

**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 «бакалавр»

**на тему:** Покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.  
Прототип БЧ 23/30.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-21

\_\_\_\_\_ **Лаврук М.С.**  
(підпис)

Керівник роботи:

\_\_\_\_\_ **ст. викладач** \_\_\_\_\_  
(посада, науковий ступень, вчене звання)

\_\_\_\_\_ **Швець І.А.**  
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

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

**Факультет – Інженерно-економічний**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»  
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»  
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

\_\_\_\_\_  
(підпис)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**  
**на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»**

Студенту Лавруку Максиму Сергійовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 6Ч 23/30»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.02.23 за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 17.05.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6Ч 23/30, номінальною потужністю 243 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):  
Вступ.

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектованого двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи подачі палива.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6Ч 23/30 (СК)

3. Паливна система (ПС), 4. Форсунка (СК)

## Консультанти розділів роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
|        |                                           | завдання видав | завдання прийняв |
| 1      |                                           |                |                  |
| 2      |                                           |                |                  |
| 3      |                                           |                |                  |
| 4      |                                           |                |                  |
|        |                                           |                |                  |
|        |                                           |                |                  |

Дата видачі завдання «16» лютого 2023 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| Номер | Назва етапів роботи                                                                                          | Термін виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|----------|
| 1.    | Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу                                    | 17.03.2023                     |          |
| 2.    | Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми                  | 21.03.2023                     |          |
| 3.    | Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна | 24.03.2023                     |          |
| 4.    | Розробка системи подачі палива.                                                                              | 05.04.2023                     |          |
| 5.    | Організація охорони праці та захист навколишнього середовища                                                 | 12.04.2023                     |          |
| 6.    | Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна                                                             | 18.04.2023                     |          |
| 7.    | Робота з складальним кресленням двигуна                                                                      | 26.04.2023                     |          |
| 8.    | Робота з принциповою схемою паливної системи                                                                 | 10.05.2023                     |          |
| 9.    | Робота зі складальним кресленням форсунки.                                                                   | 12.05.2023                     |          |
| 10.   | Загальні висновки по кваліфікаційній роботі                                                                  | 16.05.2023                     |          |
| 11.   | Оформлення кваліфікаційної роботи                                                                            | 17.05.2023                     |          |

Студент \_\_\_\_\_ Лаврук М.С.  
(підпис)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Швец І.А.  
(підпис)

## Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо вирішення проблеми покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та складових зовнішнього теплового балансу.

Описано будову та роботу штатної паливної системи двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено особливості роботи паливної системи на різних режимах роботи двигуна. Запропоновано вдосконалену систему подачі палива. Виконано розрахунок елементів паливної системи та визначено витратні і геометричні параметри.

Розглянуто та описано проблеми шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду основних токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, за запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

**Ключові слова:** електростанція, дизель, робочий цикл, паливна система, паливний насос, форсунка, вібрація, шум.

## Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a design solution is proposed to solve the problem of improving the efficiency of a 330 kW stationary power plant designed on the basis of a 6CH 23/30 prototype engine by improving the fuel supply system.

The object of engine installation, which is a stationary diesel generator power plant, is described. The design and operation features of the prototype engine are considered and described.

The engine operating cycle parameters are calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and components of the external heat balance are determined.

The structure and operation of the standard engine fuel system are described, its advantages and disadvantages are considered. The peculiarities of the fuel system operation at different engine operating modes are revealed. Improved fuel supply system is proposed. The calculation of the fuel system's lemmas is performed and the flow and geometric parameters are determined.

The problems of the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are considered and described. The quantitative emission rates of the main toxic components of the designed engine are determined. The possible hazards that may arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

**Keywords: power plant, diesel engine, duty cycle, fuel system, fuel pump, injector, vibration, noise.**

## ЗМІСТ

|                                                                                                           |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП.....                                                                                                | 4  |
| РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО<br>ВСТАНОВЛЕННЯ.....                                     | 6  |
| 1.1. Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу та обґрунтування<br>вибору генератору .....              | 6  |
| 1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу.....                                                              | 11 |
| 1.3 Висновки по розділу .....                                                                             | 14 |
| РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА                                                     | 15 |
| 2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....                                         | 15 |
| 2.2. Побудова індикаторної діаграми.....                                                                  | 25 |
| 2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....                                                       | 32 |
| 2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....                                              | 40 |
| 2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-<br>прототипу та висновки по розділу ..... | 46 |
| РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.....                                                             | 48 |
| 3.1. Будова та робота паливної системи.....                                                               | 48 |
| 3.2. Розрахунок параметрів паливної апаратури.....                                                        | 61 |
| 3.3. Висновки по розділу .....                                                                            | 69 |
| РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З<br>ОХОРОНИ ПРАЦІ.....                               | 70 |
| 4.1. Загальні положення.....                                                                              | 70 |
| 4.2. Заходи для зниження шуму та вібрації проектного двигуна.....                                         | 72 |
| 4.3. Заходи для зниження рівня вібрації проектного двигуна.....                                           | 74 |

|                   |             |                       |               |             |                                 |              |                |
|-------------------|-------------|-----------------------|---------------|-------------|---------------------------------|--------------|----------------|
|                   |             |                       |               |             | <i>ПННІ НУК 142.44.22.07.ПЗ</i> |              |                |
| <i>Зм.</i>        | <i>Лист</i> | <i>№ докum.</i>       | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                                 |              |                |
| <i>Розробив</i>   |             | <i>Лаврик М</i>       |               |             | <i>Лит.</i>                     | <i>Аркуш</i> | <i>Аркушів</i> |
| <i>Перевірів</i>  |             | <i>Швець І.А.</i>     |               |             |                                 | 2            |                |
| <i>Н. Контр.</i>  |             | <i>Швець І.А.</i>     |               |             | <i>ПННІ НУК</i>                 |              |                |
| <i>Затвердив.</i> |             | <i>Нестеренко В.В</i> |               |             | <i>Пояснювальна<br/>записка</i> |              |                |

|                                                    |    |
|----------------------------------------------------|----|
| 4.4. Техніка безпеки під час ремонту.....          | 75 |
| 4.5. Техніка безпеки при експлуатації двигуна..... | 75 |
| 4.6. Висновки по розділу.....                      | 76 |
| ВИСНОВКИ.....                                      | 77 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....                    | 78 |

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун бЧ 23/30

Додаток 2 Специфікація форсунка

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 3     |

## ВСТУП

Динамічний розвиток і підвищення ефективності всіх галузей народного господарства багато в чому залежить від поліпшення використання транспортних засобів та силових установок.

Значна частина силових установок оснащені дизельними двигунами. Ефективність використання дизельних двигунів більшою мірою визначається працездатністю та ефективністю паливної апаратури, оскільки порушення основних регулювальних параметрів призводять до зниження динамічних, потужностних і економічних показників двигуна, спричиняють значні втрати палива під час експлуатації, а також зменшують ресурс двигуна.

Аналіз поломок дизельних двигунів свідчить що до 40% відмов усіх двигунів припадає на паливну апаратуру. Після відмови паливної апаратури на двигуні, на ньому встановлюють нову або капітально відремонтовану паливну апаратуру (насос, форсунки), унаслідок чого, двигун, навіть той, що відпрацював менш як половину визначеного строку, має знижену потужність і підвищену витрату пального. Це пояснюється передусім невідповідністю настановних значень регулювальних параметрів паливної апаратури та технічним станом (зносом) деталей механізмів двигуна, які безпосередньо впливають на його експлуатацію.

Тому підвищення якості роботи двигуна шляхом вдосконалення системи подач палива з врахуванням режимів роботи двигуна та навантажень є **актуальним завданням.**

**Мета роботи:** полягає у вирішенні завдання щодо покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

**Завдання** які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

- проаналізувати та описати будову двигуна прототипу, а також ознайомитись з принципом функціонування його систем та механізмів;

- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудувати індикаторну діаграму, значення сил та моментів що діють в

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 4     |

кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;

- розглянути та описати будову та принципи роботи штатної системи, надати рекомендації та пропозиції щодо її вдосконалення;

- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна щодо його впливу на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні двигуна та надати рекомендації щодо їх знешкодження;

- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

**Об'єктом розгляду** в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі подачі палива та циліндрі двигуна, та їх вплив на вихідні параметри двигуна.

**Предметом розгляду** є проблеми пов'язані із забезпеченням точності подачі циклової порції рідкого палива, та пошук шляхів щодо їх вирішення.

**Апробацію результатів роботи** здійснено на X студентському науково-практичному форумі «Енергозбереження як енергетична безпека України» що відбулася 22 грудня 2022 року.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 5     |

## РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу.

Дизель-електричні агрегати змінного струму з дизелями ряду Ч 23/30 встановлюються в якості головних і допоміжних енергетичних установок на річкових, озерних і морських судах з необмеженим районом плавання, головних енергетичних установок на плавучих кранах та на дизельних електростанціях.

Вони служать основним джерелом електроенергії для промислових підприємств, населених пунктів в районах, віддалених від центральних енергосистем, резервним джерелом живлення на підприємствах з безперервними технологічними процесами.

На вимогу замовника можуть бути змонтовані разом з необхідним обладнанням на загальному підрамнику для роботи на пересувному фундаменті в утеплених контейнерах типу «Північ». Можлива установка і експлуатація на автомобільній або залізничній платформах, на спеціальних санях і плавучому понтоні.

Дизель-генератори можуть працювати автономно і в загальну мережу паралельно з іншими аналогічними агрегатами і з мережею.

Надійно працюють в умовах холодного і жаркого, сухого і вологого, тропічного, а також морського клімату, в широкому діапазоні барометричних тисків, включаючи високогір'я.

Система охолодження - водяна двоконтурна. На вимогу споживача можлива комплектація радіаторні-вентиляторної установкою, що забезпечує повітряне охолодження агрегатів в районах, що зазнають труднощі з водопостачанням.

Загальна компоновка агрегату забезпечує хороший доступ до вузлів і деталей, які вимагають періодичних оглядів і доглядів, а також ремонтпридатність. З

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 6     |

агрегатом поставляються необхідні інструменти і пристосування, що дозволяють швидко і якісно проводити розбирання і складання вузлів.

Висока економічність агрегатів по паливу і маслу, невелика собівартість обслуговування і ремонту забезпечують мінімальну вартість одиниці виробленої енергії.

Дизель-електричні агрегати надійно працюють при наступних зовнішніх умовах:

|                                                                     |                           |
|---------------------------------------------------------------------|---------------------------|
| Тиск навколишнього повітря, кПа (мм рт.ст.), не менше               | 80 (600)                  |
| Температура навколишнього повітря, К (° C), в межах                 | 278 ... 323 (5..50)       |
| Температура зовнішнього повітря, К (° C), в межах                   | 233 ... 313 (-40 .. + 40) |
| Протитиск на випуску, кПа (мм вод.ст. ), не більше                  | 9,8 (1000)                |
| Відносна вологість повітря,%, не більше                             | 98                        |
| Температура води зовнішнього контуру на вході в дизель, К (° C), до | 305 (+32)                 |

Стаціонарна електростанція представляє собою окрему споруду загальним розміром 8 х 9 м, до її складу входять наступні приміщення: машинний зал, склад ГСМ, кабіна оператора та побутові приміщення.

Машинний зал являє собою основне робоче приміщення де розташований двигун-генератор, елементи системи пуску та електроприлади генератора. Також в машинному залі, згідно з правил безпеки, розташований порошковий автоматичний вогнегасник.

Склад горюче-змащувальних матеріалів (склад ГСМ) призначений для зберігання машинного мастила. Він розташований окремо від машинного залу.

Кабіна оператора та побутові приміщення представляють собою окреме ізольоване приміщення. Головна ціль в віддалені окремого приміщення для

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 7     |

оператора – це ізоляція від шкідливих факторів (шуму та вібрації) які виникають при роботі двигуна.

Обов'язковим для стаціонарної електростанції є аварійний вихід на випадок надзвичайних ситуацій.



Рис. 1.1 - Двигун-генератор ДГР2А

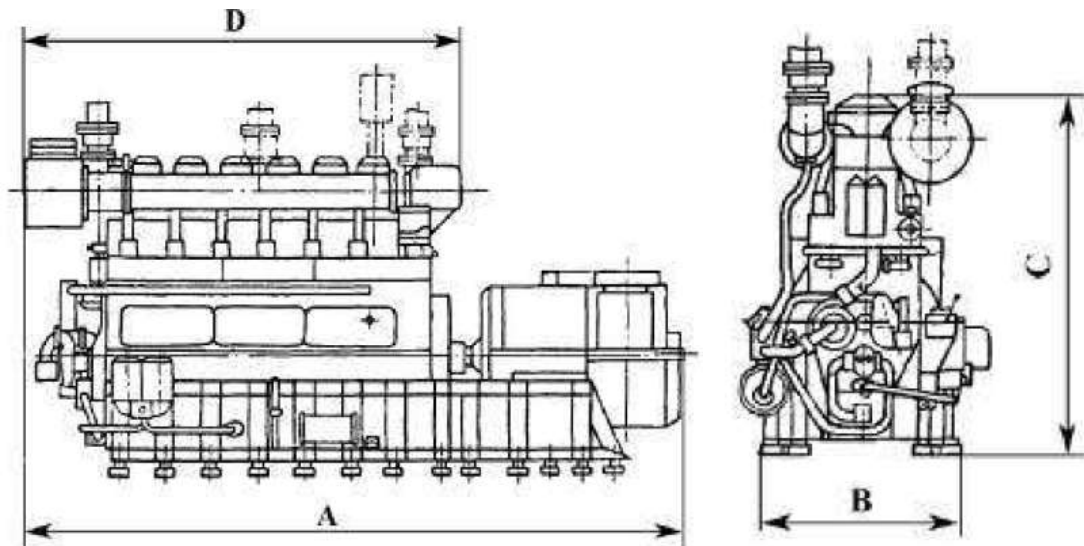


Рис. 1.2 – Види (збоку та спереду) двигунів серії Ч 23/30.

### 1.1.2 Обґрунтування вибору генератора для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки  
Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 330$  кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$  В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 750$  хв<sup>-1</sup> - номінальна частота обертання ротору генератора;

$f = 50$  Гц - частота струму що генерується;

Номінальна фазна напруга, в В

$$U_{H,\phi} = \frac{U_H}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 219.393$$

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

де  $\eta_{\Pi} = 0.985$  - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД  $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 330 \cdot 0.985 = 325.05$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi}$$

де  $\cos\varphi = 0.85$  - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора, і вказується виробником у супровідних документах.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{325.050}{0.850} = 382.412$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H,\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{382.412 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 581.015$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де  $k_{ерс} = 1.08$  - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні  $E_H$  до номінальної напруги  $U_H$ , згідно [1 ст. 7]  $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 382.412 \cdot 1.080 = 413.005$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{413.005 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 627.496$$

Максимальна розрахункова потужність, з урахуванням пікових навантажень в мережі, в кВА

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H$$

де  $k_H = 1.1$  - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253] рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень  $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 413.005 \cdot 1.1 = 454.305$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{454.305 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 690.245$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{750} = 4$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі 1А-400/750, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 330.



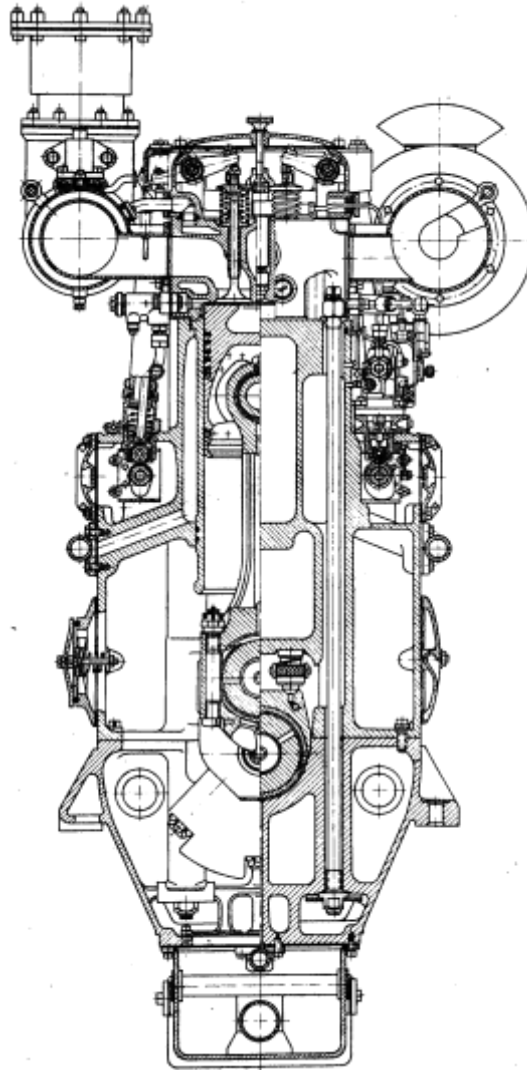


Рис. 1.4 – Поперечний переріз двигуна 6Ч 23/30

Втулка циліндра лита чавунна. Ущільнення водяний порожнини втулки у верхній частині досягається притиранням її бурту і мідної прокладкою, внизу - двома гумовими кільцями.

Кришка циліндра лита чавунна, індивідуальна на кожен циліндр. Ущільнення між блоком і кришкою здійснюється мідної прокладкою. У кришці розміщені форсунка, два впускних, два випускних, пусковий, декомпресійний та запобіжний клапани.

Поршень штампований з алюмінієвого сплаву, з камерою згоряння напіврозділеного типу. На поршні встановлюються чавунні поршневі кільця: чотири компресійних і два маслосборних. Поршневий палець сталевий, цементований, порожнистий, плаваючого типу.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 12    |

Шатун штампований з легованої сталі. Стрижень - двотаврового перетину, в верхню головку шатуна запресована бронзова втулка, вкладиші нижньої головки сталеві, залиті свинцювата бронзою.

Колінчастий вал штампований з легованої, сталі. На передньому кінці укріплені шестерні приводу масляного і водяних насосів, на задньому кінці роз'ємна шестерня приводу розподільних валів.

В механізм газорозподілу входять два рознімних сталевих розподільних вали для впускних і випускних клапанів. Вали встановлені в роз'ємних алюмінієвих підшипниках і розташовані по обидва боки блоку. У шестициліндрового дизеля вал складається з трьох окремих частин. Кулачки виконані разом з валом. На розподільному валу впускних клапанів встановлені роз'ємні кулачки для приводу паливних насосів. На другому розподільному валу встановлена шестерня приводу повітряного розподільвача.

Регулятор швидкості - одно режимний, непрямої дії, з гідравлічною системою посилення дії вимірювача швидкості, з ізодромним та жорстким зворотними зв'язками і регульованим ступенем нерівномірності. Регулятор встановлений на задній торцевій частині дизеля, з приводом від розподільного валу впускних клапанів через пару конічних шестерень.

Система мастила - циркуляційна, одноконтурна, включає в себе шестеренчастий насос з приводом від колінчастого валу, здвоєний сітчастий фільтр грубої очистки, два фільтри тонкого очищення, трубчастий холодильник масла спарений з водяним холодильником. Для прокачування масляної системи двигуна перед пуском є ручний насос, що підкачує. Заповнення піддону маслом і його відкачування здійснюється спеціальним насосом.

Система охолодження - двоконтурна, з водо-водяним охолодженням. Циркуляція прісної води в двигуні здійснюється відцентровим насосом, встановленим на передньому торці двигуна з приводом від колінчастого валу. Відцентровий самовсмоктувальний насос заборотної води прокачує воду через масляний і водяний холодильники.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 13    |

Пуск дизеля проводиться стисненим повітрям. Система пуску включає: пускові балони, повітряний клапан пуску на регуляторі, розподільник повітря, пускові клапани в кришках циліндрів.

Пост управління розташовується в задньому торці дизеля. Двигун комплектується контрольно-вимірними приладами і набором інструментів і запасних частин, необхідних для його експлуатації.

### 1.3 Висновки по розділу.

Під час роботи над розділом, було розглянуто та описано будову та призначення стаціонарної електростанції, визначено параметри та обґрунтовано обрано генератор для вироблення електричної енергії, що буде працювати в парі з двигуном.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принцип роботи його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості щодо конвертації форсування дизельного двигуна із збереженням вихідних параметрів на високому рівні.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 14    |

## РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

### 2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

#### 2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт  $P_e = 330$

Частота обертання колінчастого валу,  $\text{хв}^{-1}$   $n = 750$

Ступінь стиску,  $\epsilon = 14$

Число циліндрів  $i = 6$

Тактність двигуна  $\tau = 4$

#### 2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]  $\alpha = 1.70$

Тиск навколишнього середовища, кПа  $p_a = 101.3$

Температура навколишнього середовища, К  $T_a = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К  $\Delta T = 10$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа  $p_r = 120$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К  $T_r = 800$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]  $\lambda = 1.5$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]  $\xi_Z = 0.85$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]  $\xi = 0.97$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

### 2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де  $k = 0.95$  - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.95 \cdot 101.3 = 96.235$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{800} \cdot \frac{120}{14 \cdot 96.235 - 120} = 0.037$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $\gamma_r = (0,03...0,06)$ , згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.04 \cdot 800}{1 + 0.04} = 320.75$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $T_d = (310...400)$  К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{14}{14 - 1} \cdot \frac{96.235}{101.3} \cdot \frac{293}{320.748 \cdot (1 + 0.037)} = 0.901$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $\Phi_c = (0,75...0,95)$ , згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в  $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{II} \cdot T_a}$$

де  $R_{II} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{II} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

#### 2.1.4 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.375$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 14^{1.375} = 3624.592$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $p_c = (3000 \dots 6000)$  кПа, згідно [1, ст. 16].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 320.75 \cdot 14^{1.375 - 1} = 862.9$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $T_c = (800 \dots 950)$  К, згідно [1, ст. 16].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 862.903 = 22.156$$

#### 2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

$$C = 0.86 ; H = 0.13 ; O = 0.01 ; S = 0 ; W = 0 ;$$

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$Q_{H,p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, в  $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left( \frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у  $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$ :

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в  $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.7 \cdot 0.495 = 0.841$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в  $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість  $\text{CO}_2$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість  $\text{H}_2\text{O}$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість  $\text{O}_2$

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.7 - 1) \cdot 0.495 = 0.073$$

Кількість  $\text{N}_2$

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.7 \cdot 0.495 = 0.664$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в  $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.073 + 0.664 = 0.874$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.874}{0.841} = 1.039$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $\beta_0 = (1,034...1,040)$ , згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.039 + 0.037}{1.000 + 0.037} = 1.038$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $\beta_0 = (1,030...1,038)$ , згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.874} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.073 \cdot 23.3 \\ 0.664 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.389$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.8735} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0727 \cdot 0.0015 \\ 0.6642 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.389 + 8.314 = 31.703$$

$$b' = b = 0.00184$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 3624.592 = 5436.888$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$  кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_Z \cdot Q_{\text{н.р}} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_Z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_Z^2 + B \cdot T_Z - C = 0$$

де  $A = b' \cdot \beta = 0.00184 \cdot 1.03764 = 0.00191$

$B = a' \cdot \beta = 31.703 \cdot 1.038 = 32.896$

$$C'_1 = \frac{\xi_Z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.841 \cdot (1 + 0.037)} = 4.138 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.156 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 862.903 = 2.988 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 41383.586 + 29880.038 = 71263.624$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.896^2 + 4 \cdot 1.907 \times 10^{-3} \cdot 7.126 \times 10^4 = 1.626 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.896 + \sqrt{1625.699}}{2 \cdot 0.002} = 1946.662$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $T_Z = (1800 \dots 2300)$  К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.038 \cdot 1.947 \times 10^3}{1.5 \cdot 862.903} = 1.561$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $\rho = (1,20 \dots 1,56)$ , згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

## 2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1.561} = 8.971$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.214$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{5436.888}{8.971^{1.214}} = 378.962$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $p_b = (300 \dots 900)$  кПа, згідно [1, ст. 18].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1946.662}{8.971^{1.214-1}} = 1217.255$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $T_b = (1000 \dots 1250)$  К, згідно [1, ст. 18].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1217.255}{\sqrt[3]{\frac{378.962}{120}}} = 829.679$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 829.679|}{800} \cdot 100 = 3.71 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки  $\Delta < 5\%$

### 2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

де  $A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.561 - 1) = 0.841$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) = \frac{1.5 \cdot 1.561}{1.214 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.971^{1.214 - 1}}\right) = 4.099$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}\right) = \frac{1}{1.375 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14^{1.375 - 1}}\right) = 1.675$$

$$p_{mi}' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{3624.592}{14 - 1} \cdot [0.841 + (4.099 - 1.675)] = 910.061$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.97 \cdot 910.061 = 882.759$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $p_{mi} = (650 \dots 900)$  кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.7 \cdot 14.317 \cdot 882.759}{0.901 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.466$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $\eta_i = (0,415 \dots 0,555)$ , згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в  $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.466 \cdot 42447.806} = 0.182$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $b_i = (0,155 \dots 0,205) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$ , [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

### 2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де  $a_M = 88$  ;  $b_M = 11.8$  - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.30$  м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.3 \cdot 750}{30} = 7.5$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 7.5 = 176.5$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 882.759 - 176.5 = 706.259$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $p_{me} = (550 \dots 850)$  кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{706.259}{882.759} = 0.8$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $\eta_M = (0,70 \dots 0,82)$ , згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.466 \cdot 0.8 = 0.373$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $\eta_e = (0,345 \dots 0,41)$ , згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в  $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.373 \cdot 42447.806} = 0.227$$

Для дизельних двигунів без наддуву  $b_e = (0,200 \dots 0,255) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$ , згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в  $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.227 \cdot 330 = 75.029$$

## 2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{330 \cdot 10^3}{706.259 \cdot 750} = 74.76$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}}$$

де  $d_{пр} = 0.23$  м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.30}{0.23} = 1.304 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 74.76}{\pi \cdot 1.304 \cdot 6}} = 229.974$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.304 \cdot 229.974 = 299.966$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

$$\text{Діаметр циліндру } d' = 230 \text{ мм або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 230 \cdot 10^{-3} = 0.23$$

$$\text{Хід поршня } s' = 300 \text{ мм або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 300 \cdot 10^{-3} = 0.3$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.23^2 \cdot 0.3 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 74.786$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{706.259 \cdot 74.786 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 330.113$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |330.113 - 330|}{330.113 + 330} \cdot 100 = 0.034 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

## 2.2 Побудова індикаторної діаграми

### 2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$  - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi .. 720$  - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м<sup>3</sup>

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} \cdot 0.3 = 0.012$$

Об'єм камери згоряння, в м<sup>3</sup>

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.012}{14 - 1} = 9.588 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м<sup>3</sup>

$$V_a = V_s + V_c = 0.012 + 9.588 \times 10^{-4} = 0.013$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м<sup>3</sup>

$$V_z = V_c \cdot \rho = 9.588 \times 10^{-4} \cdot 1.561 = 1.496 \times 10^{-3}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$$\sigma(\varphi) = \left( 1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left( 1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)$$

$\lambda_{кр} = 0.256$  - кривошипно-шатунне відношення;

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d \cdot \left( \frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi)/V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми де  $V$  - об'єм робочого тіла в м<sup>3</sup>;  $p$  - тиск робочого тіла в кПа, в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

|                    |                     |                    |                     |
|--------------------|---------------------|--------------------|---------------------|
| $V(0) = 0.00096$   | $p(0) = 96.235$     | $V(180) = 0.01342$ | $p(180) = 96.235$   |
| $V(10) = 0.00108$  | $p(10) = 96.235$    | $V(190) = 0.01335$ | $p(190) = 96.936$   |
| $V(20) = 0.00143$  | $p(20) = 96.235$    | $V(200) = 0.01314$ | $p(200) = 99.091$   |
| $V(30) = 0.00199$  | $p(30) = 96.235$    | $V(210) = 0.01279$ | $p(210) = 102.872$  |
| $V(40) = 0.00275$  | $p(40) = 96.235$    | $V(220) = 0.01229$ | $p(220) = 108.585$  |
| $V(50) = 0.00365$  | $p(50) = 96.235$    | $V(230) = 0.01166$ | $p(230) = 116.725$  |
| $V(60) = 0.00467$  | $p(60) = 96.235$    | $V(240) = 0.01091$ | $p(240) = 128.05$   |
| $V(70) = 0.00576$  | $p(70) = 96.235$    | $V(250) = 0.01003$ | $p(250) = 143.724$  |
| $V(80) = 0.00688$  | $p(80) = 96.235$    | $V(260) = 0.00905$ | $p(260) = 165.558$  |
| $V(90) = 0.00799$  | $p(90) = 96.235$    | $V(270) = 0.00799$ | $p(270) = 196.44$   |
| $V(100) = 0.00905$ | $p(100) = 96.235$   | $V(280) = 0.00688$ | $p(280) = 241.123$  |
| $V(110) = 0.01003$ | $p(110) = 96.235$   | $V(290) = 0.00576$ | $p(290) = 307.718$  |
| $V(120) = 0.01091$ | $p(120) = 96.235$   | $V(300) = 0.00467$ | $p(300) = 410.598$  |
| $V(130) = 0.01166$ | $p(130) = 96.235$   | $V(310) = 0.00365$ | $p(310) = 576.061$  |
| $V(140) = 0.01229$ | $p(140) = 96.235$   | $V(320) = 0.00275$ | $p(320) = 852.752$  |
| $V(150) = 0.01279$ | $p(150) = 96.235$   | $V(330) = 0.00199$ | $p(330) = 1325.124$ |
| $V(160) = 0.01314$ | $p(160) = 96.235$   | $V(340) = 0.00143$ | $p(340) = 2096.038$ |
| $V(170) = 0.01335$ | $p(170) = 96.235$   | $V(350) = 0.00108$ | $p(350) = 3087.037$ |
| $V(360) = 0.00096$ | $p(360) = 3624.592$ | $V(540) = 0.01342$ | $p(540) = 378.962$  |
| $V(370) = 0.00108$ | $p(370) = 5436.888$ | $V(550) = 0.01335$ | $p(550) = 120$      |
| $V(380) = 0.00143$ | $p(380) = 5436.888$ | $V(560) = 0.01314$ | $p(560) = 120$      |
| $V(390) = 0.00199$ | $p(390) = 3838.497$ | $V(570) = 0.01279$ | $p(570) = 120$      |

|                  |                   |                  |              |
|------------------|-------------------|------------------|--------------|
| V(400) = 0.00275 | p(400) = 2601.012 | V(580) = 0.01229 | p(580) = 120 |
| V(410) = 0.00365 | p(410) = 1839.651 | V(590) = 0.01166 | p(590) = 120 |
| V(420) = 0.00467 | p(420) = 1364.274 | V(600) = 0.01091 | p(600) = 120 |
| V(430) = 0.00576 | p(430) = 1057.562 | V(610) = 0.01003 | p(610) = 120 |
| V(440) = 0.00688 | p(440) = 852.691  | V(620) = 0.00905 | p(620) = 120 |
| V(450) = 0.00799 | p(450) = 711.549  | V(630) = 0.00799 | p(630) = 120 |
| V(460) = 0.00905 | p(460) = 611.819  | V(640) = 0.00688 | p(640) = 120 |
| V(470) = 0.01003 | p(470) = 540      | V(650) = 0.00576 | p(650) = 120 |
| V(480) = 0.01091 | p(480) = 487.659  | V(660) = 0.00467 | p(660) = 120 |
| V(490) = 0.01166 | p(490) = 449.376  | V(670) = 0.00365 | p(670) = 120 |
| V(500) = 0.01229 | p(500) = 421.593  | V(680) = 0.00275 | p(680) = 120 |
| V(510) = 0.01279 | p(510) = 401.946  | V(690) = 0.00199 | p(690) = 120 |
| V(520) = 0.01314 | p(520) = 388.876  | V(700) = 0.00143 | p(700) = 120 |
| V(530) = 0.01335 | p(530) = 381.396  | V(710) = 0.00108 | p(710) = 120 |

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 11046.471$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.105 \times 10^4}{0.012 \cdot 1 \times 10^3} = 886.251$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 886.251 \cdot 0.97 = 859.663$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |882.759 - 859.663|}{882.759 + 859.663} \cdot 100 = 2.651$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

## 2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 24^\circ$  до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$  п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 24 - 10 = 14^\circ$  до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання:  $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$  п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$  після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$r' = 16^\circ$  до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 48^\circ$  після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 45^\circ$  до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 15^\circ$  після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$c''$  - точка тиску газів у ВМТ;

$z_d$  - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де  $k_p = 1.2$  - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 3.625 \times 10^3 = 4.35 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max}$$

де  $k_z = 1.0$  - коефіцієнт дійсного тиску;

1 - для дизелів, 0,85 - для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 5.437 \times 10^3 = 5.437 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми  
Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

| Назва точки: | Кут відносно 0° пкв | Тиск в точці кПа          | Об'єм в циліндрі в данній точці, м <sup>3</sup> |
|--------------|---------------------|---------------------------|-------------------------------------------------|
| r            | $\varphi_r = 0$     | $p(\varphi_r) = 96.235$   | $V(\varphi_r) = 9.588 \times 10^{-4}$           |
| d            | $\varphi_d = 180$   | $p(\varphi_d) = 96.235$   | $V(\varphi_d) = 0.013$                          |
| c            | $\varphi_c = 360$   | $p(\varphi_c) = 3624.592$ | $V(\varphi_c) = 9.588 \times 10^{-4}$           |
| z            | $\varphi_z = 361$   | $p(\varphi_z) = 5436.888$ | $V(\varphi_z) = 9.6 \times 10^{-4}$             |
| b            | $\varphi_b = 540$   | $p(\varphi_b) = 378.962$  | $V(\varphi_b) = 0.013$                          |

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

| Назва точки:   | Кут відносно 0° пкв               | Тиск в точці кПа                      | Об'єм в циліндрі в данній точці, м <sup>3</sup> |
|----------------|-----------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------------------|
| c'             | $\varphi_{c'} = 360 - c' = 336$   | $p(\varphi_{c'}) = 1.748 \times 10^3$ | $V(\varphi_{c'}) = 1.63 \times 10^{-3}$         |
| f              | $\varphi_f = 360 - f = 346$       | $p(\varphi_f) = 2.691 \times 10^3$    | $V(\varphi_f) = 1.191 \times 10^{-3}$           |
| z'             | $\varphi_{z'} = 381$              | $p(\varphi_{z'}) = 5.437 \times 10^3$ | $V(\varphi_{z'}) = 1.475 \times 10^{-3}$        |
| b''            | $\varphi_{b''} = 540 - b'' = 495$ | $p(\varphi_{b''}) = 434.342$          | $V(\varphi_{b''}) = 0.012$                      |
| r'             | $\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$   | $p(\varphi_{r'}) = 120$               | $V(\varphi_{r'}) = 1.261 \times 10^{-3}$        |
| r''            | $\varphi_{r''} = r'' = 15$        | $p(\varphi_{r''}) = 96.235$           | $V(\varphi_{r''}) = 1.225 \times 10^{-3}$       |
| d'             | $\varphi_{d'} = 180 + d' = 228$   | $p(\varphi_{d'}) = 114.871$           | $V(\varphi_{d'}) = 0.012$                       |
| c''            | $\varphi_{c''} = 360$             | $p_{c''} = 4.35 \times 10^3$          | $V(\varphi_{c''}) = 9.588 \times 10^{-4}$       |
| z <sub>д</sub> | $\varphi_{z_{д}} = 371$           | $p_{z_{д}} = 5.437 \times 10^3$       | $V(\varphi_{z_{д}}) = 1.102 \times 10^{-3}$     |

### Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

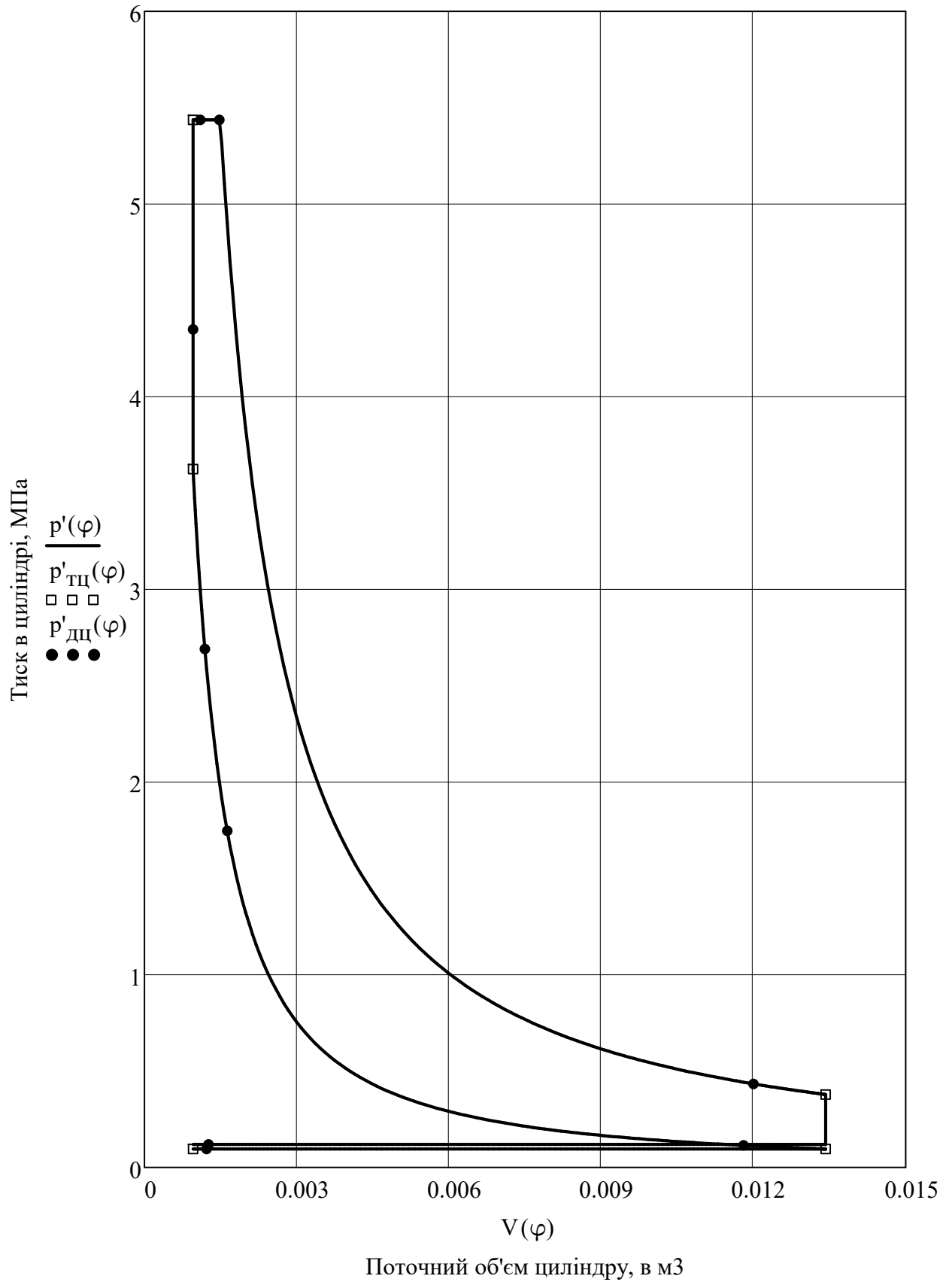


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

### Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

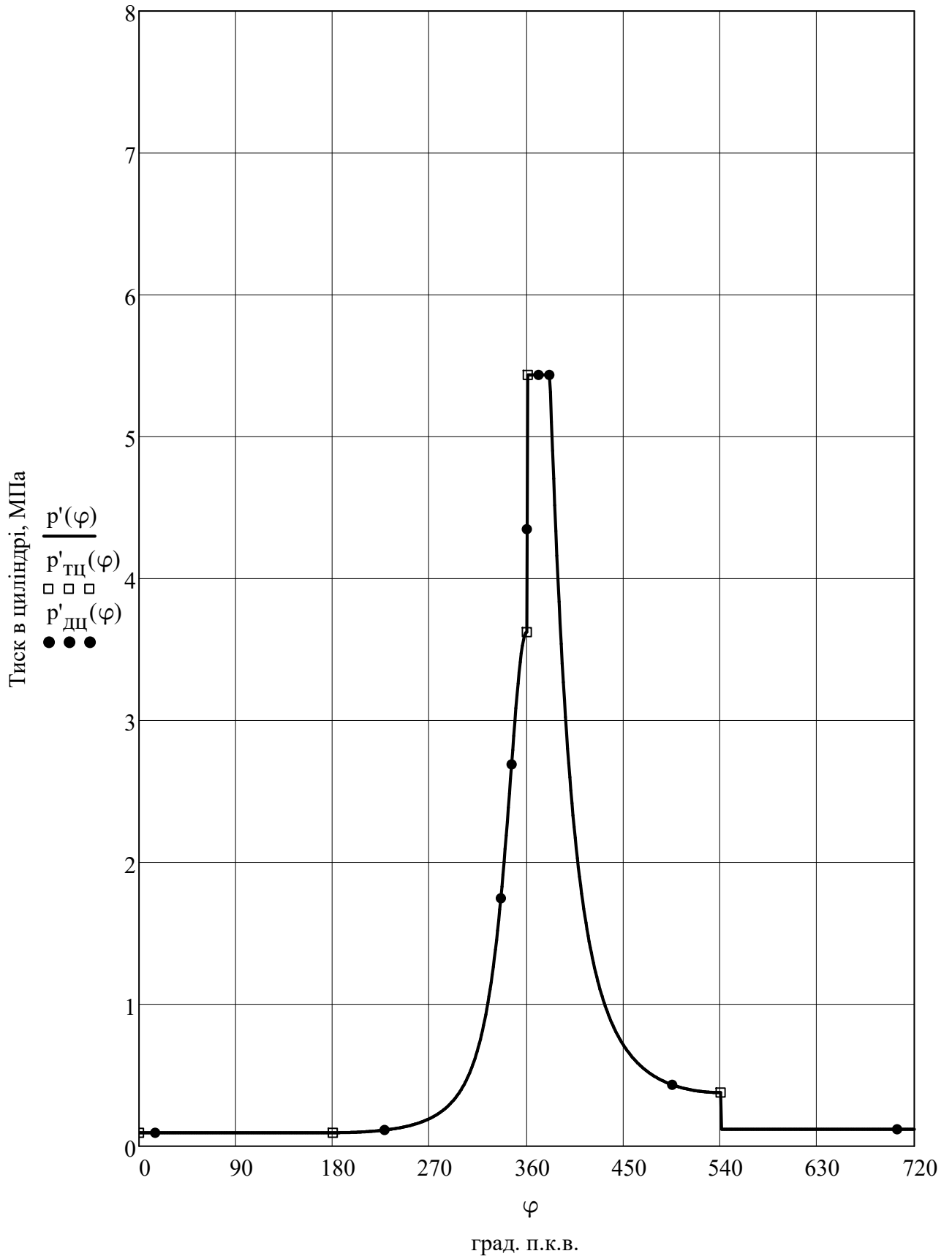


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

### 2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі передбачає визначення величин сил і моментів, які виникають внаслідок дії газів в циліндрі та сил інерції рухомих деталей двигуна. Отримані в ході даного розрахунку результати дають можливість визначити параметри міцності та зношення деталей КШМ а також спрогнозувати їх залишковий ресурс.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, виконується виходячи з наступних допущень:

- кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

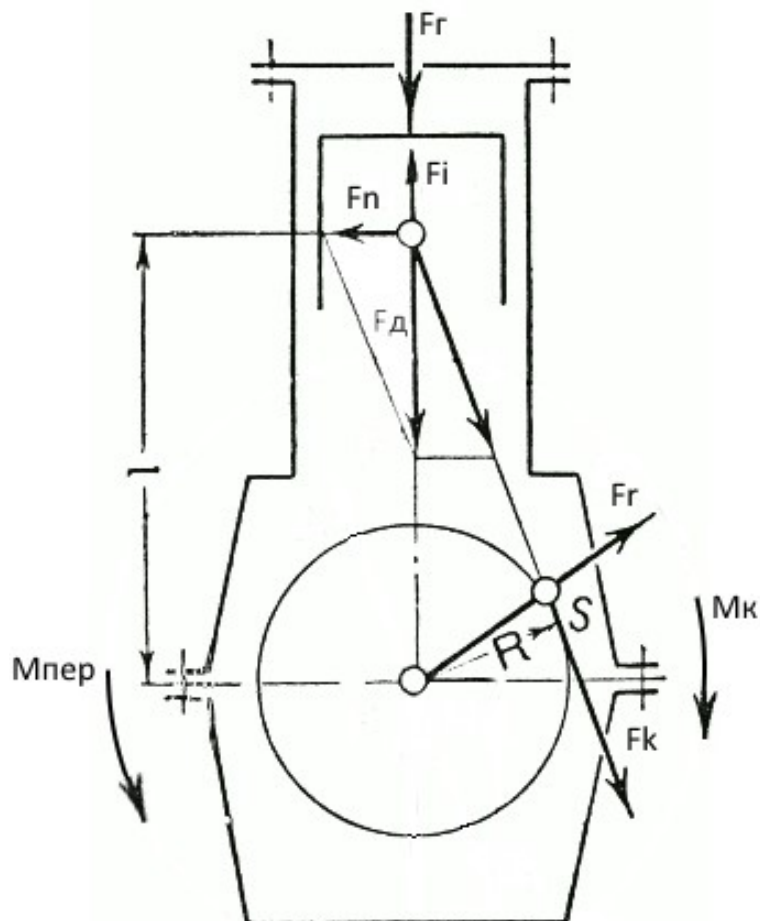


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\text{II}} = 25.85$  кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{III}} = 35.15$  кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\text{II}} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{III}} = 25.85 + \frac{1}{3} \cdot 35.15 = 37.567$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.3}{2} = 0.15$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{III}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.15}{0.256} = 0.586$$

Площа поршня, в м<sup>2</sup>

$$A_{\text{II}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} = 0.042$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$ , з кроком розрахунку  $\Delta\varphi = 1^\circ$  п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \text{asin}\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left( \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_r(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left( r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:  
 Сили  $F_r$ ,  $F_i$  та  $F_d$  обраховані в кН, крутний момент  $M_k$  розраховано в кН м,  
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

|                      |                      |                      |                     |
|----------------------|----------------------|----------------------|---------------------|
| $F_r(0) = -0.210$    | $F_i(0) = -43.658$   | $F_d(0) = -43.868$   | $M_k(0) = 0.000$    |
| $F_r(30) = -0.21$    | $F_i(30) = -34.552$  | $F_d(30) = -34.762$  | $M_k(30) = -3.19$   |
| $F_r(60) = -0.21$    | $F_i(60) = -12.931$  | $F_d(60) = -13.141$  | $M_k(60) = -1.931$  |
| $F_r(90) = -0.21$    | $F_i(90) = 8.898$    | $F_d(90) = 8.688$    | $M_k(90) = 1.303$   |
| $F_r(120) = -0.21$   | $F_i(120) = 21.829$  | $F_d(120) = 21.619$  | $M_k(120) = 2.44$   |
| $F_r(150) = -0.21$   | $F_i(150) = 25.653$  | $F_d(150) = 25.443$  | $M_k(150) = 1.482$  |
| $F_r(180) = -0.21$   | $F_i(180) = 25.861$  | $F_d(180) = 25.651$  | $M_k(180) = 0.000$  |
| $F_r(210) = 0.065$   | $F_i(210) = 25.653$  | $F_d(210) = 25.719$  | $M_k(210) = -1.498$ |
| $F_r(240) = 1.111$   | $F_i(240) = 21.829$  | $F_d(240) = 22.94$   | $M_k(240) = -2.589$ |
| $F_r(270) = 3.953$   | $F_i(270) = 8.898$   | $F_d(270) = 12.851$  | $M_k(270) = -1.928$ |
| $F_r(300) = 12.851$  | $F_i(300) = -12.931$ | $F_d(300) = -0.08$   | $M_k(300) = 0.012$  |
| $F_r(330) = 50.847$  | $F_i(330) = -34.552$ | $F_d(330) = 16.295$  | $M_k(330) = -1.495$ |
| $F_r(360) = 146.384$ | $F_i(360) = -43.658$ | $F_d(360) = 102.726$ | $M_k(360) = -0.000$ |
| $F_r(390) = 155.271$ | $F_i(390) = -34.552$ | $F_d(390) = 120.72$  | $M_k(390) = 11.078$ |
| $F_r(420) = 52.474$  | $F_i(420) = -12.931$ | $F_d(420) = 39.543$  | $M_k(420) = 5.811$  |
| $F_r(450) = 25.354$  | $F_i(450) = 8.898$   | $F_d(450) = 34.253$  | $M_k(450) = 5.138$  |
| $F_r(480) = 16.052$  | $F_i(480) = 21.829$  | $F_d(480) = 37.881$  | $M_k(480) = 4.275$  |
| $F_r(510) = 12.491$  | $F_i(510) = 25.653$  | $F_d(510) = 38.145$  | $M_k(510) = 2.221$  |
| $F_r(540) = 11.536$  | $F_i(540) = 25.861$  | $F_d(540) = 37.397$  | $M_k(540) = 0.000$  |
| $F_r(570) = 0.777$   | $F_i(570) = 25.653$  | $F_d(570) = 26.43$   | $M_k(570) = -1.539$ |
| $F_r(600) = 0.777$   | $F_i(600) = 21.829$  | $F_d(600) = 22.606$  | $M_k(600) = -2.551$ |
| $F_r(630) = 0.777$   | $F_i(630) = 8.898$   | $F_d(630) = 9.675$   | $M_k(630) = -1.451$ |
| $F_r(660) = 0.777$   | $F_i(660) = -12.931$ | $F_d(660) = -12.154$ | $M_k(660) = 1.786$  |
| $F_r(690) = 0.777$   | $F_i(690) = -34.552$ | $F_d(690) = -33.775$ | $M_k(690) = 3.099$  |
| $F_r(720) = 0.777$   | $F_i(720) = -43.658$ | $F_d(720) = -42.881$ | $M_k(720) = 0.000$  |

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:  
 Сили  $F_n$ ,  $F_r$  та  $F_k$  обраховані в кН, крутний момент  $M_{пер}$  розраховано в кН м,  
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

|                     |                      |                      |                          |
|---------------------|----------------------|----------------------|--------------------------|
| $F_n(0) = 0.000$    | $F_r(0) = -43.868$   | $F_k(0) = 0.000$     | $M_{пер}(0) = 0.000$     |
| $F_n(30) = -4.486$  | $F_r(30) = -27.862$  | $F_k(30) = -21.267$  | $M_{пер}(30) = 3.19$     |
| $F_n(60) = -2.988$  | $F_r(60) = -3.983$   | $F_k(60) = -12.874$  | $M_{пер}(60) = 1.931$    |
| $F_n(90) = 2.301$   | $F_r(90) = -2.301$   | $F_k(90) = 8.688$    | $M_{пер}(90) = -1.303$   |
| $F_n(120) = 4.915$  | $F_r(120) = -15.066$ | $F_k(120) = 16.265$  | $M_{пер}(120) = -2.44$   |
| $F_n(150) = 3.284$  | $F_r(150) = -23.676$ | $F_k(150) = 9.878$   | $M_{пер}(150) = -1.482$  |
| $F_n(180) = 0.000$  | $F_r(180) = -25.651$ | $F_k(180) = 0.000$   | $M_{пер}(180) = 0.000$   |
| $F_n(210) = -3.319$ | $F_r(210) = -23.933$ | $F_k(210) = -9.985$  | $M_{пер}(210) = 1.498$   |
| $F_n(240) = -5.216$ | $F_r(240) = -15.987$ | $F_k(240) = -17.259$ | $M_{пер}(240) = 2.589$   |
| $F_n(270) = -3.403$ | $F_r(270) = -3.403$  | $F_k(270) = -12.851$ | $M_{пер}(270) = 1.928$   |
| $F_n(300) = 0.018$  | $F_r(300) = -0.024$  | $F_k(300) = 0.078$   | $M_{пер}(300) = -0.012$  |
| $F_n(330) = -2.103$ | $F_r(330) = 13.06$   | $F_k(330) = -9.969$  | $M_{пер}(330) = 1.495$   |
| $F_n(360) = -0.000$ | $F_r(360) = 102.726$ | $F_k(360) = -0.000$  | $M_{пер}(360) = 0.000$   |
| $F_n(390) = 15.58$  | $F_r(390) = 96.756$  | $F_k(390) = 73.853$  | $M_{пер}(390) = -11.078$ |
| $F_n(420) = 8.991$  | $F_r(420) = 11.985$  | $F_k(420) = 38.74$   | $M_{пер}(420) = -5.811$  |
| $F_n(450) = 9.071$  | $F_r(450) = -9.071$  | $F_k(450) = 34.253$  | $M_{пер}(450) = -5.138$  |
| $F_n(480) = 8.613$  | $F_r(480) = -26.399$ | $F_k(480) = 28.5$    | $M_{пер}(480) = -4.275$  |
| $F_n(510) = 4.923$  | $F_r(510) = -35.496$ | $F_k(510) = 14.809$  | $M_{пер}(510) = -2.221$  |
| $F_n(540) = 0.000$  | $F_r(540) = -37.397$ | $F_k(540) = 0.000$   | $M_{пер}(540) = -0.000$  |
| $F_n(570) = -3.411$ | $F_r(570) = -24.595$ | $F_k(570) = -10.261$ | $M_{пер}(570) = 1.539$   |
| $F_n(600) = -5.14$  | $F_r(600) = -15.754$ | $F_k(600) = -17.007$ | $M_{пер}(600) = 2.551$   |
| $F_n(630) = -2.562$ | $F_r(630) = -2.562$  | $F_k(630) = -9.675$  | $M_{пер}(630) = 1.451$   |
| $F_n(660) = 2.763$  | $F_r(660) = -3.684$  | $F_k(660) = 11.907$  | $M_{пер}(660) = -1.786$  |
| $F_n(690) = 4.359$  | $F_r(690) = -27.07$  | $F_k(690) = 20.662$  | $M_{пер}(690) = -3.099$  |
| $F_n(720) = 0.000$  | $F_r(720) = -42.881$ | $F_k(720) = 0.000$   | $M_{пер}(720) = -0.000$  |

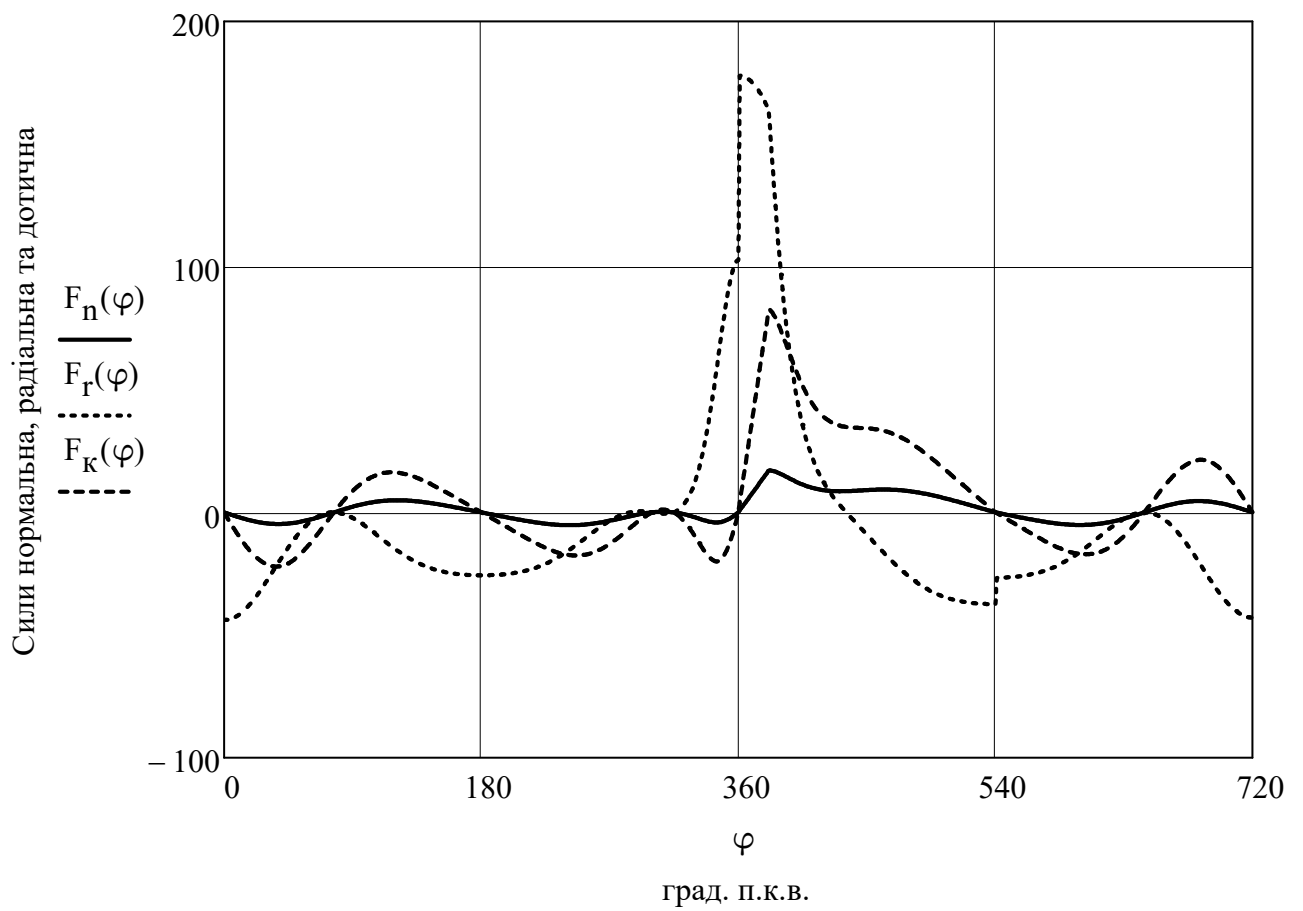
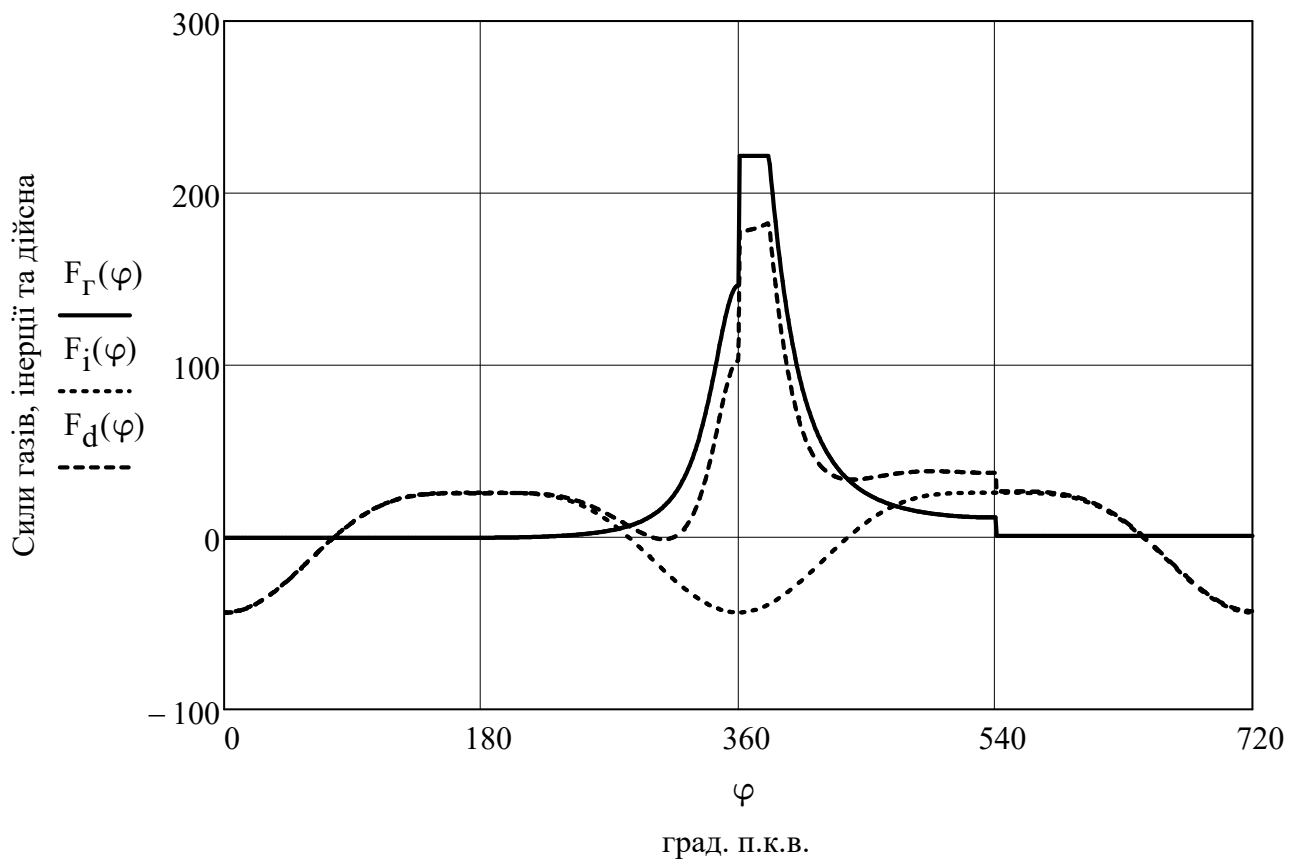


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

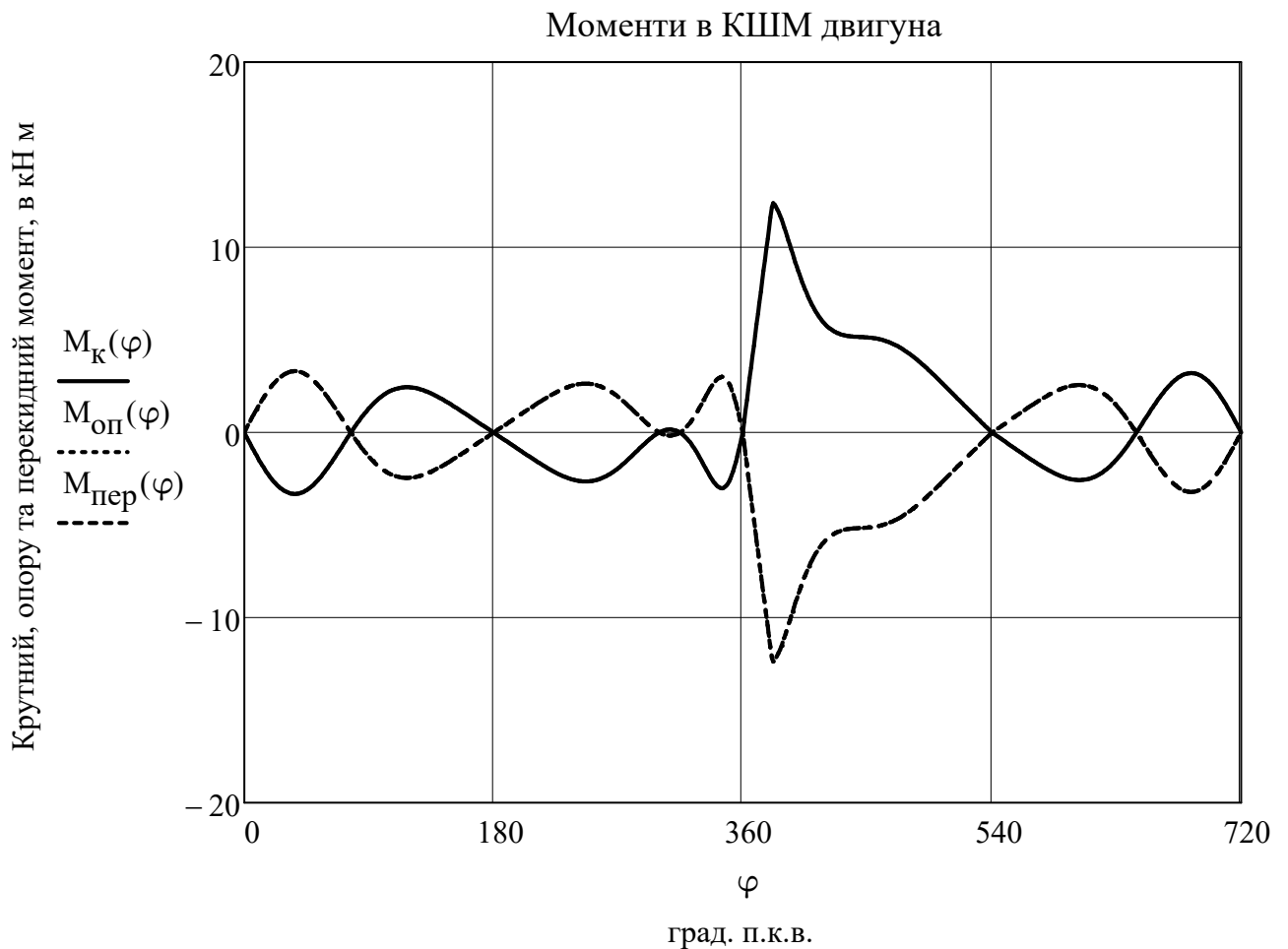


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_k = 1$  - крок розрахунку;

$\varphi_k = 0, \Delta\varphi_k \dots \varphi_{сп}$  - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутящий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.кр}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

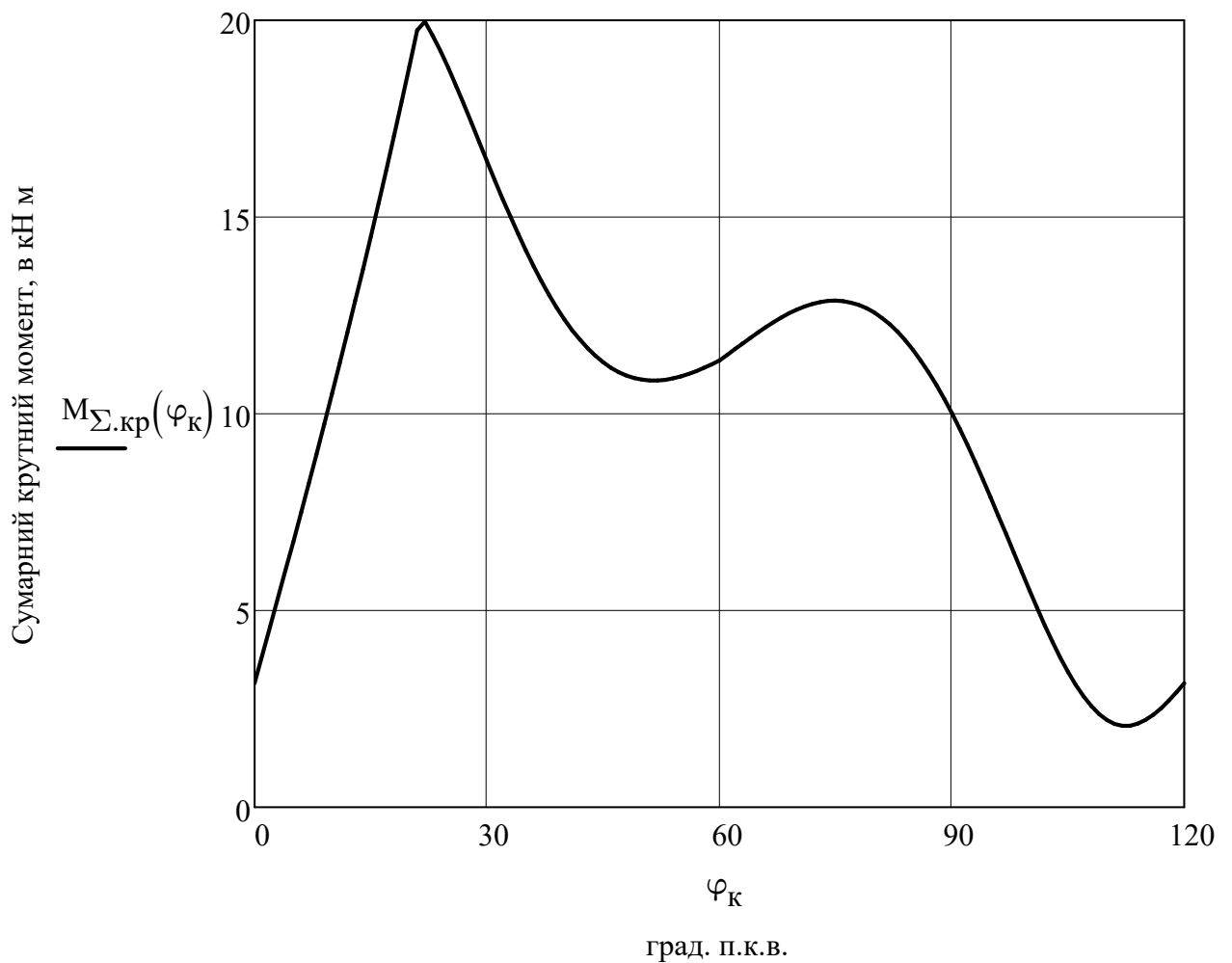


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 3.149$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.1 \cdot \varphi_{cп}) = 12.074$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.6 \cdot \varphi_{cп}) = 12.795$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.2 \cdot \varphi_{cп}) = 19.219$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.7 \cdot \varphi_{cп}) = 11.866$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.3 \cdot \varphi_{cп}) = 13.756$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.8 \cdot \varphi_{cп}) = 7.413$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.4 \cdot \varphi_{cп}) = 10.972$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.9 \cdot \varphi_{cп}) = 2.572$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.5 \cdot \varphi_{cп}) = 11.355$$

$$M_{\Sigma.kp}(1 \cdot \varphi_{cп}) = 3.149$$

## 2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

### 2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_T + Q_M + Q_{н.в}$$

де  $Q_e$  - теплота, еквівалентна ефективній роботі

$Q_B$  - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

$Q_T$  - теплота, що виноситься випускними газами

$Q_M$  - теплота, що відводиться маслом

$Q_{н.в}$  - невраховані теплові втраги

### 2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{75.029 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 8.847 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

### 2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в Дж / с

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 330.113 = 330112.788$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3.301 \times 10^5}{8.847 \times 10^5} \cdot 100 = 37.315$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 884671.655 \cdot 0.373 = 330000$$

Виравуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|3.301 \times 10^5 - 3.3 \times 10^5|}{3.301 \times 10^5} \cdot 100 = 0.034$$

### 2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{Т.П} + Q_{В.Н}$$

де  $Q_W$  - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{Т.П}$  - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{В.Н}$  - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / с

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

де  $W_{\text{нап}} = 0$  - відносна втрата палива на дільниці наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$  - відносна втрата палива на дільниці стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.12$  - відносна втрата палива на дільниці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.06$  - відносна втрата палива на дільниці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.06 = 0.18$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.18 \cdot 884671.655 = 159240.898$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 176.500 = 105.900$$

Робочий об'єм циліндру, в м<sup>3</sup>

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} \cdot 0.3 = 0.012$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{105.9 \cdot 0.012 \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 49.499$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 49.499 = 49498.728$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 159240.898 + 49498.728 = 208739.626$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м<sup>3</sup> / с

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{твБ}} \cdot \Delta T_B}$$

де  $K_1 = 1.2$  - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$  - середня густина води

$C_{\text{мв}} = 4.19 \text{ Дж/кг}$  - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$  - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{2.087 \times 10^5 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 5.978 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

де  $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$  - гідравлічний опір системи

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$  - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.006 \cdot 98}{0.9} = 0.651$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.651 = 650.962$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж/с

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 159240.9 + 49498.7 + 651 = 209390.6$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{209390.588}{884671.655} \cdot 100 = 23.669$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 800 - 273 = 527$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_d = T_d - 273 = 320.748 - 273 = 47.748$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 527 = 33.605$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 47.748 = 29.112$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot mC_p \cdot t_d)$$

де  $\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_{\Gamma} = 0.874 \cdot 33.605 \cdot 527 = 15470.205$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.841 \cdot 29.112 \cdot 47.748 = 1168.649$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15470.2 - 1168.6 = 14301.6$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{75.029}{3.6} \cdot 14301.556 = 298064.423$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{298064.423}{884671.655} \cdot 100 = 33.692$$

2.4.6 Теплота, відводена з маслом і витрачена на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{176.5}{882.759} \cdot 0.466 = 0.093$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.093 \cdot 884671.655 = 82469.693$$

Теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 159240.898 + 82469.693 - 209390.588 = 32320.003$$

Витрата циркуляційного масла, в м<sup>3</sup> / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де  $K_2 = 1.5$  - коефіцієнт запасу

$\rho_{\text{м}} = 900$  кг / м<sup>3</sup> - густина мастила

$C_{\text{mm}} = 2.094 \text{ Дж/кг}$  - середня теплоємність масла

$\Delta T_{\text{M}} = 6$  - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_{\text{M}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{M1}}}{\rho_{\text{M}} \cdot C_{\text{mm}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{M}}} = \frac{1.5 \cdot 3.232 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.287 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{\text{M.H}} = \frac{V_{\text{M}} \cdot p_0}{\eta_{\text{M.H}} \cdot 10^3}$$

де  $p_0 = 0.4 \cdot 10^6$  Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{\text{M.H}} = 0.8$  - ККД масляного насоса

$$P_{\text{M.H}} = \frac{V_{\text{M}} \cdot p_0}{\eta_{\text{M.H}} \cdot 10^3} = \frac{4.287 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.144$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж/с

$$Q_{\text{M2}} = 10^3 \cdot P_{\text{M.H}} = 10^3 \cdot 2.144 = 2143.691$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж/с

$$Q_{\text{M}} = Q_{\text{M1}} + Q_{\text{M2}} = 32320.003 + 2143.691 = 34463.694$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{M}} = \frac{Q_{\text{M}}}{Q_{\text{II}}} \cdot 100 = \frac{34463.694}{884671.655} \cdot 100 = 3.896$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж/с

$$Q_{\text{H.B}} = Q_{\text{II}} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left( \begin{array}{c} Q_e + Q_B \\ Q_{\Gamma} + Q_M \end{array} \right) = \sum \left( \begin{array}{c} 330112.788 + 209390.588 \\ 298064.423 + 34463.694 \end{array} \right) = 872031.493$$

$$Q_{\text{H.B}} = Q_{\text{II}} - \Sigma Q = 884671.7 - 872031.5 = 12640.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{H.B}} = \frac{Q_{\text{H.B}}}{Q_{\text{II}}} \cdot 100 = \frac{12640.162}{884671.655} \cdot 100 = 1.429$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

| Назва складової ТБ                                     | в Дж / с,               | у %,                | межі для<br>ДД без наддуву |
|--------------------------------------------------------|-------------------------|---------------------|----------------------------|
| Теплота, що підводиться в<br>циліндр двигуна з паливом | $Q_{\Pi} = 884671.7$    | $q_{\Pi} = 100$     | 100%                       |
| Теплота, еквівалентна<br>ефективній роботі двигуна     | $Q_e = 330112.8$        | $q_e = 37.3$        | 29...45%                   |
| Теплота, що відходить<br>з випускними газами           | $Q_{\Gamma} = 298064.4$ | $q_{\Gamma} = 33.7$ | 25...45%                   |
| Теплота, яка відводиться<br>охолоджувальною рідиною    | $Q_B = 209390.6$        | $q_B = 23.7$        | 5...35%                    |
| Теплота, що відводиться<br>з маслом                    | $Q_M = 34463.7$         | $q_M = 3.9$         | 3...5%                     |
| Невраховані теплові втрати                             | $Q_{H.B} = 12640.2$     | $q_{HB} = 1.4$      | до 3%                      |

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 37.315 + 33.692 + 23.669 + 3.896 + 1.429 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

| № п/п | Назва параметру                 | Позначення | Розмірність | Чисельне значення |                     | Порівняння, у % |
|-------|---------------------------------|------------|-------------|-------------------|---------------------|-----------------|
|       |                                 |            |             | Двигун-прототип   | Проектований двигун |                 |
| 1     | Ефективна потужність            | $P_e$      | кВт         | 294               | 330,1               | 12,3            |
| 2     | Середній ефективний тиск        | $p_{me}$   | кПа         | 650               | 706,2               | 8,6             |
| 3     | Ефективний ККД                  | $\eta_e$   | -           | 0,365             | 0,373               | 2,2             |
| 4     | Механічний ККД                  | $\eta_m$   | -           | 0,795             | 0,8                 | 0,6             |
| 5     | Питома ефективна витрата палива | $b_e$      | $\Gamma$    | 232               | 227                 | -2,2            |
|       | (кВт год)                       |            |             |                   |                     |                 |
| 6     | Діаметр циліндру                | $D$        | мм          | 230               | 230                 | 0,0             |
| 7     | Хід поршня                      | $S$        | мм          | 300               | 300                 | 0,0             |

В даному розділі вирішувалось завдання щодо отримання вихідної потужності проектного двигуна на рівні 330 кВт. Це на 136 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. В результаті розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна вдалося виконати поставлене завдання. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 136,1 кВт, що більше ніж у прототипу на 12,3%.

Зростання номінальної потужності проектного двигуна у порівнянні з прототипом супроводжувалось збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 8,6%. Форсування двигуна вимагає збільшення циклової роботи в циліндрі, що було реалізовано за рахунок покращення ефективності протікання циклу.

Оптимізація параметрів робочого циклу та раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

|     |      |          |        |      |                          |  |  |  |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|-------|
|     |      |          |        |      |                          |  |  |  | Аркуш |
|     |      |          |        |      |                          |  |  |  | 46    |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ |  |  |  |       |

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 2,2% у порівнянні з прототипом, але при цьому порівняння значень ефективного ККД показує у прототипу та проектного двигуна, показує ріст на 2,2% у проектного двигуна.

Завдяки заходам направлених на вдосконалення деталей поршневої групи вдалося зменшити механічні втрати двигуна. Тому для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 0,6%.

Правильний та обґрунтований підбір параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні до двигуна-прототипу. Це дало можливість отримати силову установку збільшеної потужності без суттєвого зростання її масогабаритних параметрів.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 47    |

## РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

### 3.1 Будова та робота штатної паливної системи.

#### 3.1.1 Загальний опис будови та принципу дії штатної паливної системи.

З витратного бака паливо шестерінчастим насосом через двосекційний фільтр подається в паливні насоси, які трубопроводом послідовно з'єднані між собою. Паливні плунжерні насоси під високим тиском подають через форсунки в певні моменти паливо в циліндри дизеля. Трубопровід, по якому паливо підводиться до насосів, приєднаний до всмоктувального трубопроводу паливопідкачувального насоса. Таким чином відбувається постійний рух палива, що сприяє охолодженню плунжерних насосів.

На ділянці трубопроводу між паливопідкачувальним насосом і фільтром під'єднано пропускний клапан, що оберігає з'єднання трубопроводів і фільтр від різкого підвищення тиску, яке може виникнути в момент перемикання секцій фільтра або в разі значного засмічення його фільтрувальних елементів.

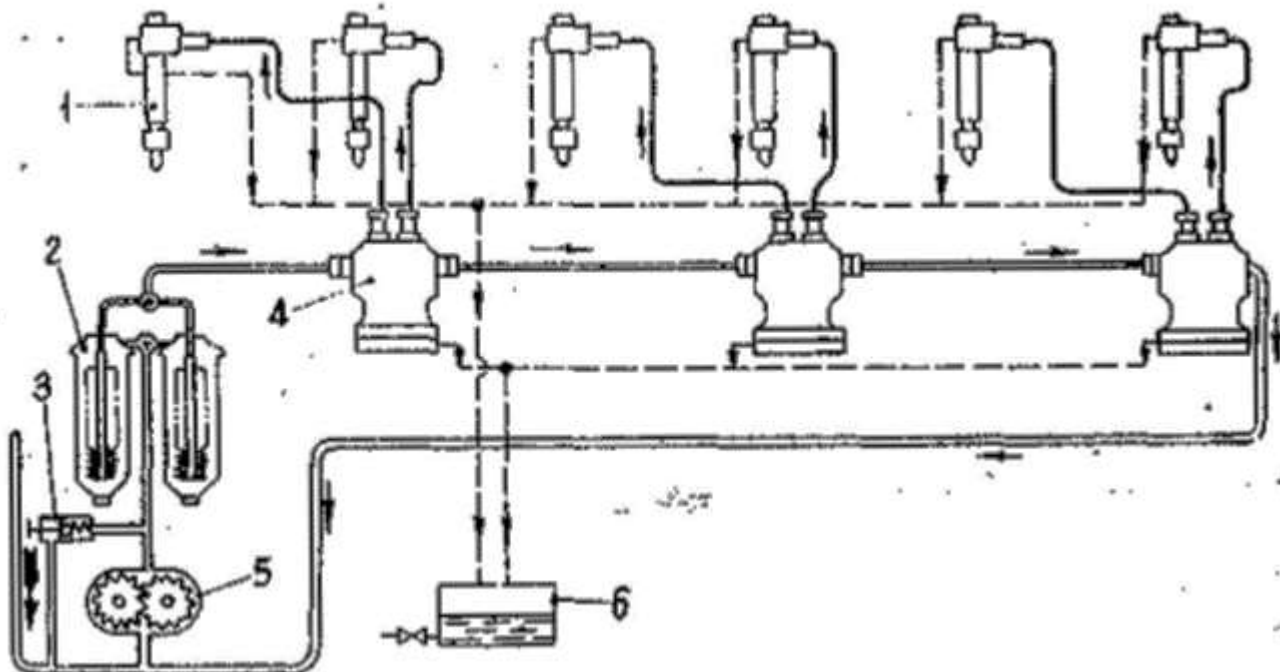


Рис. 3.1 - Схема паливної системи дизеля 6Ч 23/30:

1 - форсунка; 2-фільтр; 3 - перепускний клапан; 4 - плунжерний насос; 5 - шестерінчастий підкачувальний насос; 6 - дренажний бачок

Клапан кріпиться до кришки масляного насоса. Паливо, що перепускається клапаном, відводиться у всмоктувальний трубопровід паливопідкачувального насоса. Щоб прискорити заповнення системи дизеля паливом, у перепускному клапані є пристрій, що дає змогу перепускати паливо з витратного бака, минаючи паливопідкачувальний насос. Витоки палива від форсунок і паливних насосів збираються в бачку, який з'єднаний з ними трубками. Повітря під час заповнення системи паливом випускається через краники, наявні на кришках секцій фільтра, а також через ніпелі паливних насосів.

Паливопідкачувальний насос приводиться від валика ведучої шестерні масляного насоса через муфту. В алюмінієвому корпусі поміщаються дві шестерні. Шестерні обертаються в голчастих підшипниках, обійми яких вставлені в кришку і кронштейн. Кришка, корпус і кронштейн з'єднані між собою гвинтами.

Корпус з обох боків ущільнюється прокладками з алюмінієвої фольги. Валик ведучої шестерні ущільнюється двома самопіджимними сальниками з бензомаслостійкої гуми, між якими розташоване дренажне кільце. Сальники і дренажне кільце затискаються в кронштейні гайкою, планкою.

Для зменшення можливості підтікання палива порожнину сальника з'єднано свердлінням із порожниною всмоктування. Паливо, що просочилося через сальник, відводиться через штуцер. Всмоктувальний і нагнітальний трубопроводи приєднуються до штуцерів, вкручених в кришку.

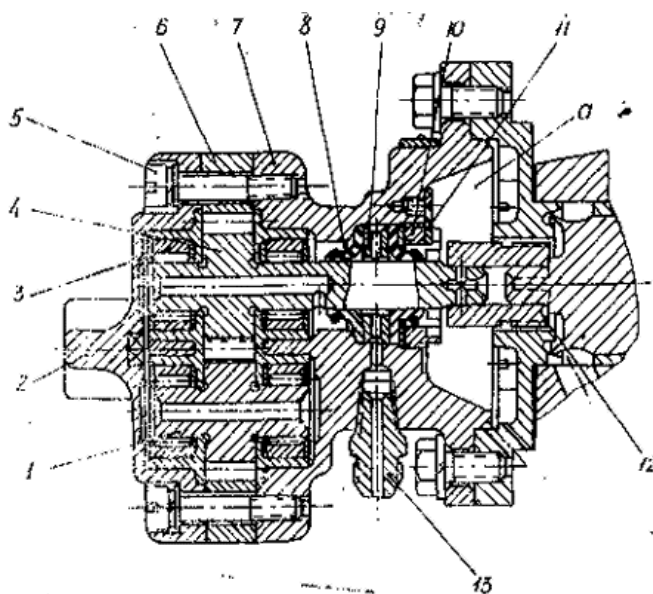


Рис 3.2 – Паливопідкачувальний насос:

- 1 - відома шестерня; 2 - кришка; 3 - підшипник; 4 - провідна шестерня; 5 - гвинт; 6 - корпус; 7 - кронштейн; 8 - сальник; 9 - дренажне кільце; 10 - гайка; 11 - стопорна планка; 12 - муфта; 13 - штуцер.

|     |      |          |        |      |
|-----|------|----------|--------|------|
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |
|     |      |          |        |      |

Паливний фільтр має дві секції. Фільтрувальні елементи поміщені в окремі корпуси, які закріплені на загальній кришці. У кришку вкручена центральна трубка, через яку штуцером корпус притягується до кришки. Корпус та кришка ущільнюються прокладкою. Для поділу порожнин невідфільтрованого і чистого палива фільтрувальний елемент зверху і знизу ущільнюється фетровими прокладками.

Внизу прокладка через тарілку підтискається пружиною. Повітря із секцій фільтра під час заповнення системи паливом випускається через голчасті краники, вкручені в кришку. Штуцер притискає кульку, яка закриває отвір, що служить для зливу відстою і промивання фільтра.

У кришці розташований кран з рукояткою, якою секції фільтра перемикаються для промивання. Кран ущільнюється гумовими прокладками, які підтискаються пружиною і фланцем.

Фільтрувальний елемент зібрано з перфорованої трубки, двох штампованих основ і фільтрувальної штори. Краї штори обідками привальцьовані до основ, які припаяні до трубки.

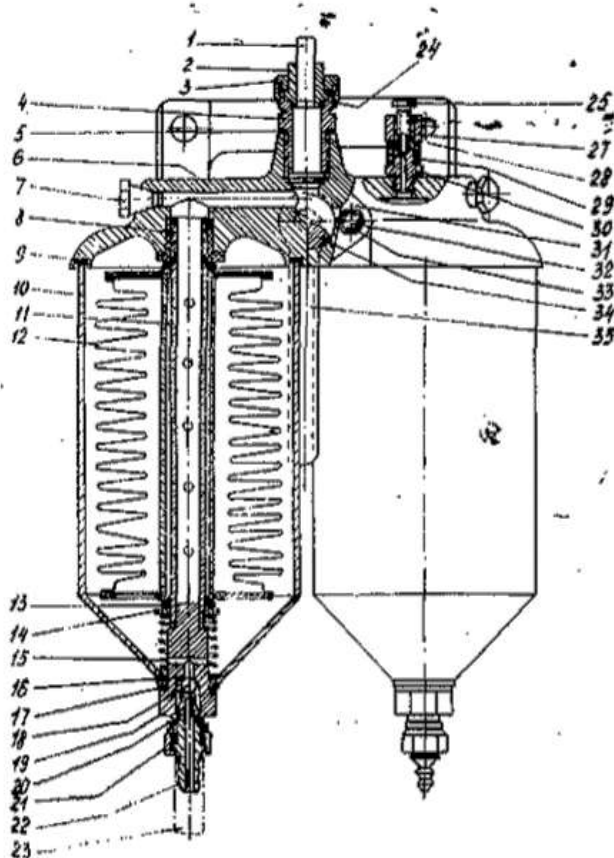


Рис. 3.3 - Паливний фільтр:

- 1 - трубка; 2 - шпindelь; 3 - гайка; 4 - штуцер; 5 - прокладка; 6 - кришка; 7 - пробка; 8 - втулка; 9 - прокладка; 10 - корпус секції; 11 - центральна трубка; 12 - фільтруючий елемент; 13 - прокладка; 14 - тарілка пружини; 15 - пружина; 16 - хвостовик; 17 - прокладка; 18 - кулька; 19 - штуцер; 20 - кільце; 21 - планка; 22 - штуцер; 23 - гумова трубка; 24 - прокладка; 25 - голка; 27 - гайка; 28 - прокладка; 29 - кільце; 30 - корпус; 31 - фланець; 32 - шпилька; 33 - гайка; 34 - кран; 35 - ручка.

|     |      |          |        |      |
|-----|------|----------|--------|------|
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |
|     |      |          |        |      |

Штора виготовлена зі спеціальної фільтрувальної тканини, яка не пропускає частинки більше 5 нм. Штора має форму восьмигранної гармошки, що дає змогу отримати максимальну поверхню фільтрування за найменшого об'єму корпусу. Фільтрувальний елемент нерозбірний.

Паливо у підвідній трубці через штуцер, кран і свердління в кришці надходить до корпусів фільтра, проходить крізь фільтрувальний елемент і центральною трубкою і каналом в кришці йде до відповідного штуцера.

Фільтрувальні елементи промиваються без розбирання фільтра під час роботи дизеля, на холостому ходу або невеликому навантаженні. Для промивання необхідно повернути ручку і поставити кран в одне з положень, зазначених на табличці фільтра, і відвернути на один-два оберти гайку на секції, яку промивають.

У цьому випадку паливо, пройшовши працюючу секцію, потрапить у канал кришки. З нього частина палива піде до відповідного штуцера, а інша частина - в центральну трубку промивної секції. Проходячи через фільтрувальну штору в протилежному звичайному напрямку, паливо вимиває відкладений на ній бруд і витікає назовні. Промивання ведуть до появи струменя чистого палива. Аналогічно першій промивається і друга секція. Під час промивання на штуцер рекомендується надіти гумову трубку.

Розбирання фільтра передбачає наступну послідовність дій. Після того, коли буде вивернуто штуцер, корпус секції разом із пружинкою, тарілкою і прокладками легко від'єднується від кришки, а фільтрувальний елемент знімається з трубки. Під час проведення регламентних робіт необхідно стежити за щільністю крана і його ущільненням.

Паливний насос призначений для подачі палива під високим тиском по паливопроводам до форсунок. Насос плунжерний, золотникового типу, двосекційний, один на два циліндри. Насоси зі штовхачами встановлено на майданчику блока циліндрів.

Корпус насоса і корпус штовхачів до блоку кріпляться шпильками і фіксуються штифтами. У корпусі насоса вставлені втулки з притертими до них плунжерами, які є прецизійними парами.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 51    |

До верхнього борту втулки плунжера штуцером через прокладку притискається сідло нагнітального клапана. До сідла клапан притиснутий пружиною.

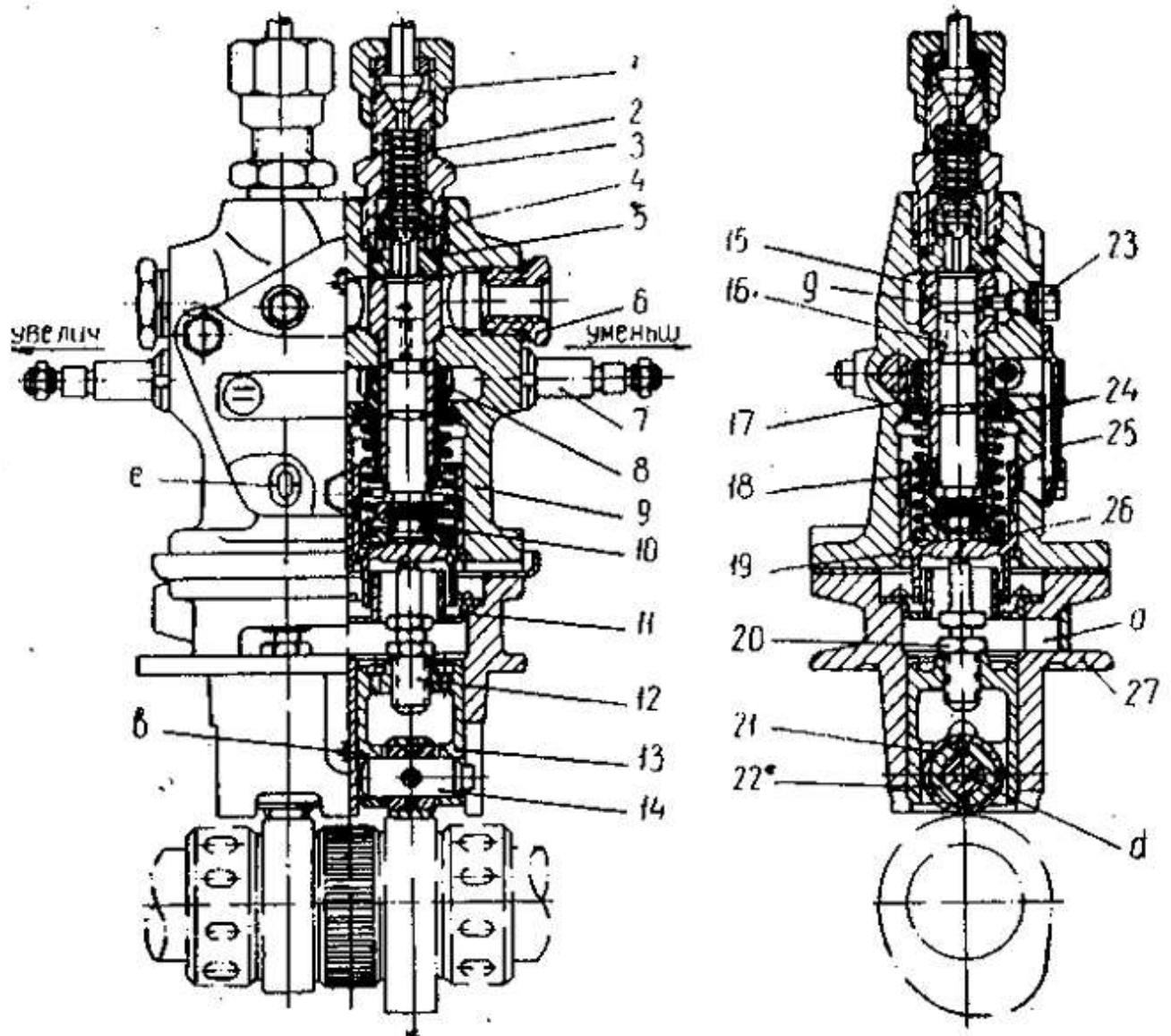


Рис. 3.4 – Паливний насос високого тиску:

1 – накидна гайка; 2 - пружина; 3 - штуцер; 4 – нагнітальний клапан; 5 - прокладка; 6 - ніпель; 7 - рійка; 8 - венець; 9 - корпус; 10 - пружина; 11 - ванночка; 12 - штовхач; 13 - повзун; 14 - вісь; 15 - втулка; 16 - плунжер; 17 - гільза; 18 - стакан; 19 - стопорне кільце; 20 - контргайка; 21 - ролик; 22 - втулка ролика; 23 - гвинт; 24 - тарілка; 25 - кришка; 26 - тарілка; 27 - корпус штовхачів.

|     |      |          |        |      |
|-----|------|----------|--------|------|
|     |      |          |        |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |

ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ

Аркуш

52

Поверхні, що сполучаються, бурта втулки і сідла клапана мають ретельно оброблені поверхні, що не допускають пропуску палива. Положення втулки плунжера фіксується гвинтом, що входить в її паз. Зовні на втулки плунжера одягнена гільза, на якій гвинтом закріплений вінець, що зчіплюється із зубами рейки. Гільза утримується тарілкою, яка підтискається пружиною. Нижній торець пружини спирається на тарілку, одягнену на хвостовик плунжера.

На плунжері напресована скоба, що має два виступи, які входять у прорізи гільзи. Таким чином, під час руху рейки повертається вінець, гільза і плунжер насоса.

Знизу в розточку корпусу насоса вставлений стакан, на денце якого спирається з одного боку плунжер і тарілка з пружиною, з іншого - штовхач, вкручений в повзун.

Щоб стакан не випав разом із плунжером, коли його знімають зі штовхача, в канавку під стаканом встановлено стопорне пружинне кільце. На вікні корпусу в склянці нанесені риски, за якими попередньо регулюється висота підйому плунжера та під час встановлення нового насоса.

В отворі повзуна міститься вісь, на яку одягнена втулка з роликом. На вісі з одного боку є хвостовик, який входить у паз корпусу, запобігаючи повороту повзуна. Штовхач, вкручений у повзун, після регулювання висоти плунжера стопориться контргайкою. В отвір корпусу вкручується ніпель трубки, по якій підводиться масло до робочої поверхні повзуна. На поверхні ролика та втулки масло надходить каналом та радіальним свердлінням вісі і втулки.

Паливо в корпусі насоса підводиться через ніпель. У корпус штовхачів вставлена і закріплена гвинтами штампована ванночка, в яку збирається паливо, що просочилося.

Насос працює таким чином. Кулачок розподільчого валу набігає на ролик повзуна. Штовхач, вкручений в повзун, тисне на стакан і, стискаючи пружину, починає піднімати плунжер. На початку ходу паливо ви витісняється плунжером назад у корпус.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 53    |

Але як тільки плунжер верхньою кромкою перекриє отвір втулки, паливо, що залишилося, почне витіснятися і під великим тиском надходить в трубку форсунки, приєднану накидною гайкою до штуцера. Подача палива триватиме до моменту, коли спіральна кромка плунжера дійде до отвору.

У цей момент порожнина корпусу пасова через паз і виїмку на плунжері з'єднається з камерою стиснення втулки. Відбудеться відсічка палива. Тиск палива різко впаде, а нагнітальний клапан закриється, хоча плунжер і буде ще продовжувати рух вгору.

З моменту відсічки паливо перетікає назад у корпус насоса. Унаслідок різкого падіння тиску нагнітальний клапан під дією різниці тиску і пружини опуститься на сідло з пояском і частково відсмокче паливо з форсункової трубки, забезпечуючи розвантаження від тиску трубки до форсунки та різку посадку голки. Нагнітальний клапан показано на рис. 3.5.

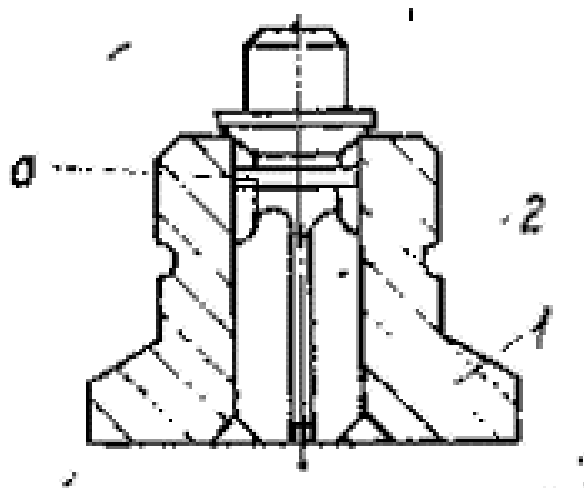


Рис. 3.5 - Нагнітальний клапан:

1 - сідло; 2 - клапан

Таким чином, початок подачі палива відбувається в один і той самий момент, у момент перекриття верхньою кромкою плунжера отвору у втулці, незалежно від навантаження на дизель і режиму його роботи. Кінець подачі змінюється і залежить від положення відсічної кромки щодо отвору у втулці плунжера. Отже, кількість палива, що подається в циліндр, змінюється і залежить від положення відсічної кромки.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 54    |

Форсунка – елемент паливної системи дизеля що безпосередньо відповідає за вприскування палива в циліндр двигуна.

Найвідповідальніші деталі форсунки – є корпус розпилювача і голка, що є прецизійною парою.

Паливо, що подається насосом, проходить через щілинний фільтр і каналом у корпусі надходить до кільцевої канавки в корпусі розпилювача, з якої трьома похилими каналами надходить у порожнину.

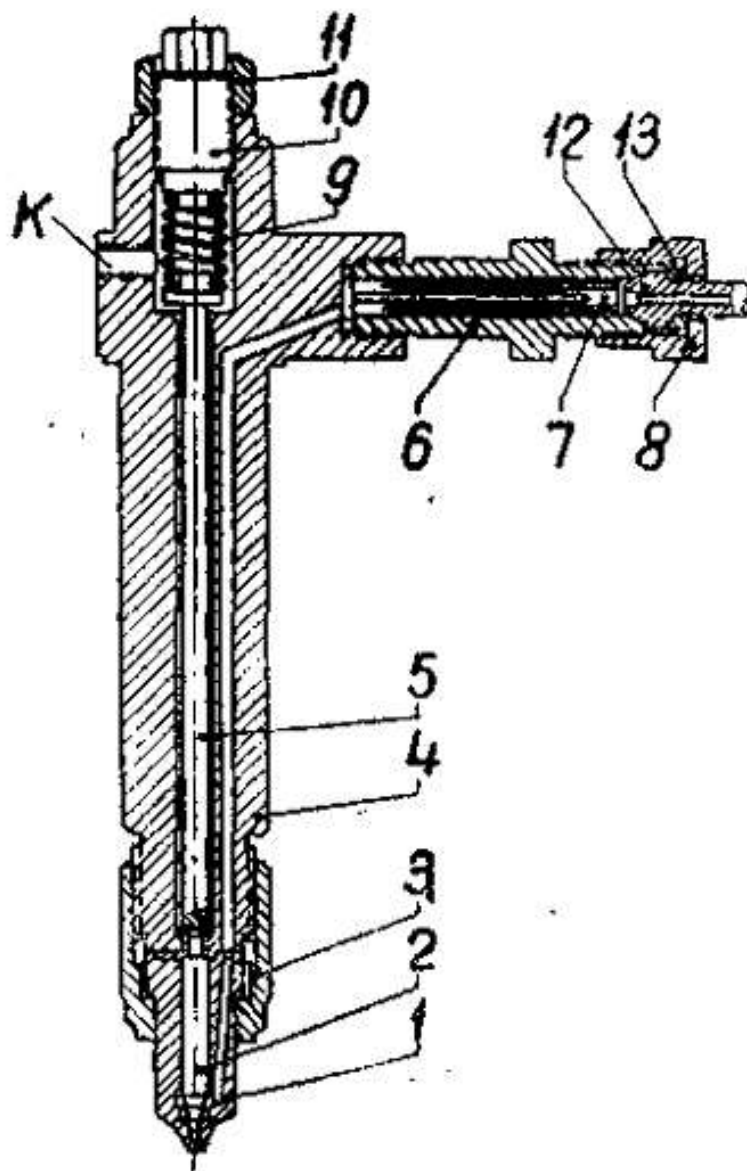


Рис. 3.6 – Форсунка:

1 - корпус розпилювача; 2 - голка; 3 - гайка; 4 - корпус; 5 - штовхач; 6 - корпус щілинного фільтра; 7 - щілинний фільтр; 8 - гайка; 9 - пружина; 10 - регульовальний гвинт; 11 - контргайка; 12 - трубка; 13 - шайба.

|     |      |          |        |      |
|-----|------|----------|--------|------|
|     |      |          |        |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |

Унаслідок тиску на диференціальний конус голка, стискаючи пружину через штовхач, піднімається і паливо розпилюється через отвори корпусу.

Пружина затянута так, що голка може піднятися лише в той момент, коли тиск палива в розпилювачі досягне певної величини. Затягування пружини регулюється гвинтом, який стопориться контргайкою.

Нижній запірний конус голки щільно притертий до гнізда корпусу. Розпилювач кріпиться до корпусу форсунки гайкою, під торець якої під час встановлення в кришку ставиться мідна прокладка.

До корпусу б щілинного фільтра гайкою через шайбу кріпиться трубка від паливного насоса.

Паливо, що просочилося через зазор між голкою і корпусом розпилювача, відводиться вгору через різьбовий отвір, в який вкручується ніпель зливної трубки.

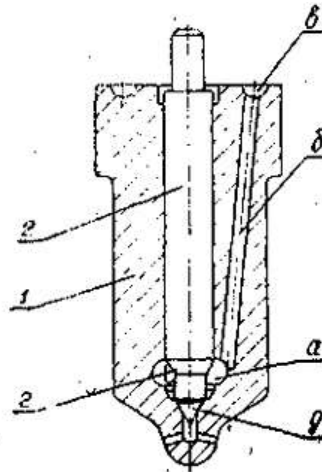


Рис. 3.7 – Розпилювач:

1 - корпус розпилювача; 2-голка.

Дизель та запчастини до нього укомплектовані розпилювачами однієї групи, зазначеної на циліндричній поверхні розпилювача. Під час подальшої заміни розпилювача наступний має бути замінений тільки розпилювачем тієї ж групи. За відсутності розпилювачів необхідної групи допускається комплектна заміна їх розпилювачами іншої групи.

Перепускний клапан кріпиться до масляного насоса. Підвідний трубопровід кріпиться ніпелем, відвідний іншим ніпелем.



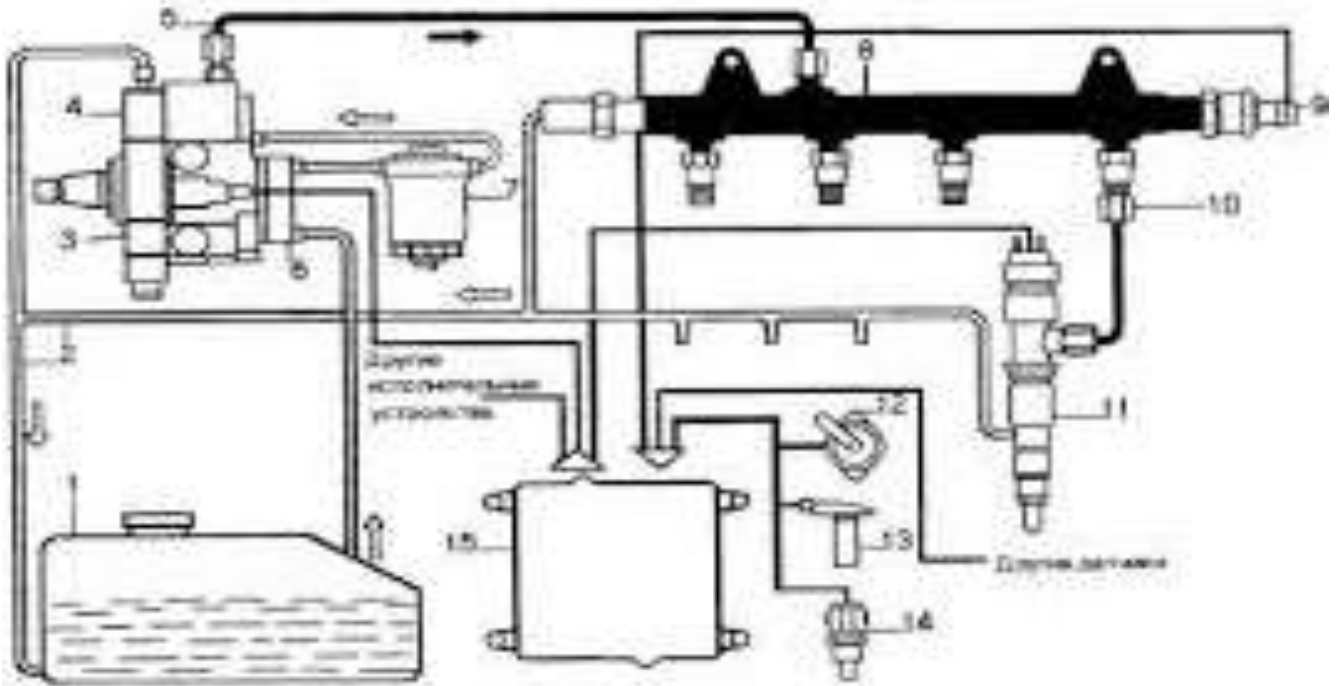


Рис. 3.9 – Схема системи Common Rail.

- сітчастий фільтр, що оберігає насос високого тиску від попадання сторонніх часток;
- датчик температури палива, який вимірює поточну температуру палива;
- насос високого тиску (ПНВТ), що створює тиск, необхідний для роботи системи впорскування;
- клапан дозування палива, який регулює кількість палива, яке необхідно подати в акумулятор високого тиску;
- регулятор тиску палива, який підтримує тиск палива в магістралі високого тиску на заданому рівні;
- акумулятор тиску (паливна рампа), що накопичує під високим тиском паливо, необхідне для впорскування в усі циліндри;
- датчик тиску палива, що вимірює поточний тиск палива в магістралі високого тиску;
- редукційний клапан, який підтримує тиск в зворотній магістралі форсунок системи упорскування на рівні 10 бар.
- форсунки, які безпосередньо забезпечують подачу палива до циліндру.

|     |      |          |        |      |
|-----|------|----------|--------|------|
|     |      |          |        |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |

У даній системі процес впорскування відділений від процесу створення високого тиску. Необхідна для системи упорскування високий тиск створюється за допомогою окремого паливного насоса високого тиску.

Паливо, що знаходиться під високим тиском, накопичується в акумуляторі тиску (паливній рампі) і через короткі паливопроводи високого тиску подається до форсунок. Управління системою CR здійснюється електронною системою управління двигуна.

Система впорскування CR має більші можливості для регулювання тиску і параметрів впорскування відповідно до режиму роботи двигуна. Це створює хороші передумови для задоволення постійно зростаючих вимог до системи упорскування в плані поліпшення економічності, зниження токсичності відпрацьованих газів і шумності двигуна.

Управління форсунками здійснюється виконавчим механізмом, заснованому на використанні п'єзоелементу. Швидкість перемикавання такого механізму в багато разів вище, ніж у форсунки з електромагнітним клапаном.

Крім того, маса рухомої голки у розпилювача п'єзоелектричної форсунки приблизно на 75% менше, ніж у форсунки з електромагнітним приводом.

Це забезпечує п'єзоелектричним форсунок такі переваги як:

- короткий час перемикавання;
- можливість зробити кілька впорскувань протягом робочого такту;
- точність дозування впорскування покращується;

Висока швидкість перемикавання п'єзоелектричної форсунки дозволяє гнучко і з високою точністю управляти фазами упорскування і дозувати подачу палива. Завдяки цьому управління процесом упорскування палива може здійснюватися в точній відповідності з потребою двигуна в певний момент часу. За час такту може бути вироблено до п'яти окремих впорскувань.

Насос високого тиску являє собою одноплунжерний насос. Привід насоса здійснюється через зубчастий ремінь клонували з частотою, рівній частоті обертів двигуна. ПНВТ призначений для створення в паливній магістралі тиску до 1800 бар, необхідного для роботи системи упорскування. За допомогою двох

|     |      |          |        |      |                           |       |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 14.2.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                           | 59    |

розгорнутих на приводному валу на 180 °, стрибок тиску формується синхронно з уприскуванням під час робочого такту конкретного циліндра. Це забезпечує рівномірне навантаження приводу насоса і знижує коливання тиску в області високого тиску.

Для зниження тертя при передачі зусилля від приводних кулачків до плунжеру насоса між ними встановлений ролик.

### 3.1.3 Особливості будови пропонованої системи подачі палива.

Проектована система подачі палива буде встановлюватись на дизельний двигун 6Ч 23/30 що буде працювати в складі стаціонарної електростанції. Подача палива в циліндр двигуна буде здійснювати система Common Rail, і при цьому зможе працювати як на дизельному так і на альтернативному паливі [ 2 ].

Ця система була обрана з метою, щоб забезпечити точність подачі циклової порції на любых режимах роботи двигуна. Саме завдяки електронному керуванню процесом подачі, та відслідковуванням поточних параметрів через датчики буде реалізоване поставлене завдання.

На відміну від типової автомобільної системи, де подача палива здійснюється завдяки розподільному насосу високого тиску, в нашому випадку для цього буде використано окремі секційні насоси високого тиску, що закачують необхідний об'єм палива в паливну рампу.

Параметри паливної рампи розраховуються виходячи з необхідності зменшення впливу хвильових процесів та забезпечення необхідного об'єму палива. На протікання процесів будуть впливати фізико-хімічні параметри палива, серед яких ключовим є температура.

Форсунка не охолоджувана з електронним керуванням. Принцип роботи базується на електронно-керованому гідравлічному запиранні голки під тиском палива. В ході розрахунку необхідно визначити часову довжину імпульсу що відповідає відкритому положенню форсунки. Контроль роботи буде покладено на датчики, серед яких: датчик положення колінчатого валу, датчик температури та датчик тиску палива.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 60    |

## 3.2 Розрахунок параметрів паливної апаратури

### 3.2.1 Початкові дані для розрахунку

|                                            |                                             |
|--------------------------------------------|---------------------------------------------|
| Ефективна потужність                       | $P_e = 330 \text{ кВт}$                     |
| Діаметр циліндру,                          | $D = 0.23 \text{ м}$                        |
| Хід поршня                                 | $S = 0.30 \text{ м}$                        |
| Ступінь стиску                             | $\varepsilon = 14$                          |
| Частота обертання колінчастого валу        | $n_H = 750 \text{ хв}^{-1}$                 |
| Число циліндрів                            | $i = 6$                                     |
| Тактність двигунів                         | $\tau = 4$                                  |
| Номінальна питома ефективна витрата палива | $b_e = 227 \text{ г/(кВт год)}$             |
| Коефіцієнт наповнення                      | $\eta_V = 0.901$                            |
| Кількість форсунок                         | $i_\phi = 6$                                |
| Кут початку впрыскування                   | $\varphi_{ВП} = 25^\circ \text{ п.к.в.}$    |
| Кутова тривалість впрыскування             | $\Delta\varphi_B = 35^\circ \text{ п.к.в.}$ |
| Робочий тиск в акумуляторі Common Rail     | $p_{ac} = 120 \text{ МПа}$                  |
| Густина палива                             | $\rho_{II} = 860 \text{ кг/м}^3$            |
| Крок зміни частоти обертання               | $\Delta n = 200 \text{ хв}^{-1}$            |
| Тиск навколишнього середовища              | $p_a = 101300 \text{ Па}$                   |
| Температура навколишнього середовища       | $T_a = 293 \text{ К}$                       |
| Кривошипно-шатунне відношення              | $\lambda_{кр} = 0.256$                      |
| Показник політропи стиску,                 | $n_c = 1.375$                               |
| Тиск кінця впуску,                         | $p_d = 96235 \text{ Па}$                    |
| Максимальний тиск згоряння,                | $p_Z = 5436000 \text{ Па}$                  |

### 3.2.2 Визначення додаткових величин розрахунку

Робочий об'єм циліндру, в м<sup>3</sup>

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} \cdot 0.3 = 0.012$$

Об'єм камери стиску, в м<sup>3</sup>

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0.012}{14 - 1} = 9.588 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м<sup>3</sup>

$$V_a = V_h + V_c = 0.012 + 9.588 \times 10^{-4} = 0.013$$

Літраж двигуна, в м<sup>3</sup>

$$V_{st} = V_h \cdot i = 0.012 \cdot 6 = 0.075 \text{ або в літрах } V_{st} \cdot 1000 = 74.786$$

Густина робочого тіла за початкових умов, в кг / м<sup>3</sup>

$$\rho_0 = \frac{P_a}{R_{II} \cdot T_a}$$

де  $R_{II} = 287.4$  кДж/(кг К) - універсальна газова стала для повітря;

$$\rho_0 = \frac{P_a}{R_{II} \cdot T_a} = \frac{1.013 \times 10^5}{287.4 \cdot 293} = 1.203$$

### 3.2.3 Визначення загальних параметрів системи CR:

Циклова порція дизельного палива з урахуванням запальної дози, в г/цикл

$$b_{II} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot \delta_{ВП}}{120 \cdot n_H \cdot i}$$

де  $\delta_{ВП} = 1$  - доля впорскнутого палива

$$b_{II} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot \delta_{ВП}}{120 \cdot n_H \cdot i} = \frac{227 \cdot 330 \cdot 4}{120 \cdot 750 \cdot 6} = 0.555$$

Об'ємна циклова порція дизельного палива, мм<sup>3</sup>/цикл

$$V_{\text{ц}} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot 10^6 \cdot \delta_{\text{ВП}}}{120 \cdot n_{\text{H}} \cdot i \cdot \rho_{\text{П}}} = \frac{227 \cdot 330 \cdot 4 \cdot 10^6}{120 \cdot 750 \cdot 6 \cdot 860} = 645.22$$

3.2.4 Визначення параметрів акумулятору палива

Максимальна сумарно циклова об'ємна витрата палива, в мм<sup>3</sup>

$$V_{\text{ц.з}} = V_{\text{ц}} \cdot \frac{i}{\delta_{\text{ВП}}} = 645.22 \cdot \frac{6}{1} = 3.871 \times 10^3$$

Робочий об'єм внутрішньої порожнини акумулятору, з урахуванням по запасу палива та необхідності стабілізації хвильових процесів, в мм<sup>3</sup>

$$V_{\text{ас}} = V_{\text{ц.з}} \cdot k_3$$

де  $k_3 = 40$  - коефіцієнт запасу по об'єму;

$$V'_{\text{ас}} = V_{\text{ц.з}} \cdot k_3 = 3871.318 \cdot 40 = 154852.713$$

Приймаємо внутрішній діаметр порожнини акумулятору рівним, в мм

$$d_{\text{ас}} = 10$$

Тоді, довжина внутрішньої порожнини акумулятору, в мм

$$l'_{\text{ас}} = \frac{4 \cdot V'_{\text{ас}}}{\pi \cdot d_{\text{ас}}^2} = \frac{4 \cdot 1.549 \times 10^5}{\pi \cdot 10^2} = 1.972 \times 10^3$$

Приймаємо довжину внутрішньої порожнини акумулятору рівною, в мм

$$l_{\text{ас}} = 250$$

Внутрішній об'єм палива в акумуляторі, після його накопичення під великим тиском, в мм<sup>3</sup>

$$V_{\text{р}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ас}}^2}{4} \cdot l_{\text{ас}} \cdot (1 - \beta_{\text{р}} \cdot dp)$$

де  $dp = p_{\text{ас}} = 120$  МПа - тиск у внутрішній порожнині акумулятору

$E_{\text{р}} = 1275$  МПа - модуль об'ємної пружності дизельного палива;

$$\beta_p = \frac{1}{E_p} = 7.843 \times 10^{-4} \text{ 1/МПа} - \text{коефіцієнт стиснення дизельного палива};$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 - \beta_p \cdot dp) = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 250 \cdot (1 - 0.001 \cdot 120) = 17786.958$$

Внутрішній об'єм в акумуляторі палива, що вивільнився внаслідок стиснення палива, в мм<sup>3</sup>

$$dV_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - V_p = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 250 - 1.779 \times 10^4 = 1.848 \times 10^3$$

Об'єм палива в акумуляторі, після нагрівання палива, в мм<sup>3</sup>

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt)$$

де  $dt = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  - загальний підігрів палива в системі

$\beta_t = 0.000831 \text{ 1/}^\circ\text{C}$  - коефіцієнт температурного розширення дизельного палива;

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt) = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 250 \cdot (1 + 0.001 \cdot 10) = 19798.121$$

Величина збільшення об'єму палива в акумуляторі палива, внаслідок його підігріву, в мм<sup>3</sup>

$$dV_t = V_t - \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} = 1.98 \times 10^4 - \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 250 = 163.166$$

Дійсний об'єм палива в порожнині паливного акумулятору склав, в мм<sup>3</sup>

$$V_{ac.d} = \left[ \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - \sum \left( \frac{dV_p}{dV_t} \right) \right] = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 250 - \sum \left( \begin{matrix} 1848 \\ 163.17 \end{matrix} \right) = 17623.79$$

Розрахунок параметрів міцності акумулятору

Розрахункова товщина стінки акумулятору, в мм

$$\delta_{ст.ас} = \frac{1}{2} \cdot d_{ac} \cdot \left( \sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{ac}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{ac}}} - 1 \right)$$

де  $\sigma_z = 195 \text{ МПа}$  - допустиме напруження на розтягування;

$$\delta_{\text{ст.ас}} = \frac{1}{2} \cdot d_{\text{ас}} \cdot \left( \sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{\text{ас}}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{\text{ас}}}} - 1 \right) = \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot \left( \sqrt{\frac{195 + 0.4 \cdot 120}{195 - 1.3 \cdot 120}} - 1 \right) = 7.481$$

Виходячи з необхідності забезпечення потрібного запасу міцності та довговічності роботи акумулятору товщина його стінки буде дорівнювати:

$$\delta'_{\text{ас.р}} = \delta_{\text{ст.ас}} \cdot n_{\sigma.\text{ас}}$$

де  $n_{\sigma.\text{ас}} = 1.35$  - передбачений запас міцності;

$$\delta'_{\text{ас.р}} = \delta_{\text{ст.ас}} \cdot n_{\sigma.\text{ас}} = 7.481 \cdot 1.35 = 10.099$$

Приймаємо робочу товщину стінки циліндру, в мм

$$\delta_{\text{Г.пр}} = 12$$

Напруження розтягування в стінці акумулятору, від дії максимального тиску палива, в МПа

$$\sigma_p = \frac{p_{\text{ас}} \cdot d_{\text{ас}}}{2 \cdot \delta_{\text{Г.пр}}} = \frac{120 \cdot 10}{2 \cdot 12} = 50$$

Температурні напруження в стінці акумулятору, в МПа

$$\sigma_t = \frac{(E \cdot \alpha_{\text{ц}} \cdot \Delta T)}{[2 \cdot (1 - \mu)]}$$

де  $\Delta T = 5$  К - перепад температури по стінці акумулятору;

$\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6}$  1/К - коефіцієнт лінійного розширення;

$E = 1.0 \cdot 10^5$  МПа - модуль пружності матеріалу;

$\mu = 0.25$  - коефіцієнт Пуассона;

$$\sigma_t = \frac{(E \cdot \alpha_{\text{ц}} \cdot \Delta T)}{[2 \cdot (1 - \mu)]} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 5}{2 \cdot (1 - 0.25)} = 3.667$$

Сумарні напруження в стінці акумулятору від робочого тиску палива газів та перепаду температур, в МПа

на зовнішній поверхні

$$\sigma'_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_t = 50 + 3.667 = 53.667$$

на внутрішній поверхні

$$\sigma''_{\Sigma} = \sigma_p - \sigma_t = 50 - 3.667 = 46.333$$

### 3.2.5 Визначення параметрів паливо-підкачувального насосу

Об'єм палива що приходить на закачування однією секцією, в мм<sup>3</sup>

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.d}}{i_{c.H}}$$

де  $i_{c.H} = 6$  - кількість секцій паливного насосу;

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.d}}{i_{c.H}} = \frac{1.762 \times 10^4}{6} = 2.937 \times 10^3$$

Розрахунковий діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{ac.i}}{\pi \cdot k_{sd}}}$$

де  $k_{sd} = 1.25$  - відношення ходу плунжера, до його діаметра

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{ac.i}}{\pi \cdot k_{sd}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2937.299}{\pi \cdot 1.25}} = 14.41$$

Тоді приймаємо діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.пр} = 14$$

Відповідно хід плунжера, в мм

$$s_{п.р} = d_{п.пр} \cdot k_{sd} = 14 \cdot 1.25 = 17.5$$

Розрахункова площа плунжера, в мм<sup>2</sup>

$$f_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{п.пр}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 14^2}{4} = 153.938$$

Активний хід плунжера, в мм

$$s_{п.а} = \frac{V_{ac.i}}{\eta_H \cdot f_{\Pi}}$$

де  $\eta_H = 0.92$  - коефіцієнт подачі плунжерного насоса;

$$s_{\text{п.а}} = \frac{V_{\text{ac.i}}}{\eta_{\text{н}} \cdot f_{\text{п}}} = \frac{2.937 \times 10^3}{0.92 \cdot 153.938} = 20.74$$

Відповідно приймаємо хід плунжера, в мм  $s_{\text{п.пр}} = 22$

### 3.2.6 Визначення параметрів вприскування палива через форсунку

Функція відносного переміщення поршня

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right) + \frac{\lambda_{\text{кр}}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Величина поточного значення надпоршневого простору, в м<sup>3</sup>

$$V_{\text{п}}(\varphi) = V_{\text{с}} + \frac{1}{2} \cdot V_{\text{н}} \cdot \sigma(\varphi)$$

Кут початку вприску палива, в ° п.к.в.

$$\varphi'_{\text{вп}} = 360 - \varphi_{\text{вп}} = 360 - 25 = 335$$

Що відповідає поточному значенню надпоршневого простору, в м<sup>3</sup>

$$V_{\text{п}}(\varphi'_{\text{вп}}) = 0.00169$$

Кут кінця вприску палива, в ° п.к.в.

$$\varphi''_{\text{вп}} = 360 - (\varphi_{\text{вп}} - \Delta\varphi_{\text{в}}) = 360 - (25 - 35) = 370$$

Що відповідає поточному значенню надпоршневого простору, в м<sup>3</sup>

$$V_{\text{п}}(\varphi''_{\text{вп}}) = 0.00108$$

Тиск в циліндрі на момент початок вприску палива, в Па

$$p'_{\text{с}} = p_{\text{д}} \cdot \left(\frac{V_{\text{а}}}{V_{\text{п}}(\varphi'_{\text{вп}})}\right)^{n_{\text{с}}} = 96235 \cdot \left(\frac{0.013}{0.002}\right)^{1.375} = 1669145.239$$

Середній тиск в циліндрі, під час вприску палива, в Па

$$p_{\text{с.ср}} = \frac{p'_{\text{с}} + p_{\text{з}}}{2} = \frac{1669145.239 + 5436000}{2} = 3552572.62$$

Перепад тиску між паливною системою та порожниною циліндру, в Па

$$\Delta p_{\text{п}} = p_{\text{ac}} \cdot 10^6 - p_{\text{с.ср}} = 120 \cdot 10^6 - 3552572.62 = 116447427.38$$

Середня швидкість витікання палива із форсунки, в м/с

$$w_{\phi} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{\Pi})}{\rho_{\Pi}}}$$

де  $\psi = 0.85$  - коефіцієнт місцевит втрат;

$$w_{\phi} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{\Pi})}{\rho_{\Pi}}} = 0.85 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot 116447427.38}{860}} = 1385.429$$

Площа соплового отвору форсунки для подачі палива, в мм<sup>2</sup>

$$f_{c.o} = \frac{\pi \cdot d_{c.o}^2}{4}$$

де  $d_{c.o} = 0.150$  мм - діаметр соплового отвору форсунки;

$$f_{c.o} = \frac{\pi \cdot d_{c.o}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} = 0.018$$

Сумарна площа соплових отворів розпилювача форсунки, в мм<sup>2</sup>

$$f_{p.max} = f_{c.o} \cdot i_{o.\phi}$$

де  $i_{o.\phi} = 6$  - кількість соплових отворів форсунки;

$$f_{p.max} = f_{c.o} \cdot i_{o.\phi} = 0.018 \cdot 6 = 0.106$$

Часова тривалість впрыску циклової порції палива, в с

$$\tau_{\Pi.\Pi} = \frac{V_{\Pi} \cdot 10^{-3}}{\mu_{отв} \cdot w_{\phi} \cdot f_{p.max}}$$

де  $\mu_{отв} = 0.85$  - коефіцієнт витрати через сопловий отвір форсунки;

$$\tau_{\Pi.\Pi} = \frac{V_{\Pi} \cdot 10^{-3}}{\mu_{отв} \cdot w_{\phi} \cdot f_{p.max}} = \frac{645.22 \cdot 10^{-3}}{0.85 \cdot 1.385 \times 10^3 \cdot 0.106} = 5.168 \times 10^{-3}$$

Фазова тривалість одного робочого електронного імпульсу впрыску палива через форсунку, в °

$$\Delta \varphi_B = \frac{\tau_{\Pi.\Pi} \cdot 360 \cdot n_H}{\tau \cdot 30} = \frac{5.168 \times 10^{-3} \cdot 360 \cdot 750}{4 \cdot 30} = 11.627$$

### 3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та описано принципи будови та роботи штатної та акумуляторної системи подачі палива CR. Розглянуто можливості щодо заміни штатної системи подачі палива на акумуляторну. Запропонована система подачі палива з електронним керуванням процесу подачі палива забезпечує не лише точність циклової порції палива, але й синхронізує його у відповідності з основними фазами робочого циклу дизеля. Виконано розрахунок основних параметрів та елементів системи подачі рідкого палива CR.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 69    |

## РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

### 4.1 Загальні положення.

Охорона праці - система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Охорона праці включає техніку безпеки і виробничу санітарію.

Техніка безпеки - система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають дії на працюючих небезпечних виробничих чинників.

Виробнича санітарія - система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають або зменшують дію на працюючих шкідливих виробничих чинників. Небезпечний виробничий чинник - чинник, дію якого на працюючого в певних умовах приводить до травми або до іншого раптового різкого погіршення його здоров'я. До небезпечних виробничих чинників відносяться, наприклад:

- машини і механізми, що рухаються;
  - рухомі частини виробничого устаткування;
  - вироби, що пересуваються;
  - заготовки;
  - матеріали, конструкції, що руйнуються;
  - гострі кромки;
  - шорсткість на поверхнях заготовок інструментів і устаткування;
  - підвищена напруга в електричних ланцюгах, замикання яких на землю може відбутися через тіло людини;
  - підвищений рівень статичної електрики; розташування робочого місця на значній висоті щодо землі (підлоги);
  - підвищена або знижена температура поверхні устаткування, матеріалів
- т.і.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 70    |

Шкідливий виробничий чинник - чинник, дію якого на працюючого в певних умовах приводить до захворювання або зниження працездатності.

До шкідливих виробничих чинників на машинобудівних заводах відносяться; підвищену запыленість і загазованість повітря в робочій зоні; підвищена або знижена температура; відносна вологість; рухливість; барометричний тиск і ступінь іонізації повітря в цій зоні; підвищений рівень шуму, вібрацій на робочому місці, підвищений рівень теплових, ультрафіолетових, електромагнітних і електростатичних полів, іонізуючих випромінювань в робочій зоні; відсутність і недолік природного світла; недостатня освітленість робочого місця системами штучного освітлення та т.і.

Залежно від рівня і тривалості дії шкідливий виробничий чинник може стати небезпечним. Пари і гази можуть викликати як гостре подразнення слизових оболонок органів зору, так і професійне захворювання - кон'юнктивіт.

Безпека праці - стан умов праці, при яких відсутні шкідливі чинники.

Небезпечна зона – простір, в якому можлива дія на працюючого небезпечного або шкідливого виробничого чинника.

При проектуванні двигуна в останній час дуже велику увагу приділяють зниженню шкідливої дії двигуна на людей і навколишнє середовище.

Джерелами викидів шкідливих речовин в двигуні є відпрацьовані і картерні гази, а також пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами(CO, CH, NO).

Картерні гази по відношенню до викидів з відпрацьованими газами складають: по CO 2-8%, CH 150-300%, NO 2%. Крім того небезпеку для людини створюють нагріті деталі двигуна, а також деталі, що рухаються і обертаються.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера;
- ізоляція і екранування нагрітих деталей;
- закриття об'ємів, де обертаються деталі, спеціальними кожухами.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 71    |

#### 4.2 Заходи для зниження рівня шуму та вібрації проектованого двигуна.

Двигуни внутрішнього згоряння є одним з джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум - це комплекс звуків що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо звук має хвильову природу в будь - якому середовищі і сприймається органами слуху людини в результаті дії на них звукових хвиль. Двигуни випромінюють хвилі в основному з частотою від 20 до 8000 Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між граничним значенням тиску хвилі і барометричним тиском. Тиск і сила звуку змінюються в широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці - децибели (дБ). Рівнем шуму називають дванадцятикратний логарифм відношення тиску звуку до його граничного значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її граничного значення.

Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу. З іншого боку, це шуми газодинамічного (гідравлічного) походження, які виникають в процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливоповітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі сягає 110...120дБ. Він залежить від таких факторів, як навантаження та частота обертання. Із зменшенням навантаження рівень шуму зменшується - на 1..3 дБ. Зменшення частоти обертання зменшує рівень шуму на 10 - 15дБ.

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску

|                                               |      |    |     |     |     |      |      |
|-----------------------------------------------|------|----|-----|-----|-----|------|------|
| Середньгеометричні частоти октавних полос, Гц | 3,15 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 |
| Рівні звукового тиску, дБ                     | 109  | 99 | 92  | 86  | 83  | 80   | 76   |

Рівні зовнішнього шуму проектованого двигуна визначаються по формулі:

$$L = \left[ 54 + 10 \lg(n_n \cdot P_e^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

$$L = \left[ 54 + 10 \cdot \lg(750 + 330^{0,55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 85,115; \text{ дБ}$$

де  $n_n$  - номінальна частота обертання колінчастого валу,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$n$  - робоча частота обертання колінчастого валу,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$P_e$  - номінальна потужність, кВт.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками. Капотування двигунів спеціальними звукопоглинаючими прокладками значно зменшує вплив шуму двигуна.

Конструктивні засоби направлені на зменшення шуму двигуна, передбачають зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, та застосування спеціальних механізмів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, в яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні розширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму на 30...35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Найбільш розповсюджені глушники, в яких використовуються до глушіння розширювальні резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шлемів і касок у сукупності з пробками, та звукоізолюючих кабін. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції дозволяють зменшити вук на 15-20 Дб.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 73    |

#### 4.3 Заходи для зниження рівня вібрації проектованого двигуна

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібраційного навантаження

|                                              |    |      |      |     |     |     |     |
|----------------------------------------------|----|------|------|-----|-----|-----|-----|
| Середньгеометричні частоти октавних полос Гц | 63 | 20,0 | 31,5 | 40  | 50  | 63  | 80  |
| Рівні вібрації по прискоренню дБ             | 95 | 103  | 107  | 109 | 111 | 113 | 115 |

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

Рівень вібрації для двигуна 6 ГЖЧ 23/30 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left( \frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left( \frac{1+Pe}{m} \right)}{1 + \left( \frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg \left( \frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб};$$

де  $m$  – маса двигуна,  $m = 11000$  кг;

$f$  – частота обертання,  $f = 40,0$  с<sup>-1</sup>;

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \cdot \left[ \frac{750 \cdot 330 \cdot \left( \frac{1+330}{11000} \right)}{1 + \left( \frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{11000}{330}} + 30 \cdot \lg \left( \frac{750}{750} \right) \right] = 83,584;$$

Для зниження рівня вібрацій пропонуються наступні заходи:

- врівноваження та балансування обертаючих частин двигуна;
- усунення дефектів розштанності окремих частин;
- використання динамічних гасників вібрацій;
- пружну підвіску та амортизацію (включанням проміжних засобів).

Основні заходи боротьби з вібрацією:

- покращення конструкцій двигунів та технологічних процесів;
- відхід від режиму резонанса (зміна маси та жорсткості системи);
- віброізоляція за допомогою амортизаторів.

#### 4.4. Техніка безпеки під час ремонту.

Для правильного виконання техніки безпеки на робочому місці необхідно дотримуватись наступних правил:

- надягнути спецодяг, застібнути всі гудзики;
- підготувати своє робоче місце до роботи, перевірити роботу механічного обладнання на холостому ході;
- під час роботи дотримуватись чистоти та порядку на робочому місці;
- застосовувати гайкові ключі з губками, з відповідним розміром гайок і головок гвинтів;
- при перевірці співпадання отворів застосовувати спеціальні оправки. Не перевіряти співпадання отворів пальцями;

#### 4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.

Для правильної технічної експлуатації і для забезпечення безпеки при експлуатації газодизельної установки і її допоміжних механізмів необхідно виконувати наступні основні вимоги:

- газодизельна установка і всі допоміжні механізми і пристрої установки повинні експлуатуватися в строгій відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;
- не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;
- необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування та інвентар;
- постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду установки і її допоміжних механізмів;
- не дозволяється захаращувати якими-небудь предметами проходи. Отвори і трубопроводи для наповнення і огляду цистерн рідкого палива повинні бути закриті і не мати пропусків;

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 75    |

- дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;
- не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;
- при перебиранні двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент і т.п. на деталях рухомих механізмів;
- пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією. При цьому обслуговуючий персонал повинен бути віддалений від установки;
- забороняється підкачувати вручну паливо в циліндри двигуна під час його роботи;
- необхідно оберегати від ударів і пошкоджень балони стиснутого повітря;
- слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;
- негайно треба усувати підтікання в паливній арматурі, паливопроводах і цистернах рідкого палива. Забороняється закривати рукою місце розриву нагнітального трубопроводу форсунки при роботі двигуна;
- при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду. При продуванні індикаторних кранів необхідно знаходитися в стороні від струменя газів.

#### 4.6 Висновки по розділу.

Розглянуто основні шкідливі фактори при роботі на генераторній установці. Враховано особливості роботи по газодизельному циклу та основні шкідливі чинники що пов'язані з їх роботою. Розраховано параметри шуму та вібрації для проектного двигуна.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 76    |

## ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення показників двигуна стаціонарної електростанції номінальною потужністю 330 кВт, спроектованого на базі прототипу 6Ч 23/30, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, якою є стаціонарна електростанція, та визначено її технічні параметри. Розглянуто та описано будову двигуна прототипу, а також принципи роботи та призначення його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз отриманих результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та описано штатну систему подачі палива та акумуляторну систему CR. Проаналізовано особливості будови та роботи обох паливних систем, розглянуто їх переваги та недоліки. Запропонована система подачі палива з електронним керуванням процесу подачі палива забезпечує не лише точність циклової порції палива, але й синхронізує його у відповідності з основними фазами робочого циклу дизеля. Виконано розрахунок основних параметрів та елементів системи подачі рідкого палива CR.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, а також визначено можливі небезпеки, що можуть виникнути під час його експлуатації або обслуговуванні. Надано практичні рекомендації щодо їх зменшення їх негативного впливу. Визначено рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення у вигляді креслень.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 77    |

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.

2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.

3. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

7. Система стандартів безпеки праці

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.23.07.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 78    |