### 3.1 Фізико - хімічні властивості диметилового ефіру

Диметиловий ефір (ДМЕ) є найпростішим ефіром і має формулу складу  $\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$  (або  $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$ ). При нормальних атмосферних умовах ДМЕ знаходиться в газоподібному стані, але зріджується вже при тиску 0,53 МПа. ДМЕ практично нетоксичний і не забруднює навколишнє середовище. У 1987 році був підписаний Монреальський протокол, який забороняє виробництво озоноруйнуючих сполук. ДМЕ має нульовий потенціал озоноруйнування в атмосфері – ОDP. У 1997 році прийнятий Кіотський протокол, спрямований на обмеження парникового ефекту нашої планети. ДМЕ має нульовий потенціал глобального потепління – GWP [6].

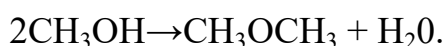
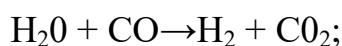
У молекулі ДМЕ два метилових радикала  $\text{CH}_3$  з'єднані атомом кисню, а його частка в цій молекулі становить близько 35 %. Тому при згорянні ДМЕ в дизелі практично не утворюються сажа, але через значний вміст кисню ДМЕ має низьку теплоту згоряння.

Диметиловий ефір може бути отриманий з будь-якої вуглеводневої сировини (у тому числі – з біомаси), основною сировиною для виробництва ДМЕ є природний газ (продукт його окислення – синтез-газ). Природний газ (метан  $\text{CH}_4$ ) реагує з киснем і водяною парою з утворенням монооксиду СО і діоксиду  $\text{CO}_2$  вуглецю по реакціях:



|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 47    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

При подальшому каталітичному синтезі з CO і CO<sub>2</sub> через проміжне отримання метанолу CH<sub>3</sub>OH утворюється ДМЕ (CH<sub>3</sub>OCH<sub>3</sub>):



Технологія виробництва цього палива розроблена датською фірмою Haldor Topsoe. Поки промислове виробництво ДМЕ здійснюється виключно на стаціонарних установках. Однак швидкий прогрес в технології виробництва ДМЕ (зокрема, зниження тиску синтезу з 32 до 9 МПа, перехід на низькотемпературний каталізатор і т.д.) може привести до появи компактних реакторів ДМЕ, які можна буде розмістити на борту транспортного засобу. Роботи в цьому напрямку проводяться низкою зарубіжних фірм. Стосовно до робочих процесів в ДВЗ актуальні властивості рідкого чи газоподібного ДМЕ, умови фазових перетворень, розчинності, хімічної активності та ін.

У табл. 3.1 наведені найважливіші для ДВС фізико-хімічні властивості ДМЕ, зокрема його рідкої фази, доповнені для порівняння стовпцем для традиційного дизельного палива (ДП). Деякі з цих властивостей потребують коментарів і конкретизації.

Зіставлення характеристик ДМЕ з ДТ (див. табл. 3.1) показує, що завдяки високому цетановому числу (більше 55) ДМЕ є цінним паливом для дизелів, а високий вміст кисню в молекулі ДМЕ і відсутність зв'язку вуглець-вуглець дозволяє отримати бездимне згоряння. Наявність кисню в молекулі і пов'язане з цим знижене стехіометричне співвідношення ( $l_0 = 9$ ) призводить до зменшення поверхні полум'я в циліндрі дизеля і надає можливості зниження викидів оксиду азоту.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 48    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Однак ДМЕ як паливо має ряд істотних недоліків. Через низьку температуру кипіння ускладнюється паливна система, з'являється можливість витоків палива та утворення вибухонебезпечної суміші при концентрації ДМЕ у повітрі вище 3,4 %. Це означає, що робота на ДМЕ вимагає таких же заходів безпеки, як і на зрідженому нафтовому газі [7].

Таблиця 3.1 – Фізико-хімічні і моторні властивості ДМЕ та ДТ

| Характеристика палива                                              | ДМЕ                       | ДП                          |
|--------------------------------------------------------------------|---------------------------|-----------------------------|
| Формула складу                                                     | $\text{CH}_3\text{OCH}_3$ | $\text{C}_n\text{H}_{1,8n}$ |
| Молекулярна маса                                                   | 46                        | 190..220                    |
| Елементний склад                                                   |                           |                             |
| С                                                                  | 52,2                      | 86,6                        |
| Н                                                                  | 13,0                      | 13,0                        |
| О                                                                  | 34,8                      | 0,4                         |
| Щільність рідкої фази при 20 °С, кг/м <sup>3</sup>                 | 668                       | 831..845                    |
| Коефіцієнт стиснення дійсний при 20 °С і 0,1 МПа, Па <sup>-1</sup> | $157 \cdot 10^{-11}$      | $67 \cdot 10^{-11}$         |
| Кінематична в'язкість рідкої фази при 20 °С, мм <sup>2</sup> /с    | 0,22                      | 3,0                         |
| Коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м                                | 0,0012                    | 0,028                       |
| Розчинність у воді при 20 °С, кг/м <sup>3</sup>                    | 70                        | -                           |
| Тиск насиченої пари при 20 °С, МПа                                 | 0,51                      | 0,0008                      |
| Температура кипіння (зрідження) при 0,1 МПа, °С                    | -24,8                     | 180..371                    |
| Критичний тиск, температура, МПа, К                                | 5,37/400                  | -                           |
| Теплота пароутворення при 20 °С, кДж/кг                            | 410                       | 210-250                     |
| Нижча теплотворна здатність, МДж/кг                                | 28,84                     | 42,5                        |
| Запас енергії на борту транспортного засобу, МДж/л                 | 18,9                      | 35,9                        |
| Цетанове число                                                     | >55                       | 40..55                      |
| Стехиометричне співвідношення                                      | 9,0                       | 14,56                       |
| Температура самозаймання, °С                                       | 235                       | 240-310                     |
| Викид CO <sub>2</sub> при повному згоранні, г/МДж                  | 67,5                      | 74,2                        |

Через меншу щільності і теплотворну здатність ДМЕ потрібне збільшення об'ємної подачі в 1,85 рази. Важливо також відзначити малу в'язкість ДМЕ і, отже, необхідність використання протизносних присадок.

### 3.2 Розпилювання, займання і згорання диметилового ефіру

Відмінні від дизельного палива фізико-хімічні властивості ДМЕ обумовлюють інше протікання робочих процесів в камері згорання двигуна, що вимагає врахування особливостей цих процесів та їх оптимізації стосовно згорання диметилового ефіру [8].

Геометрія струменів диметилового ефіру якісно змінюється в процесі впорскування так само, як і струменя дизельного палива, тому необхідно відзначити відмінності. Розпорошений струмінь диметилового ефіру має меншу довжину, але більший об'єм. Це відбувається за рахунок відмінності у вугіллі конуса струменя. Кут розкриття конуса основної ділянки струменя приблизно однаковий, а фронт струменя (його головна ділянка) – у диметилового ефіру значно більше. У будь-якому випадку цей кут збільшується із зростанням протитиску в камері [9].

Відмінності в динаміці струменів рослинного масла, ДМЕ і їх сумішей можна відзначити рис. 3.1. Примітно, що навіть малий вміст диметилового ефіру в суміші забезпечує якісне розпилювання палива. Використання таких сумішей можна розглядати як радикальний засіб поліпшення протікання процесів сумішоутворення і згорання. У зв'язку з цим визначальним механізмом руйнування струменя і подрібнення крапель розпилюючого палива є «мікрровибухи» всередині сумішевого палива, викликані тим, що тиск середовища при даній температурі виявляється нижче тиску насичених парів. При цьому закипаючий диметиловий ефір інтенсифікує руйнування струменя і подрібнення крапель. Зазначимо, що більш низький тиск, ніж в циліндрі або бомбі, має місце в сопловому каналі розпилювача і руйнування

струменя може починатися ще на більш ранніх стадіях. У зв'язку з цим проглядається вплив тиску впорскування на дрібність розпилювання, показано на рис. 3.1.

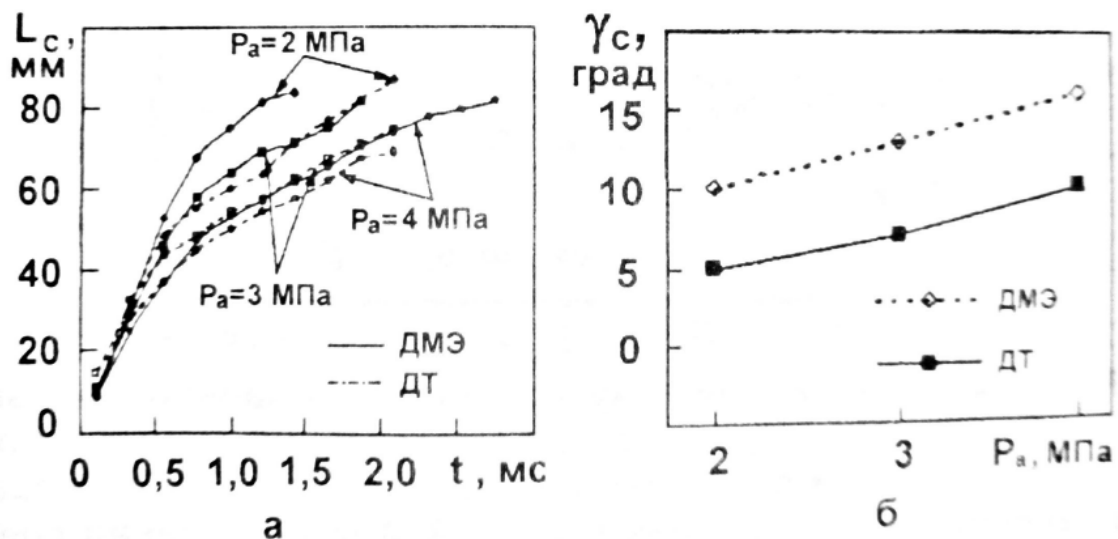


Рисунок 3.1 – Залежність довжини струменя  $L_c$  від часу  $t$  при тиску середовища  $P_a=2..4$  МПа (а) і кута при вершині конуса струменя  $\gamma_c$  від тиску середовища  $P_a$  для ДП та ДМЕ при тиску впорскування  $P_{впр}=16$  МПа і діаметрі сопла  $d_c=0,5$  мм

Основна закономірність, подрібнення крапель зі збільшенням тиску впорскування якісно залишається справедливою для будь-яких палив. Однак можна помітити, що вже на рівні досить невеликих тисків для палива, що містить диметилловий ефір, вона стає все менш актуальною. Зазначимо, що ця закономірність для ефіру вельми характерна і висновок фахівців з широкого кола випробувань одностайний: для впорскування ДМЕ не слід прагнути до таких високих тисків подачі, як для дизельних палив. Пояснення цього факту полягає в фізичних властивостях ефіру, сприяють прискореному сумішоутворенню знижені в'язкість і поверхневий натяг, що сприяють розпаду струменя (рис 3.2), і збільшений тиск насиченого пара, що сприяє швидкому випаровуванню з поверхні [9].

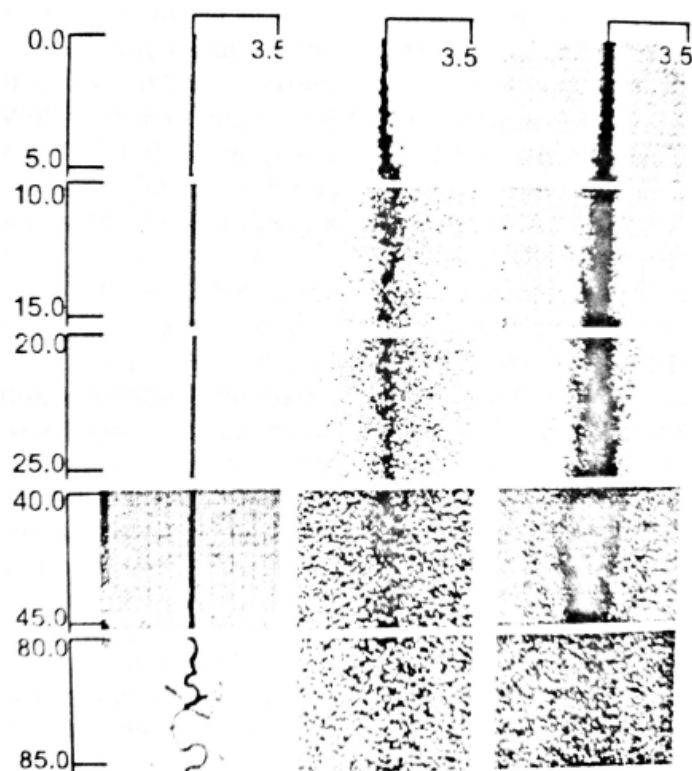


Рисунок 3.2 – Розвиток струменя рослинного масла (ліворуч), суміші рослинного масла і 25% ДМЕ (в центрі) і чистого ДМЕ (праворуч) при тиску впорскування  $P_{впр}=2$  МПа, тиск середовища  $P_a=0,5$  МПа

Якщо випаровування палива з крапель досить швидке, то воно переважає над ефектом агломерації крапель при їх зіткненні. Якщо випаровування повільне, то в результаті агломерації розмір крапель може зростати.

Навпаки, струмінь чистого диметилового ефіру, віддаляючись від сопла і швидко випаровуючись, подрібнюється. Ситуація з сумішевим паливом більш складна: спочатку зважаючи на швидке випаровування диметилового ефіру з крапель спостерігається швидке руйнування струменя і зменшення середнього діаметра крапель, а при подальшому їх русі з переважанням в краплях більш важких фракцій дизельного палива і зважаючи агломерації крапель - збільшується. Це ефект тим сильніший, чим гірше були умови розпилювання (нижче тиск середовища і впорскування) (рис. 3.3).

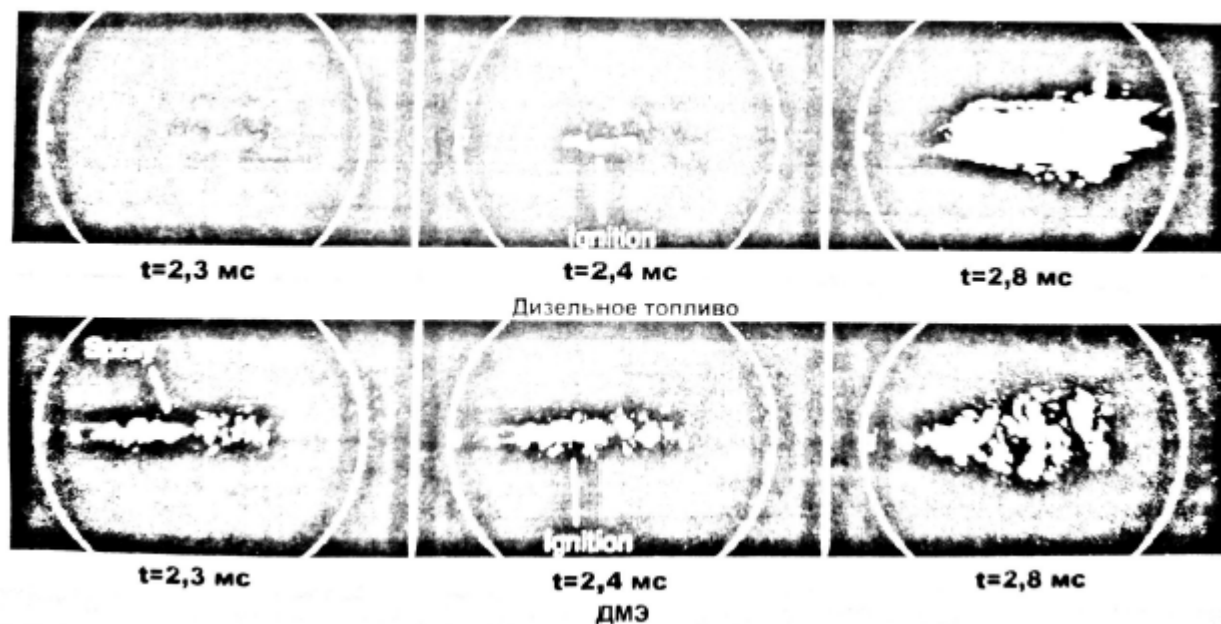


Рисунок 3.3 – Високошвидкісна кіно реєстрація динаміки паливної струменя в бомбі при упорскуванні ДТ і ДМЕ.

Звертає на себе увагу менша затримка самозаймання диметилового ефіру і менш бурхливе подальше згорання. Перше пояснюється кращими умовами розпилювання і випаровування диметилового ефіру, а також його великим цетановим числом. Втім менший період затримки займання індукції (період затримки займання  $\tau$ .) характерний тільки при упорскуванні ДМЕ в середу з малим протитиском  $P_a$ . При нормальній концентрації кисню в заряді  $c_{O_2}=20.6\%$  і високому протитиску  $P_a$  періоди індукції ДМЕ і ДТ близькі. Підтверджуються загальні якісні закономірності впливу тиску  $P_a$  і температури  $T_a$  середовища на прискорення займання.

Дослідження впливу концентрації кисню в заряді  $CO_2$  на займання обумовлено бажанням прогнозувати протікання робочих процесів при рециркуляції відпрацьованих газів.

Важливо також і те, що володіючи меншою масою ДМЕ володіє меншим коефіцієнтом дифузії. Разом з тим, згорання ДМЕ більш тривале, у тому числі на лінії розширення. Це відбувається на тлі відносно більш

високого середнього індикаторного тиску  $P_i$ . Таким чином, є необхідність у створенні умов для скорочення тривалості дифузійного згоряння. При згорянні ДМЕ характер тепловиділення змінюється значно менше, ніж при згорянні ДП.

Більш спокійне горіння ДМЕ обумовлює можливість меншого утворення оксидів азоту меншій гучності згоряння, але також і більший тривалості та утворенню більшої кількості незгорілих вуглеводнів і монооксиду вуглецю. Загальна тривалість згоряння ДМЕ більше, ніж у ДП, причому різниця може бути досить значна.

Таким чином радикал  $\text{CH}$  може бути показником досягнутого тепловиділення. Радикал  $\text{CH}_3$  приводить до утворення  $\text{CO}$ , характеризує незавершеність процесу горіння. Отже окислення ДМЕ відбувається з утворенням  $\text{CH}_x$  і також  $\text{R}$ , який вже пізніше окислюється до  $\text{CO}_2$ ;

Радикал  $\text{C}$  утворюється через дегідрогенізацію вуглеводнів і полімеризацію атомарного  $\text{R}$ -радикал стабільний і тим несприятливий щодо викидів шкідливих речовин [9].

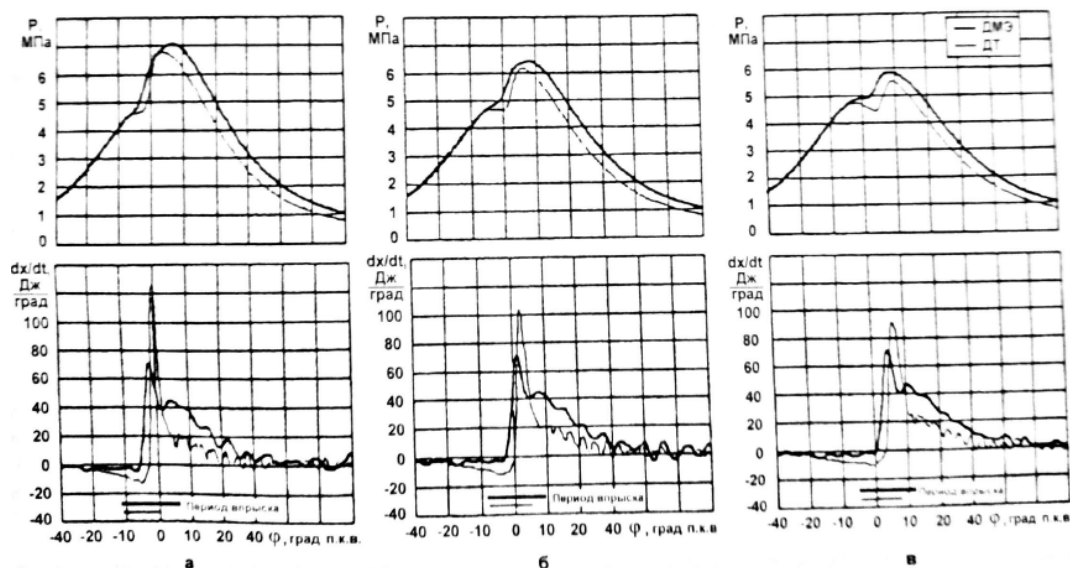


Рисунок 3.4 – Індикаторні діаграми і закони тепловиділення в процесі горіння ДП і ДМЕ в камері згоряння дизеля при  $n=1920 \text{ хв}^{-1}$ ,  $P_e=0,32 \text{ МПа}$  і різних кутах випередження впорскування палива

### 3.3 Особливості паливної апаратури та паливоподачі диметилового ефіру в газодизельних двигунах

Система живлення (рис. 3.5) газодизельного двигуна 1 містить бак 2 зберігання дизельного палива, що використовується як гідрорідина, балон 3 зберігання ДМЕ, газовий балон 4 з зрідженим природним газом, паливний насос 5 високого тиску, електричний паливopідкачуючий насос 6 для подачі ДМЕ, дозатор ДМЕ 7, газовий редуктор 8, трубопровід його подачі в змішувач, встановлений на вході у впускний колектор, а також газовий дозатор 9 і заслонку управління режимами роботи двигуна [10].

У наведеній системі живлення ДМЕ і вимірювання його витрати запропоновані схемотехнічні рішення, що дозволяють:

- заправляти баки ДМЕ;
- вводити антифрикційні присадку «Лубрізол»;
- вимірювати витрату ДМЕ;
- видаляти повітряні пробки з системи перед подачею ДМЕ, а також залишки ДМЕ після закінчення роботи або при налагоджувальних роботах.

Для займання газоповітряної суміші використовується запальна доза диметилового ефіру, який надходить з балона в підкачуючий насос з електроприводом і створює гарантований тиск 1,5 МПа, що запобігає появі парових пробок. З паливного насоса, що підкачує 6, ДМЕ надходить в дозатор 7, що представляє собою регульований плунжерний насос з механізмом що стежить за гідроприводом, основними елементами якого є плунжер (поршень), всмоктуючий і нагнітальний клапани.

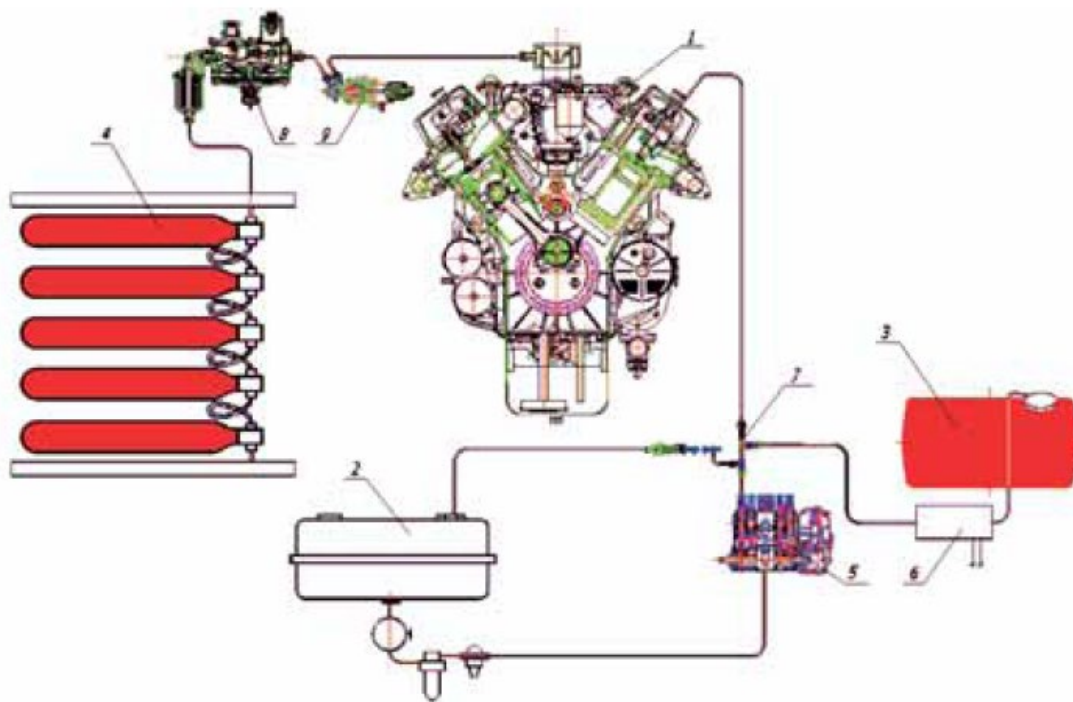


Рисунок 3.5 – Комбінована система паливоподачі: 1 - газодизельний двигун ЯМЗ-236НЕ; 2 - бак дизельного палива; 3 - балон з ДМЕ; 4 - балони з КПГ; 5 - паливний насос високого тиску; 6 - насос подачі ДМЕ; 7 - дозатор ДМЕ; 8 - газовий редуктор; 9 - газовий дозатор

Кожен циліндр газодизельного двигуна забезпечений дозатором ДМЕ, вбудовуваним в лінію високого тиску дизельної паливної апаратури. Нагнітається ДМЕ в порожнину форсунки за допомогою плунжера (поршня), керованого гідрорідиною (дизельним паливом).

Система подачі ДМЕ (рис. 3.6) включає: гідропідсилювач 1, в циліндрі якого під дією дизельного палива, що подається від штатного паливного насоса високого тиску дизеля в процесі паливоподачі, переміщується підпружинений поршень 2. На поршень 2 впливає гідрорідина, в якості якої використовується дизельне паливо, що подається штатним паливним насосом високого тиску через штуцер 3. Диметиловий ефір підводиться до гідропідсилювачу через штуцер підведення ДМЕ 4, штуцер 3 і нагнітається в магістраль високого тиску після відкриття нагнітального клапана 6 через

штуцер 7. Поршень 2 стискає і подає запальну порцію диметилвого ефіру в спеціальну паливну форсунку, встановлену в головці циліндра.

Після закінчення процесу паливоподачі в робочому об'ємі дозатора ДМЕ створюється розрідження, за рахунок якого в його порожнину всмоктується наступна порція ДМЕ. Надлишки дизельного палива зливаються через жиклер 8 і канал 9 в зливну магістраль 10, системи. На виході з зливної магістралі 10 встановлено пристрій 11 регулювання та підтримки тиску в зливній магістралі.

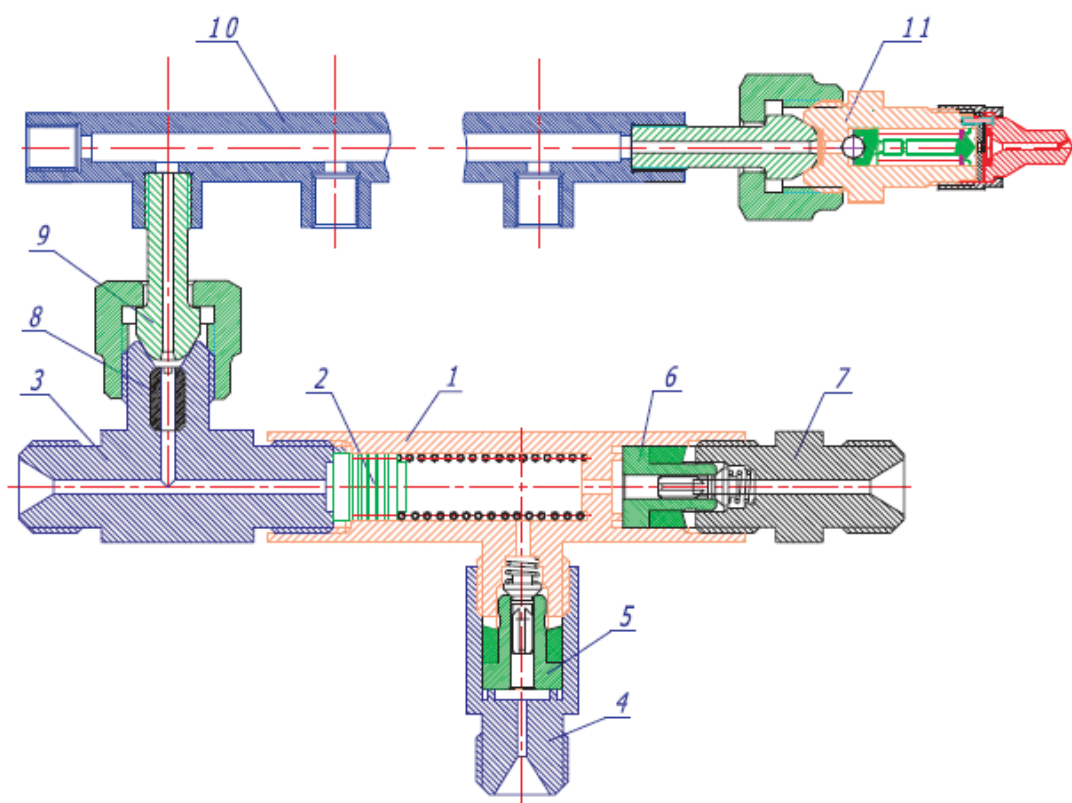
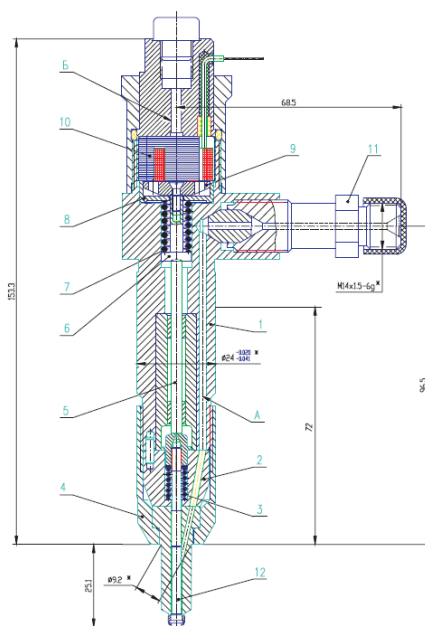


Рисунок 3.6 – Система подачі диметилвого ефіру: 1 - гідропідсилювач; 2 - подпружинен поршень; 3 - штуцер підведення гідрорідини; 4 - штуцер підведення ДМЕ; 5 - всмоктуючий клапан; 6 - нагнітальний клапан; 7 - штуцер нагнітання ДМЕ; 8 - жиклер; 9 - канал зливу гідроїдності; 10 - зливна магістраль; 11 - пристрій регулювання та підтримки тиску

Важливою перевагою пропонованої системи живлення є її здатність працювати на ДМЕ без додавання присадок (типу «Лубрізол» ), тобто конструктивними заходами забезпечуються прийнятні трибологічні характеристики її прецизійних елементів. Для газодизельного двигуна запропонована акумуляторна система подачі палива з електрокерованими форсунками. Вона дозволяє встановлювати оптимальний закон впорскування запальний дози палива залежно від швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна, оптимізувати фази початку і кінця уприскування палива, що сприятливо позначається на економічності двигуна і можливості виконання вимог норм на викид в атмосферу токсичних речовин без використання нейтралізатора. Схема клапаннощілинної форсунки з електронним управлінням показана на рис. 3.7.



Тиск відкриття клапана форсунки визначається жорсткістю пружини 3. Тривалість упорскування палива на різних режимах роботи двигуна регулюється електричним сигналом, що надходять від блоку управління на електромагніт 10. У початковому стані клапан форсунки закритий під дією сили пружності пружини 3, яка перевищує силу, що діє на клапан від тиску палива в камері розпилювача. При подачі напруги на електромагніт форсунки виникає сила у якорі 9, спрямована в бік клапана форсунки. Ця сила через упор 6 і штангу 5 передається на клапан форсунки 12, переміщуючи його до упору на задану величину. Оптимальний хід клапана підбирається при доведенні робочого процесу двигуна. При знятті напруги з електромагніту під дією пружини 3 клапан закривається.

Для визначення об'ємної витрати ДМЕ при випробуваннях двигуна розроблена оригінальна система вимірювання (рис. 3.8). Вона забезпечена пультом управління, а також містить п'ять електромагнітних клапанів, два паливopідкачуючих насоса, фільтр, два манометра, дросель, два редукційних клапана, прозору вставку для візуального контролю відсутності кавітації.

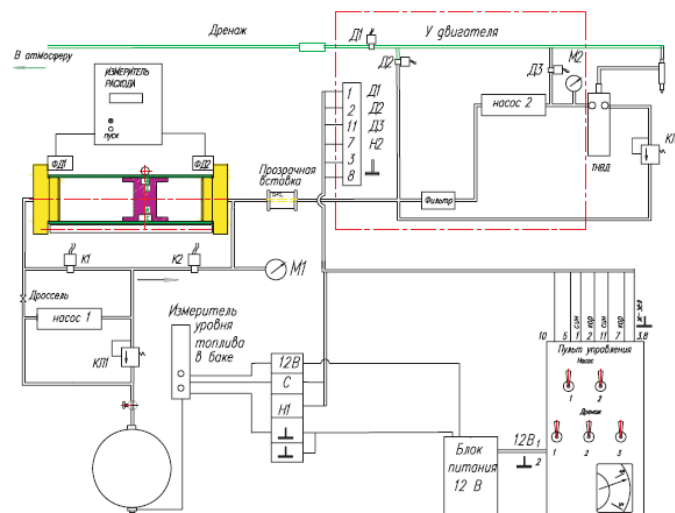
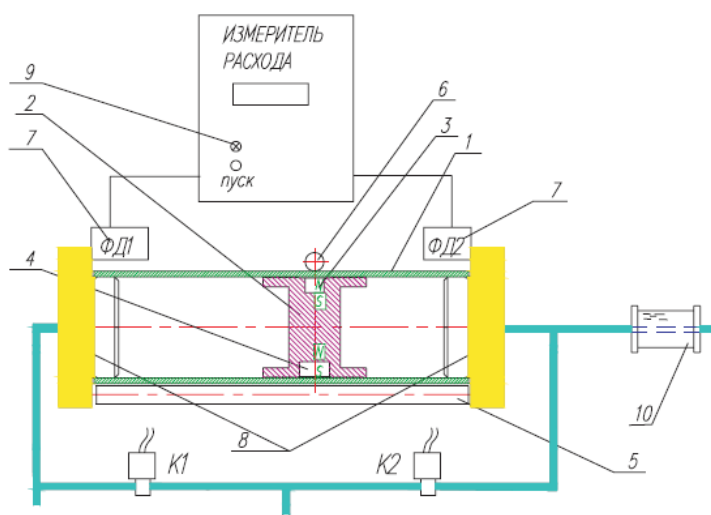


Рисунок 3.8 – Схема системи вимірювання об'ємної подачі ДМЕ:

Д1-Д3 - дренажні клапани; М1, М2 - манометри; К1, К2 - електромагнітні клапани; ФД1, ФД2 - фотодатчики вимірника витрати; КЛ1, КЛ2 - редукційні клапани; ПНВТ - паливний насос високого тиску

Пристрій для вимірювання витрати ДМЕ (рис. 3.9) являє собою циліндр 1, виконаний з немагнітної нержавіючої сталі, усередині якого переміщається фторопластовий поршень 2, забезпечений потужним магнітом 3. Навпроти першого магніту в поршні встановлений другий магніт 4, який орієнтує поршень нижнім магнітом вниз до магнітної направляючої 5. Це утримує поршень від провертання всередині циліндра. Зовні його переміщення відстежується кареткою 6, яка при русі по поверхні труби викликає спрацьовування двох фотодатчиків 7. При спрацьовуванні першого включається відлік часу вимірювання витрати, спрацьовування другого завершує процес вимірювання. Обсяг палива, що витрачається – 280 см<sup>3</sup>.



1 - циліндр; 2 - поршень; 3, 4 - магніти; 5 - магнітна напрямна; 6 - каретка;  
7 - фотодатчики; 8 - кришки циліндра; 9 - світлодіод готовності до пуску;  
10 - візуальна камера

При роботі двигуна ДМЕ подається насосом 1 (рис. 2.18), через електромагнітний клапан К2 в двигун, при цьому поршень вимірювального пристрою знаходиться в лівому крайньому положенні. При натисканні кнопки «Пуск» на панелі блоку вимірника витрати відкривається електромагнітний клапан К, а електромагнітний клапан К2 закривається. Насос подає ДМЕ в ліву частину вимірювального циліндра, поршень починає рухатись вправо, вимірюючи обсяг палива, що подається ПНВТ в двигун.

Каретка має магнітний зв'язок з поршнем, тому, повторюючи його переміщення, рухається поверх труби вправо. Коли каретка відходить від фотодатчика ФД1, включається секундомір, при перериванні світлового потоку фотодатчика ФД2 секундомір зупиняється, одночасно клапан К1 закривається, а електромагнітний клапан К2 - відкривається.

### 3.4 Модернізація паливної системи для використання диметилового ефіру у якості запальної дози палива

Штатна паливна система двигуна MAN 8L51/60DF є унікальною, оскільки при роботі за дизельним циклом використовується форсунка основного палива, а при роботі за газодизельним циклом – паралельна паливна система типу Common Rail, обладнана окремою форсункою для впорскування запальної дози палива. Оскільки, згідно теми дипломного проекту, диметилловий ефір планується використовувати у якості запальної дози палива, то модернізація стосується відповідної часті паливної системи.

Особливої уваги у цій паливній апаратурі заслуговують ПНВТ, ПНВТ цієї системи створено на базі серійного аксіально-плунжерного насоса Rexroth (рис. 3.10). Його розрахунковий тиск подачі - 80 МПа. Тертьові поверхні приводу плунжерів виконані керамічними (з нітриду титану), гідравлічна щільність плунжерів забезпечується застосуванням тефлону. ПНВТ має штуцери підведення ДМЕ, його відводу під високим тиском і

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 61    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

відведення витоків (у газовій фазі). При подачі ДМЕ насосом з вихідною комплектацією (зі сталевими плунжерами і бронзовими втулками) відзначений швидкий знос деталей і падіння подачі. Проблеми були вирішені при використанні тефлонових ущільнень плунжера. Для кращої зносостійкості плунжери були покриті нітридом титану.

Оскільки в'язкість ДМЕ на порядок нижче, ніж у ДП, актуальне питання внутрішніх витоків і зовнішньої гідроцильності. Одним із шляхів зниження витоків у щільовому ущільненні є його подовження. Як і в традиційних аксіально-плунжерних насосів корпус є нерухомим. Плунжери виконані видовженими, наповнення плунжерних порожнин здійснюється не через вікна у втулках, а через впускні клапани. Зовнішня гідроцильність забезпечується застосуванням стійких до деструкції ДМЕ підкладних кілець.

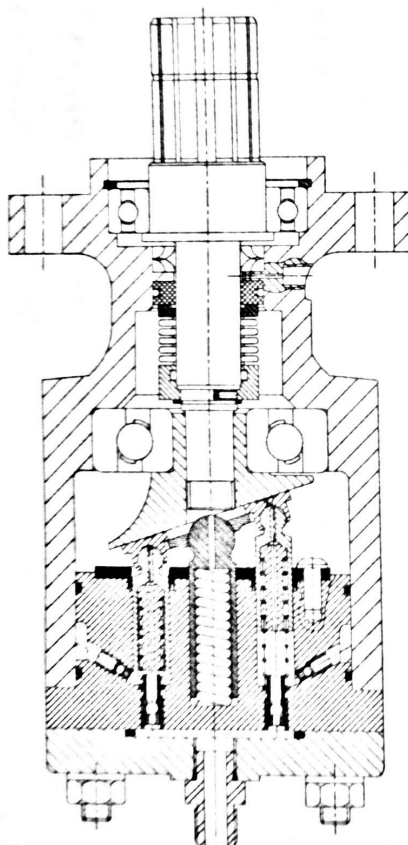


Рисунок 3.10 – Спеціалізований ПНВТ для подачі ДМЕ в акумулятор

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 62    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Ефективний прохідний перетин розпилювача  $\mu\text{мюэфР}$  і коефіцієнт витрати сопла  $\mu\text{мюс}$  для ДМЕ істотно менше для ДП. Це пояснюється більшою схильністю до кавітації (випаровуваності) ДМЕ. Навпаки, при малих числах кавітації ( $<0,7 \dots 1,8$ ) у багатоструменевих розпилювачів з сопловими отворами в передсопловому каналі і з голками, мають додатковий конус, значення  $i$  і  $P_c$  для ДМЕ близькі до значень  $P_{вп}$  і  $P_c$  для ДП і навіть перевищували їх. Це пояснюється меншими втратами тиску в замикаючому конусі внаслідок меншої в'язкості ДМЕ. Сильна залежність витратних характеристик соплових отворів від температури підсилює вплив зміни фізичних властивостей ДМЕ на робочі процеси дизеля і повинно враховуватися при проектуванні паливо падаючої апаратури [12].

### 3.5 Проектування і розрахунок форсунки для подачі запальної дози диметилового ефіру (перевірочний розрахунок форсунки)

Таблиця 3.2 – Вихідні дані для розрахунку форсунки

| Параметр                                                                            | Позначення      | Значення |
|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|----------|
| Ефективна потужність двигуна, кВт                                                   | $N_e$           | 8080     |
| Частота обертання, $\text{хв}^{-1}$                                                 | $n$             | 514      |
| Число циліндрів, шт                                                                 | $z$             | 8        |
| Ефективна питома витрата рідкого палива, $\text{кг}/(\text{кВт} \times \text{год})$ | $g_e$           | 0,014    |
| Максимальний тиск, МПа                                                              | $P_{max}$       | 16,31    |
| Тиск стискання, МПа                                                                 | $P_c$           | 11,65    |
| Кількість соплових отворів, шт                                                      | $i$             | 4        |
| Коефіцієнт подачі палива                                                            | $K$             | 1,25     |
| Густина палива, $\text{кг}/\text{м}^3$                                              | $\rho_f$        | 670      |
| Середній тиск упорскування палива, МПа                                              | $P_{тф}$        | 25       |
| Тривалість подачі палива, °п.к.в                                                    | $\varphi_{к.в}$ | 20       |

Продовження таблиці 3.2

|                                                   |           |       |
|---------------------------------------------------|-----------|-------|
| Коефіцієнт витрати палива                         | $\nu_c$   | 0,75  |
| Тиск початку впорскування, МПа                    | $P_e$     | 25    |
| Діаметр направляючої частини голки, мм            | $d_l$     | 10    |
| Величина відносної диференціальної площадки голки | $\square$ | 0,5   |
| Підйом голки, мм                                  | $h_z$     | 0,5   |
| Діаметр проволочки пружини, мм                    | $d$       | 6     |
| Середній діаметр пружини, мм                      | $D_{cp}$  | 15    |
| Число робочих витків, шт                          | $n_p$     | 9     |
| Модуль зсуву, МПа                                 | $G$       | 80000 |
| Допустиме напруження в пружині, МПа               | $\sigma$  | 650   |

Циклова подача палива, г/цикл:

$$B_{\text{ц}} = \frac{g_e \times N_e \times 10^6}{60 \times z \times n} = \frac{0,014 \times 8080 \times 10^6}{60 \times 8 \times 514} = 0,917$$

Максимальна циклова подача палива, г/цикл:

$$B_{\text{ц}}^{\text{max}} = K \times B_{\text{ц}} = 1,25 \times 0,917 = 1,146$$

Об'ємна циклова подача палива, мм<sup>3</sup>/цикл:

$$V_{\text{ц}} = \frac{B_{\text{ц}}^{\text{max}} \times 10^3}{\rho_f} = \frac{1,146 \times 10^3}{67} = 1,711$$

Середній тиск газів в циліндрі двигуна в період впорскування, МПа:

$$p_{\text{ти}} = \frac{P_c + P_{\text{max}}}{2} = \frac{11,65 + 16,31}{2} = 13,980$$

Швидкість витікання палива через соплові отвори, м/с:

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 64    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

$$V_{m\phi} = \sqrt{\frac{2 \times (p_{m\phi} - p_{m\psi}) \times 10^6}{\rho_f}} = \sqrt{\frac{2 \times (25 - 13,980) \times 10^6}{670}} = 181,4$$

Час витікання палива, с:

$$t_b = \frac{\kappa \cdot g}{6 \times n} = \frac{25}{6 \times 514} = 0,006$$

Сумарна площа соплових отворів, мм<sup>2</sup>:

$$A_c = \frac{V_{f\psi}}{\mu_c \times V_{m\phi} \times t_b \times 10^3} = \frac{1,711}{0,75 \times 181,4 \times 0,006 \times 10^3} = 1,939$$

Діаметр соплових отворів  $d_c$ , мм:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \times A_c}{\pi \times i}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,939}{3,14 \times 4}} = 0,786$$

Діаметр соплових отворів  $d_c$  виготовляють через 0,75 мм для форсунок СОД, приймаємо  $d_c = 0,8$  мм.

*Вибір матеріалу та розрахунок пружини форсунки*

Пружина форсунки є однією з основних її деталей, від працездатності якої сильно залежить надійність та строк служби форсунки. Пружина сприймає великі періодичні навантаження динамічного характеру при високій швидкості їх прикладення.

Для відповідальних пружин вибирають проволочку із хромо-ванадієвої сталі 50ХФА ГОСТ 14959-79.

Хімічний склад сталі 50ХФА:

C = 0,47 - 0,54%; Si = 0,17 - 0,37%; Mn = 0,5 - 0,8%.  
Cr = 0,8 - 1,10%; Ni = 0,20%;

Механічні властивості сталі 50ХФА:

$\sigma_B = 1275$  МПа – границя міцності;

$\sigma_T = 1079$  МПа – границя текучості;

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 65    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

$\Delta_l = 8 \%$  – відносне подовження;

$\Delta_d = 35 \%$  – відносне звужування.

Діаметр замираючої частини голки, мм:

$$d_2 = d_1 \times \sqrt{1 - \delta} = 10 \times \sqrt{1 - 0,5} = 7,071$$

Зусилля, що піднімає голку (сила попереднього запасу пружини), Н:

$$F_1 = \frac{\pi \times (d_1^2 - d_2^2)}{4} \times P_6 = \frac{3,14 \times (10^2 - 7,071^2)}{4} \times 25 = 981,25$$

Коефіцієнт пружини:

$$c = \frac{D_{cp}}{d} = \frac{15}{6} = 2,5$$

Індекс пружини:

$$K_2 = 1 + \frac{1}{2 \times c} - \frac{1}{2 \times c^2} = 1 + \frac{1}{2 \times 2,5} - \frac{1}{2 \times 2,5^2} = 1,12$$

Попередній прогин пружини, мм:

$$f_1 = \frac{8 \times F_1 \times n_p \times D_{cp}^3 \times K_2}{G \times d^4} = \frac{8 \times 981,25 \times 14 \times 15^3 \times 1,12}{80000 \times 6^4} = 4,007$$

Повний підйом голки, мм:

$$f_2 = f_1 + h_2 = 4,007 + 0,5 = 4,507$$

Максимальне зусилля пружини при піднятті голки, Н:

$$F_2 = F_1 \times \frac{f_2}{f_1} = 981,25 + \frac{4,507}{4,007} = 1104$$

Поправочний коефіцієнт:

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 66    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

$$K_1 = \frac{4 \times c - 1}{4 \times c - 4} + \frac{0,615}{c} = \frac{4 \times 2,5 - 1}{4 \times 2,5 - 4} + \frac{0,615}{2,5} = 1,746$$

Мінімальне напруження в пружині, МПа:

$$\tau_{\min} = \frac{2,55 \times D_{cp} \times K_1}{d^3} \times F_1 = \frac{2,55 \times 15 \times 1,746}{6^3} \times 981,25 = 303,4$$

Максимальне напруження в пружині, МПа:

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} \times \frac{f_2}{f_1} = 303,4 \times \frac{4,507}{4,007} = 341,2$$

Умова:

$$\tau_{\max} \leq [\tau]$$

$$341,2 \leq 650$$

**Умова виконується.**

Середнє напруження та амплітуда циклу, МПа:

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{341,2 + 303,4}{2} = 322,3$$

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{341,2 - 303,4}{2} = 18,9$$

Границя втоми на кручення, МПа:

$$\tau_{-1} = 0,22 \times \sigma_B = 0,22 \times 1275 = 280,5$$

Запас міцності по границі втоми:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \tau_{\tau} \times \tau_m} = \frac{280,5}{18,9 + 0,1 \times 322,3} = 1,9$$

Умова:

$$n_{\tau} \geq [n_{\tau}]$$

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 67    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

$$1,9 \geq 1,5$$

**Умова виконується.**

Частота власних коливань,  $\text{хв}^{-1}$ :

$$n_c = 2,17 \times 10^7 \times \frac{d}{n_p \times D_{cp}^2} = 2,17 \times 10^7 \times \frac{6}{14 \times 15^2} = 41333,333$$

Перевірка на резонанс:

$$\frac{n_c}{n} = \frac{41333,333}{257} = 160,830 \neq \text{цілому числу} - \text{резонанс відсутній}$$

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 68    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

## РОЗДІЛ 4

### ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

#### 4.1 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту суднових технічних засобів

Устаткування й пристрої, а також їх розташування на нових суднах, що вводяться в експлуатацію, повинні відповідати діючим Вимогам техніки безпеки до загального розташування, пристроїв і устаткування морських суден.

При виконанні суднових робіт члени екіпажу зобов'язані користуватися спецодягом, спецвзуттям і запобіжними пристосуваннями (касками, окулярами, рукавицями, протигазами тощо).

У несправному або забрудненому спецодязі й спецвзутті члени екіпажу до роботи не допускаються.

Адміністрація судна повинна стежити за регулярною заміною та забезпеченням регулярного прання та ремонту спецодягу й спецвзуття.

Адміністрація судна повинна стежити за тим, щоб:

а) усі частини устаткування, що рухаються, (працюючого постійно або епізодично), а також відкриті отвори в устаткуванні, через які в процесі експлуатації можуть виділятися полум'я, гарячі гази, пил, промениста теплота та ін., були надійно огорожені;

б) усі прорізи палуби й розташовані на висоті відкриті поверхні (майданчики на рострах і щоглах, містки та ін.), а також постійні робочі місця висотою від 500 мм і вище (майданчики керування, спостереження та ін.), на яких доводиться виконувати тривалу або періодичну роботу, мали надійні лесерні огороження згідно з Вимогами техніки безпеки до загального розташування, пристроїв і устаткуванню морських суден.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 69    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Необхідно стежити за тим, щоб усі органи управління, горловини цистерн і запірні пристрої паливної, масляної, водяної і інших суднових систем мали чіткі написи або знаки, що визначають їх призначення. Усі вентилі, клапани й клинкет повинні мати покажчики напрямку «Відкрито» і «Закрито». Забороняється користуватися органами управління, що не мають фіксуючих пристроїв, які виключають їх мимовільне зсування та переміщення.

Провертання гребних гвинтів можна виконувати тільки з дозволу вахтового помічника капітана, який, перш ніж дати дозвіл, повинен переконатися в тому, що в районі гребних гвинтів чисто.

До початку повертання гребних гвинтів з обох бортів судна повинні бути вивішені попереджуючі знаки з написами на англійській мові «Бережися гребного гвинта, що обертається» [11].

Перед пуском механізмів або пристроїв необхідно:

- відповідно до інструкції з обслуговування переконатися в справності устаткування й арматури, аварійно-попереджувальної сигналізації й засобів захисту, а також у відсутності на і біля механізмах сторонніх предметів;

- попередити людей, що знаходяться поблизу механізмів і устаткування, про майбутній пуск.

На працюючих машинах і механізмах забороняється:

- кріпити гайки й вибирати слабіну в системах руху;
- заміряти зазори;
- чистити й обтирати частини, що рухаються, а також виконувати змащення тертьових частин вручну,
- без спеціальних пристосувань, призначених для забезпечення безпеки при змащенні (шприців, мазничок та ін.);
- виконувати будь-які ремонтні роботи;

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 70    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

– виконувати інші небезпечні роботи на ходу судна, які можуть привести до травматизму.

Запасні частини, пристосування й реманент повинні бути надійно закріплені у своїх гніздах. Їх кріплення потрібно оглядати й перевіряти щоразу після виконання робіт для яких вони використовувалися, а також перед виходом судна в море.

#### 4.2 Дії екіпажу в надзвичайних ситуаціях

Постійна готовність екіпажу до дій при надзвичайних і аварійних ситуаціях забезпечується за рахунок:

1) постійної наявності на борті встановленої кількості екіпажу, здатного забезпечити ефективні дії у випадку виникнення надзвичайних ситуацій;

2) високої професійної кваліфікації екіпажу, попередньої тренажерної підготовки, регулярних і ефективних навчальних тривог, навчань, тренувань;

3) ефективної системи й організації дій, включаючи «Розклад за тривогами», аварійні партії, судові оперативні плани дій (Vessel Response Plans), контрольні листи рекомендованих дій (Check Lists) для всіх виявлених ризиків з урахуванням специфіки й конструктивних особливостей судна, особливостей і властивостей вантажів;

4) постійної готовності засобів боротьби за живучість судна;

5) постійного контролю й спостереження (у тому числі за допомогою спеціальних систем контролю й попереджувальної сигналізації) за основними елементами безпеки, виявлення осередку надзвичайної ситуації на можливо більш ранній стадії, а також швидких, рішучих, ефективних дій людини, що першою виявила виникнення надзвичайної ситуації.

Однією з таких надзвичайних ситуацій є пожежа на судні.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 71    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

Сучасне судно насичене горючими матеріалами, електроустаткуванням. Виконання вимог пожежної безпеки (попередження пожеж) на судні, знання й уміння боротися з пожежею є обов'язковими для всього екіпажу.

Основною метою боротьби з пожежами на судні є:

- порятунок пасажирів і екіпажу;
- локалізація пожежі (запобігання поширення небезпечних факторів пожежі судном, вибухів парів ЛЗР, балонів зі стисненим газом, небезпечних вантажів);
- гасіння пожежі всіма наявними засобами;
- способами збереження остійності й запасу плавучості.

Тактика боротьби з пожежами містить у собі:

- оголошення пожежної тривоги;
- при можливості, огляд аварійного району для уточнення місця, типу палаючої речовини, інтенсивності пожежі;
- визначення порядку виконання дій з порятунку пасажирів і екіпажу, локалізації й боротьби з пожежею, видаленню води, що накопичується при гасінні пожежі.

Для швидкого ухвалення рішення на вибір сил і засобів гасіння пожежі рекомендується знати і використовувати *класифікацію пожеж*, засновану на виділенні однакових властивостей горючого матеріалу, для ефективного використання речовин для вогнегасіння (вогнегасників) [12]:

А – пожежі, викликані горінням твердих горючих матеріалів (деревина, тканини, папір, гума й деякі пластмаси). Пожежі гасять за допомогою води або водяних розчинів речовин для вогнегасіння:

В – пожежі, викликані горінням займистих або горючих рідин, що запалюються: газів, жирів і інших подібних речовин, фарб, лаків, розчинників. Пожежі гасять припиненням надходження кисню повітря до осередку пожежі або запобіганням виділення горючої пари;

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 72    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

С – пожежі, викликані запаленням електроустаткування, що знаходиться під напругою. Пожежі гасять речовинами для вогнегасіння, що не проводять електричний струм;

Д – пожежі, викликані загорянням горючих лужних металів (натрію, калію, магнію, титану, алюмінію та ін.). Для гасіння таких пожеж використовують теплопоглинальні речовини для вогнегасіння, наприклад, спеціальні порошки, охолоджувачі.

На практиці, у реальних судових умовах нерідко виникають пожежі, що поєднують у два класи.

Повна й об'єктивна інформація про те, що горить і де перебуває пожежа, є важливою умовою успішної ліквідації пожежі.

Об'ємні пожежі в приміщеннях судна слід гасити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння (якщо вони передбачені для даного приміщення) або за допомогою водяної або пінної атаки.

Самим доступним і ефективним засобом гасіння пожежі на судні є *забортна вода*. Також ефективним засобом гасіння пожеж є *повітряно-механічна піна*. Піна своїми пухирцями ізолює горючу речовину.

*Вуглекислий газ* використовується в якості вогнегасника в системах пожежогасіння для об'ємного гасіння пожежі у вантажних танках, машинних відділеннях, окремих відсіках і приміщеннях судна, а також у вогнегасниках для гасіння загорянь.

Спеціальна речовина для гасіння *галони* складаються з вуглецю або декількох галогенів: фтору, хлору, броду і йоду. Галони застосовуються для гасіння різних типів пожеж крім пожеж класу D. При об'ємному способі використання галона необхідно вилучити людей з аварійного приміщення.

Впровадження в дію систем пожежогасіння на основі галону, вуглекислого газу – системи об'ємного хімічного пожежогасіння (ОХП) на приміщення, що захищається, здійснюється за вказівкою капітана судна. Перед включенням системи необхідно вивести людей із приміщення,

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 73    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

загерметизувати приміщення. Після пуску вогнегасника необхідно контролювати температуру приміщення і, якщо пожежа не була погашена, перевірити герметизацію приміщення й пустити вогнегасник від резервної системи (якщо вона передбачена на судні). Перед оглядом аварійного приміщення його необхідно провентилувати, перевірити склад повітря за допомогою газоаналізатора за вмістом кисню й (незалежно від результатів аналізу повітря) провести первинний огляд аварійного приміщення в ізолюючих засобах захисту органів дихання.

*Порошки* теж використовують для пожежогасіння, вони діляться за місцем використання на порошки загального призначення (для гасіння пожеж класів А, В і С та їх комбінацій) і спеціального призначення (для гасіння лужних металів). Порошки використовуються в переносних засобах пожежогасіння (в основному у вогнегасниках).

Порошки для пожежогасіння загального призначення охолоджують палаючу речовину, припиняють доступ кисню й тепла до палаючої речовини й тим самим переривають ланцюгову реакцію горіння.

Крім зазначених вище вогнегасників для гасіння пожежі використовують природний пісок, ошурки, просочені содою, ковдри (повстина) з різних тканин, водяна пара.

Після ліквідації пожежі за приміщеннями, які були охоплені вогнем, повинен бути встановлений контроль з метою виключення повторних загорянь від осередків тління, що залишилися, коротких замикань електроустаткування й інших причин.

В даному розділі визначені всі негативні та шкідливі фактори які можуть бути при експлуатації обладнання та механізмів, а також надані нормативні документи, які регламентують допустимі параметри цих факторів, що дає можливість поліпшити умови праці на судні та попередити травматизм членів екіпажу на судні.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 74    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

## ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано конструктивні особливості чотирьохтактного середньообертового двигуна MAN 8L51/60DF, проведено аналіз робочого процесу та сучасних напрямів його вдосконалення. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що завдяки створена сучасна концепція фірмою виробником та використання оригінальних технічних рішень дає можливість двигуну застосовуватися на сучасних.

Проте, завжди актуальною для двигунів внутрішнього згоряння лишатиметься проблема пошуку альтернативного палива, для зменшення залежності від цін на нафтові палива та покращення його екологічних показників. В даному дипломному проекті розглянуто використання запальної дози диметилового ефіру замість запальної дози дизельного палива у газодизельному двигуні. Розрахунок робочого циклу показав, що теплота згорання запальної дози мало впливає на ефективні показники двигуна. Така організація робочого процесу двигуна дозволяє зменшити викид оксиду азоту на 17,8%, монооксиду вуглецю – на 15,1%. При цьому паливна система потребує використання спеціалізованого обладнання для впорскування та зберігання ДМЕ.

Розрахунки показують, що при використанні диметилового ефіру у якості палива головного двигуна можливо досягти прибутку в 522,6 тис. \$.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 75    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ships hub [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://shipshub.com/ru/article/1318-2.html>
2. MAN-ES [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.man-es.com/marine/applications/tanker>
3. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003.-328с.
4. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
5. Дьяченко В.Г. Основи теорії робочих процесів в двигунах внутрішнього згоряння. - Київ: УМК ВО, 1988. - 95 с.
6. Dimethyl Ether Production Technology (DME) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.jcoal.or.jp/>
7. Поліщук, В.М. Тваринні та рослинні жири як сировина для виробництва біодизеля (узагальнення досвіду) [Текст] / В.М. Поліщук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Збірник наукових праць. - 2010, Вип.144.
8. Radley, S. Biodiesel - Feedstocks, Production and Applications Hardcover [Text] / Sabbas Radley. – 2016, 325 p.
9. Diesel alcohol injection studies / Y. Chen, D. Gussert, X. Gao, C. Gupta, D. Foster. – Automot. Eng, 1981, 89, №4, 50-53.
10. Редзюк А.М. Проблеми та перспективи використання рослинної олії як моторного палива [Text] / А.М. Редзюк, В.О. Рубцов, Ю.Ф. Гутаревич – Автошляховик України, 1999. – №1, с. 4-6.
11. Makoś, P. Dimethyl ether (DME) as potential environmental friendly fuel [Text] / Patrycja Makoś, Edyta Słupek, Joanna Sobczak, Dawid Zabrocki, Jan Hupka1, Andrzej Rogala // E3S Web of Conferences . –2019, 2...8 p.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 76    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |

12. Fleisch, T.H. Dimethyl ether: A fuel for the 21st century [Text] / T.H. Fleisch, A. Bas, M.J. Gradassi, J.G. Masin // Studies in Surface Science and Catalysis Volume 107, 1997, Pages 117-125.

|     |      |             |        |      |                          |       |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                          | 77    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |       |