

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

А. Г. Г.  
«05» 06 2026 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

**на тему:** Підвищення надійності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 260 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна. Прототип 6ЧН 15/18

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22

М.Д. Паламарчук  
(підпис) **Паламарчук М.Д.**

Керівник роботи:

ст. викладач  
(посада, науковий ступень, вчене звання)  
І.А. Швець  
(підпис) **Швець І.А.**

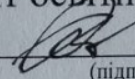
Первомайськ - 2026 р.

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»  
Спеціальність 142 - «Енергетичне машинобудування»  
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

  
(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

**ЗАВДАННЯ**

**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

**на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»**

Студенту Паламарчуку Максиму Дмитровичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 260 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна. Прототип 6ЧН 15/18»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 7.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.26 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 15/18, номінальною потужністю 250 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 проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення конструкції шатуна.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6ЧН 15/18 (СК)

3. Шатунно-поршнева група (СК) 4. Шатун (СК)

## Консультанти розділів роботи

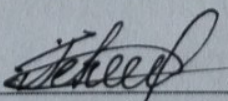
| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
|        |                                           | завдання видав | завдання прийняв |
| 1      |                 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

Дата видачі завдання «12» січня 2026 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

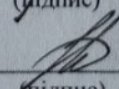
| Номер | Назва етапів роботи                                                                                          | Термін виконання етапів роботи | Примітки |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|----------|
| 1.    | Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу                                    | 16.02.2026                     |          |
| 2.    | Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми                  | 10.03.2026                     |          |
| 3.    | Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна | 27.03.2026                     |          |
| 4.    | Вдосконалення конструкції шатуна                                                                             | 31.03.2026                     |          |
| 5.    | Організація охорони праці та захист навколишнього середовища                                                 | 14.04.2026                     |          |
| 6.    | Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна                                                             | 16.04.2026                     |          |
| 7.    | Робота з складальним кресленням двигуна                                                                      | 17.04.2026                     |          |
| 8.    | Робота з кресленням шатунно-поршневої групи                                                                  | 23.04.2026                     |          |
| 9.    | Робота з складальним кресленням шатуна                                                                       | 24.04.2026                     |          |
| 10.   | Загальні висновки по кваліфікаційній роботі                                                                  | 28.04.2026                     |          |
| 11.   | Оформлення кваліфікаційної роботи                                                                            | 12.05.2026                     |          |

Студент

  
(підпис)

Паламарчук М.Д.

Керівник роботи

  
(підпис)

Швець І.А.

## Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, запропоновано рішення щодо підвищення надійності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції потужністю 260 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 15/18, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна.

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

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі результатів якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторні діаграми. Визначено величини сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі двигуна, а також складові зовнішнього теплового балансу.

Проаналізовано тепловий стан поршня штатного дизельного двигуна та виявлено підвищені теплові навантаження днища поршня при тривалій роботі на номінальних режимах. Запропоновано вдосконалену конструкцію шатуна з внутрішнім каналом для подачі мастила під днище поршня, що забезпечує інтенсифікацію відведення тепла та зниження термічних напружень. Виконано розрахунок витрати мастила через запропонований канал та оцінено вплив конструктивних змін на міцність шатуна. Описано вплив запропонованих конструктивних змін на підвищення ресурсу та надійності кривошипно-шатунного механізму і циліндро-поршневої групи двигуна.

Розглянуто питання шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище під час експлуатації. Проаналізовано основні небезпеки, що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, і запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

**Ключові слова:** стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, кривошипно-шатунний механізм, шатун, охолодження поршня, надійність, шум, вібрація.

## Annotation

In the qualification thesis, in accordance with the assignment, a solution aimed at improving the reliability of a diesel engine for a stationary power plant with a capacity of 260 kW, designed on the basis of the prototype engine 6ChN 15/18, is proposed by improving the connecting rod design.

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

The parameters of the engine working cycle are calculated, on the basis of which the theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments acting in the crankshaft-connecting rod mechanism of the engine, as well as the components of the external heat balance, are determined.

The thermal state of the piston of the standard diesel engine is analyzed, and increased thermal loads on the piston crown during long-term operation at rated modes are identified. An improved connecting rod design with an internal channel for supplying lubricating oil to the piston crown is proposed, which provides intensified heat removal and a reduction in thermal stresses. The oil flow rate through the proposed channel is calculated, and the influence of the design modifications on the strength of the connecting rod is evaluated.

The impact of the proposed design improvements on increasing the service life and reliability of the crankshaft-connecting rod mechanism and the cylinder-piston group of the engine is described. Issues related to the harmful environmental impact of the diesel engine during operation are considered. The main hazards that may arise during engine operation and maintenance are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

**Keywords:** stationary power plant, diesel engine, working cycle, crankshaft-connecting rod mechanism, connecting rod, piston cooling, reliability, noise, vibration.

## ЗМІСТ

|                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП                                                                                               | 8  |
| РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО<br>ВСТАНОВЛЕННЯ                                    | 10 |
| 1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору                                              | 10 |
| 1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу                                                             | 14 |
| 1.3 Висновки по розділу                                                                             | 23 |
| РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА                                               | 24 |
| 2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна                                        | 24 |
| 2.2. Побудова індикаторної діаграми                                                                 | 37 |
| 2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ                                                      | 44 |
| 2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу                                             | 52 |
| 2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-<br>прототипу та висновки по розділу | 58 |
| РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА З КАНАЛОМ<br>ОХОЛОДЖЕННЯ ПОРШНЯ.                              | 60 |
| 3.1. Загальний опис будови шатуна та розрахунок його міцність                                       | 60 |
| 3.2. Розробка конструкції каналу подачі мастила для охолодження поршня                              | 77 |
| 3.3 Висновки по розділу                                                                             | 83 |
| РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З<br>ОХОРОНИ ПРАЦІ                              | 84 |
| 4.1. Захист навколишнього середовища                                                                | 84 |
| 4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля                                                      | 90 |
| 4.3 Висновок по розділу                                                                             | 94 |
| ВИСНОВКИ                                                                                            | 95 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ                                                                          | 96 |

## ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація дизель-генераторна електростанція

Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 15/18

Додаток 3 Специфікація ШПГ

Додаток 4 Специфікація шатун

## ВСТУП

Сучасна тенденція підвищення ефективності енергетичних установок призвела до збільшення питомих потужностей дизельних двигунів та наближення їх робочих параметрів до граничних значень міцності матеріалів. У результаті цього зростає ймовірність виникнення відмов у роботі найбільш навантажених елементів двигуна. Досвід експлуатації середньообертових дизельних двигунів показує, що найменш надійними за показниками безвідмовності та ресурсу є деталі циліндро-поршневої групи, зокрема поршні та циліндрові втулки, відмови яких часто пов'язані з підвищеними тепловими навантаженнями.

Забезпечення надійної роботи дизельного двигуна неможливе без ефективного відведення теплоти від найбільш термічно навантажених деталей. Недостатнє охолодження поршня призводить до зростання термічних напружень, погіршення умов мащення, появи задирів і зниження ресурсу двигуна в цілому. Тому поряд із дотриманням правил експлуатації та контролем робочих параметрів важливого значення набуває вдосконалення конструкції елементів двигуна, спрямоване на підвищення ефективності їх охолодження.

В основі розв'язання проблеми підвищення надійності стаціонарних дизельних двигунів лежить не лише забезпечення їх безвідмовної роботи із заданою ймовірністю, але й реалізація конструктивних заходів, що дозволяють знизити теплові та механічні навантаження в найбільш напружених вузлах. Одним із таких заходів є вдосконалення конструкції шатуна з метою організованої подачі мастила під днище поршня для інтенсифікації відведення теплоти.

Реалізація зазначеного підходу дозволяє підвищити ресурс і надійність кривошипно-шатунного механізму та циліндро-поршневої групи дизельного двигуна, забезпечити стабільність його роботи при тривалих навантаженнях і підвищити безпеку експлуатації стаціонарної електростанції, що й визначає **актуальність даної кваліфікаційної роботи.**

**Мета роботи** полягає у вирішенні завдання підвищення надійності роботи дизельного двигуна потужністю 260 кВт, на базі прототипу 6ЧН 15/18 для стаціонарної електростанції, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна.

**Завдання, які необхідно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:**

- розглянути та описати будову і призначення стаціонарної дизель-генераторної електростанції а також ознайомитись з будовою двигуна-прототипу;
- визначити параметри робочого циклу проектного дизельного двигуна та побудувати теоретичну і дійсну індикаторні діаграми, розрахувати значення сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати тепловий стан поршня штатного двигуна та умови його охолодження, виявити основні причини підвищених теплових навантажень на різних режимах роботи;
- розробити вдосконалену конструкцію шатуна з внутрішнім каналом для подачі мастила під днище поршня, обґрунтувати принцип її роботи та виконати розрахунок витрати мастила і перевірку міцності шатуна, та оцінити вплив запропонованих конструктивних змін на підвищення ресурсу і надійності кривошипно-шатунного механізму та циліндро-поршневої групи двигуна;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного дизельного двигуна на навколишнє середовище, визначити можливі небезпеки, що можуть виникнути під час експлуатації та обслуговування двигуна, і надати рекомендації щодо їх зменшення та запобігання;
- представити запропоновані технічні рішення у графічній частині пояснювальної записки та у презентаційних матеріалах.

**Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі** є теплові та механічні процеси, що відбуваються в кривошипно-шатунному механізмі дизельного двигуна, та їх вплив на надійність і ресурс роботи двигуна.

**Предметом розгляду в даній роботі** є розробка та аналіз конструктивних заходів щодо підвищення надійності та ресурсу дизельного двигуна шляхом вдосконалення шатуна, а також оцінка впливу цих змін на тепловий стан поршня.

**Апробацію результатів роботи** здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2025» що проходила в квітні 2025 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

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

### 1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.

#### 1.1.1 Опис двигун-генераторної установки на базі двигуна-прототипу.



Рис. 1.1 - Дизель-генератор на базі 6ЧН 15/18.

Дизель-генератор призначений для вироблення електричної енергії у складі стаціонарної електростанції. Установку можна експлуатувати автономно або в паралель із загальною електричною мережею чи з іншими однотипними дизель-генераторами.

Дизель-генератор складається з дизельного двигуна 6ЧН 15/18 та синхронного генератора, змонтованих на спільній рамі, а також шафи управління і допоміжного обладнання, встановленого в приміщенні електростанції. З'єднання колінчастого валу двигуна з ротором генератора здійснюється жорстким фланцевим способом.

Генератор є синхронним, трифазним, із статичною системою збудження та автоматичним регулятором напруги. Він одноопорний, без щіток, із комплектним пристроєм збудження та приладами контролю електричних параметрів, які здійснюють прийом і розподіл електроенергії. У шафі управління встановлені прилади контролю електричних параметрів: вольтметр, амперметр, частотомір та пристрій ручної точної синхронізації.

Дизель-генератор автоматизований за 1-м ступенем відповідно до ГОСТ 14228-80 і забезпечує:

- автоматичне регулювання частоти обертання двигуна;
- автоматичне регулювання температури в системі охолодження та мащення;
- автоматичне регулювання напруги генератора;
- автоматичне аварійне сигналізування та захист по тиску та температурі масла і охолоджувальної рідини;
- місцеве і дистанційне керування:
  - \* пуском;
  - \* зупинкою;
  - \* частотою обертання;
- попереджувальне сигналізування про перевантаження дизель-генератора.

Комплект поставки дизель-генератора включає:

- дизель-генератор у зборі на підмоторній рамі;
- шафу управління;
- водяний розширювальний бачок;
- фільтр-глушник;
- комплект запасних частин;
- комплект інструментів;
- комплект пристосувань;
- комплект документації.

Комплект поставки може змінюватися залежно від технічних вимог замовника та особливостей проекту електростанції.

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

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

$P_e = 260$  кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$  В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 1500$  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  $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 260 \cdot 0.985 = 256.1$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos \varphi} = \frac{256.100}{0.850} = 301.294$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{301.294 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 457.769$$

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]  $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 301.294 \cdot 1.080 = 325.398$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{325.398 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 494.391$$

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  $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 325.398 \cdot 1.1 = 357.937$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{357.937 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 543.83$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{1500} = 2$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 260-1500, на базі якого буде створено дизель-генераторну установку моделі ДвГА - 260.

## 1.2 Опис конструкції двигуна - прототипу.

### 1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу.

Двигуни серії Д6 випускалися в якості головних та допоміжних суднових двигунів, а також в складі суднових дизель-генераторних установок потужністю понад 100 кВт. Двигун являє собою чотиритактний, шестициліндровий, однорядний, вертикальний, нереверсивний дизельний двигун, обладнаний газотурбінним наддувом.

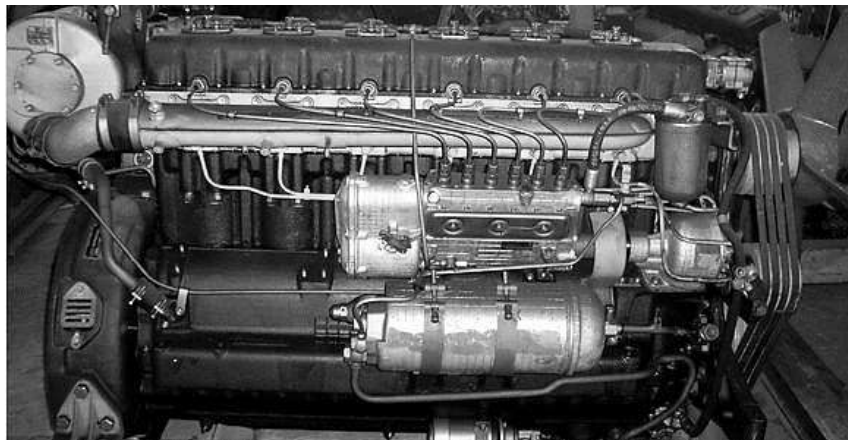


Рис. 1.2 - Двигун 6ЧН 15/18 (серія Д6) вид збоку.

Картер дизеля 6ЧН 15/18 складається з двох частин: верхньої і нижньої, що відливаються з чавуну чи алюмінієвого сплаву. До заднього, спільно обробленому торцю обох частин картера кріпиться кожух маховика.

У верхній частині картера маються чотири лапи для кріплення дизелів до рами. Опорна площа лап збігається з площиною рознімання картера. З правої сторони картера наявні два кронштейни, на які встановлюються і кріпляться за допомогою сталевих стяжних стрічок стартер і генератор. З лівої сторони до картера кріпляться два кронштейни для установки паливного насоса. Нижче, на бічній стінці картера, мається лапа для установки масляного фільтра.

У середині верхньої частини картера мається сім перегородок жорсткості, що виступають за площину рознімання. У нижніх частинах перегородок зроблені пази для кришок корінних підшипників.

На дизелях типу Дб широке застосування знаходять корінні взаємозамінні вкладиші зі сталє-алюмінієвої смуги, з антифрикційним шаром АСМ. Для поліпшення приробітки, взаємозамінні і невзаємозамінні корінні вкладиші, покриваються свинцем.

З боку переднього, спільно обробленого торця картера у розточені отвори вставлені стакани підшипників валів механізму передачі, а в торець укручені шпильки для кріплення корпусу привода вентилятора. На цьому торці маються жиклери і канали для підведення мастила до передачі, розподільним валам і іншим механізмам дизеля.

Інший торець картера має на виході колінчатого валу лабіринти, що забезпечують ущільнення. У цей же торець укручені шпильки для кріплення кожуха маховика і запресовані штифти, що фіксують кожух маховика. Нижня частина картера закриває порожнину верхньої частини картера і служить також для установки на ній деяких механізмів дизеля. До нижньої її площини, на шпильках кріпляться циркуляційний і масляний насоси, а збоку паливopідкачувальний насос. Ліворуч знаходиться штуцер для зливу мастила з переднього відстійника картера.

Кожух маховика, відливається з чавуну або алюмінієвого сплаву має з боків оброблені площадки з закріпленими на них опорними лапами, а також розточки і шпильки для установки корпусу реверса-редуктора, чи муфти генератора. На ньому мається також приплив і розточений отвір для кріплення корпусу стартера. На циліндричній частині цього припливу зроблене вікно, через яке мається доступ до шестірні стартера. На іншій стороні кожуха маховика зроблене таке ж вікно для читання розподілів і міток на маховику. До однієї зі стінок вікна прикріплена стрілка що показує ВМТ.

Сапун, установлений на верхній частині картера, складається з литого чавунного корпусу з перегородками, литої чавунної кришки з фільтром із дрової канителі і пружинного замка для закріплення кришки.

Колінчатий вал виготовляється з високолегованої сталі. Вал має шість колін, розташованих попарно у трьох площинах під кутом  $120^\circ$  друг до друга,

шість шатунних і сім корінних пустотілих шийок. Розташування колін залежить від напрямку обертання валу. З боку сьомої корінної шийки мається фланець, до якого за допомогою болтів кріпиться маховик. На голівках болтів маютьься зрізи, що не допускають повертання болтів. Положення маховика щодо колінчатого валу визначається штифтом.

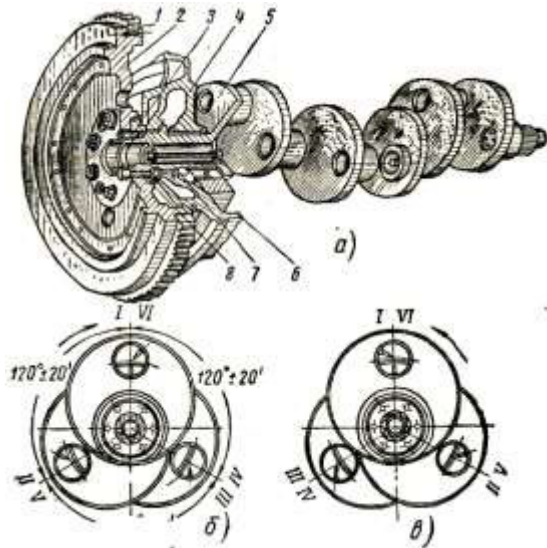


Рис. 1.3 - Колінчатий вал з маховиком:

1 - зубцюватий вінець маховика; 2 - маховик; 3 - штифт маховика; 4 - сьома перегородка верхньої частини картера; 5 - колінчатий вал; 6 - нижня частина картера; 7 - маслосгінне різьблення; 8 - болт кріплення маховика;  
а — перспективний вид колінчастого валу двигуна;  
б - розташування колін і напрямок обертання колінчатого валу дизелів правого обертання;  
в - розташування колін і напрямок обертання колінчатого валу дизелів лівого обертання.

Позад упорного бурту присутнє трапецієподібне чотирьох-західнє маслосгінне різьблення. Під час роботи дизеля мастило, що попадає на це різьблення, відкидається по ній усередину картера в порожнину. Упорний бурт фланця і упорний виступ дванадцятої щоки колінчатого валу стикаються з буртами упорного вкладиша картера.

Порожнини шатунних і корінних шийок мають на вході і виході фаски для заглушок з алюмінієвого сплаву. Кожна пара заглушок для забезпечення герметичності стягається болтом. Для кращого ущільнення під голівку болта і гайку підкладені мідні шайби. Крім того, під гайку підкладається сталева шайба, а для ущільнення різьблення намотується шовкова нитка.

Порожнини корінних і шатунних шийок сполучаються між собою каналами, просвердленими в щоках валу. У першій щоці є три канали. Ці канали просвердлені з боку шатунної шийки і закриті заглушками, що мають різьблення. Заглушки загвинчені в канали. До робочих поверхонь вкладишів корінних і шатунних підшипників мастило підводиться з порожнини валу по мідних розвальцьованих трубках, уставленим зсередини в радіальні отвори шийок валу.

Ці трубки забезпечують відцентрове очищення мастила. Трубки розташовуються на кожній шатунній шийці під кутом  $60^\circ$  до площини коліна, випереджаючи її в напрямку обертання валу.

В внутрішній порожнині хвостовика, закритою різьбовою пробкою з мідною прокладкою, маються косі свердління, по яких мастило проходить у розташовану зовні хвостовика кільцеву канавку. З цієї канавки мастило надходить по каналу у першу шатунну шийку.

На виступаючому з першої корінної шийки кінці хвостовика маються прямокутні шліци і циліндричні паски, що центрують. На шліцьовий кінець і на один з пасків хвостовика, що центрують, насаджена конічна шестірня, що служить для привода механізмів дизеля.

Чавунний маховик з напресованим у гарячому стані сталевим зубцюватим вінцем. На ободі маховика є мітки від 0 до  $360^\circ$ , необхідні для регулювання механізму газорозподілу дизеля, а також стрілка, що показує напрям обертання колінчатого валу дизеля. Поверхня маховика зі сполучними муфтами оброблена після посадки маховика на колінчатий вал.

Шатун виготовлений з високолегованої сталі методом гарячого штампування. Стрижень шатуна має двотавровий перетин, що збільшується зверху вниз. В отвір верхньої нероз'ємної голівки шатуна запресована з натягом бронзова втулка, усередині якої розміщується поршневий палець. Для змащення поршневого пальця і втулки у верхній голівці шатуна мається шість отворів. В одне з них запресована мідна трубчаста заклепка, що перешкоджає провертанню втулки.

Нижня голівка шатуна рознімна. У ній затиснуті з натягом сталеві вкладиші, що фіксуються штифтами. Кришка нижньої голівки кріпиться до шатуна за допомогою двох конічних штифтів, що забиваються в отвори, спільно оброблені в гребенях рознімання нижньої голівки і кришки шатуна.

Для збільшення твердості кришка нижньої голівки шатуна зовні має чотири ребра. Площина рознімання нижньої голівки шатуна розташована під кутом  $60^\circ$  до осі шатуна.



Рис. 1.4 - Шатунно-поршнева група

1 - поршень; 2 - канавка під поршневі кільця; 3 - отвори для стоку мастила; 4 - циліндричне поршневе кільце; 5 - конічне поршневе кільце; 6 - поршковий палець; 7 - заглушка поршневого пальця; 8 - верхня голівка шатуна; 9 - шатун; 10 - кришка нижньої голівки шатуна; 11 - установочний штифт вкладиша; 12 - вкладиш нижньої голівки шатуна; 13 - конічний штифт.

Шатуни встановлюються на колінчатому валу так, щоб нахил рознімання був спрямований у бік обертання колінчатого валу. На колінчатий вал встановлюється шість шатунів.

Вкладиш шатуна сталевий, тонкостінний, залитий свинцюватою бронзою. На його половинках маються отвори у які входять циліндричні штифти, запресовані в шатун і його кришку.

Поршень штампований, виготовлений з алюмінієвого сплаву. Верхній торець днища поршня фігурний, що сприяє кращому завихренню стиснутого в циліндрі повітря і заповненню камери згоряння розпиленням паливом.

На поршні присутні п'ять канавок для поршневих кілець. Чотири з них розташовані вище поршневого пальця й одне - нижче. Для зменшення ваги поршня і поліпшення охолодження припливів на його зовнішній поверхні вифрезеровані поглиблення.

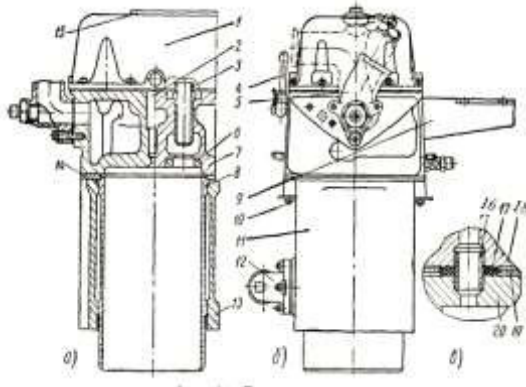
Поршневі кільця виготовлені зі спеціального чавуну: два верхніх кільця циліндричні, покриті пористим хромом, інші три - конічні. Поршковий палець що плаває, порожній, сталевий, цементований.

Блок циліндрів складається із сорочки циліндрів, відлитої з чавуну, шести сталевих гільз циліндрів і голівки блоку, відлитої з алюмінієвого сплаву.

Сорочка охолодження має шість гнізд, у які вставляються гільзи. Поверхня гільз, омивана охолоджуючою рідиною, має антикорозійне покриття (оцинкування, молочне хромування, азотування). Між гільзами і стінками сорочки утворюється порожнина для протоки охолоджуючої рідини. На бічній

стороні сорочки розташовані фланці. До одного з них кріпиться патрубок для підведення охолоджуючої рідини в блок, другий фланець закритий кришкою. Верхня і нижня площини сорочки чисто оброблені.

Рис. 1.5 - Блок циліндрів:



а - частина поздовжнього розрізу; б - вид з боку відводу охолоджуючої рідини; в - розріз по водоперепускній трубці і гумовому ущільнювальному кільці; 1 - кришка голівки блоку; 2 - отвір під форсунку; 3 - направляюча втулка клапана; 4 - паровідвідна трубка; 5 - патрубок відводу охолоджуючої рідини; 6 - сідло клапана; 7, 18 - голівка блоку циліндрів; 8 - гільза циліндра; 9 - кронштейн паливного фільтра; 10 - зшивна шпилька; 11, 20 - сорочка циліндрів; 12 - патрубок підведення охолоджуючої рідини; 13 - гумові кільця, що ущільнюють; 14, 19 - алюмінієва прокладка; 15 - кришка люка; 16 - водоперепускна трубка; 17 - ущільнювальне гумове кільце.

Для проходу стяжних шпильок, що кріплять блок циліндрів до картера, голівка і сорочка мають по чотирнадцять наскрізних колодязів, відділених від охолоджуючих порожнин.

У нижній частині сорочки кожний з колодязів має вихідне на бічну сторону контрольний отвір а для контролю за відсутністю води чи мастила в колодязях. Для ущільнення зверху колодязів сорочки на шпильки одягнені гумові кільця. На верхній площині сорочки мається двадцять чотири отвори для проходу води в голівку по трубках, ущільненими гумовими кільцями. По бічних сторонах верхньої частини сорочки зроблено по дванадцять припливів, через отвори яких проходять шпильки, що з'єднують голівку і сорочку в один вузол. У верхній частині гільзи мається фланець, що спирається на відповідне виточення в сорочці циліндрів і ущільнюючи охолоджувальну порожнину зверху. Знизу водяна порожнина ущільнюється трьома гумовими кільцями, два верхніх кільця прямокутного перетину виготовлені з тепло-водостійкої гуми і нижнє кільце круглого перетину з тепло-маслостійкої гуми. На верхні торці фланців гільз

покладена загальна для всіх циліндрів нагартована алюмінієва прокладка, що притискається голівкою блоку й ущільнююча камери згоряння.

Голівка блоку знизу має шість циліндричних поглиблень, що утворюють разом із днищами поршнів камери згоряння. У виїмках днищ цих поглиблень запресовані і закарбовані по чотири сталевих сідла клапанів. Поглиблення з'єднані каналами з впускними вікнами на одній бічній стороні голівки і з випускними на іншій. Співвісно із сідлами в гнізда голівки запресовані чавунні направляючі втулки для проходу стрижнів клапанів газорозподілу. У центрі кожного поглиблення голівки маються східчасті отвори для установки форсунок, що кріпляться на двох шпильок, вкручені в голівку зверху.

Голівка з'єднується із сорочкою в загальний вузол за допомогою шпильок, укручених у голівку знизу по дванадцятьох з кожної бічної сторони. На одній бічній стороні голівки маються шпильки для кріплення колекторів впуску, а з протилежної сторони колекторів випуску. На стороні, де кріпиться колектор впуску, у голівку вкручені шість футорок, у які ввертаються пускові клапани. На шпильках, укручених у торець голівки з боку вентилятора, закріплена алюмінієва коробка із запресованою бронзовою втулкою, що є підшипником валика привода розподільних валів. На цих же шпильках закріплений кронштейн паливного фільтра. Між торцем голівки і коробкою встановлені одна паронітова й однієї паперова прокладки. Паронітова прокладка по обидва боки змазана герметиком. Праворуч від коробки в торець голівки укручена хуторка для підведення мастила до мастильних каналів голівки.

На торці голівки, з боку кожуха маховика, закріплений трьома болтами патрубок для відводу охолоджуючої рідини з порожнин голівки. Цей патрубок має різну конфігурацію в дизелів з охолоджуванням і неохолоджуванням колектором випуску відпрацьованих газів. У цей же торець голівки укручені дві сталеві втулки для болтів кріплення трубки зливу мастила з верхньої площини голівки в картер дизеля. У бічні і торцеві поверхні голівки укручені змазані цинковими білилами алюмінієві чи латунні заглушки, що закривають технологічні отвори.

На шпильки верхньої площини голівки встановлюються сім різних підшипників розподільних валів. На корпусах і кришках підшипників, із правої сторони, вибиті номери сполучених деталей, що відповідають порядковому номеру підшипника. Кожен підшипник має по двоє рівнобіжні розточення для розподільних валів впуску і випуску. Перший підшипник має кільцеві проточки і канали для підведення мастила усередину розподільних валів, звідкіля воно надходить до інших підшипників, і для змащення клапанного механізму.

Чавунна лита кришка, що закриває механізм газорозподілу, розташований на верхній площині голівки, кріпиться шпильками, укрупненими у верхню площину голівки, і фіксується двома штифтами для збереження співвісності привода датчика електротахометра в горизонтальній площині. Для ущільнення між голівкою і кришкою голівки поміщена паронітова прокладка товщиною 0,6 мм. На кришці є отвір і фланець для кріплення датчика електротахометра.

У кришці голівки зроблені три люки для доступу до форсунок без зняття кришки. Люки закриті штампованими сталевими кришками. На стінці кришки голівки, з лівої сторони, розташовані шість отворів для проходу штуцерів трубок високого тиску, що підводять паливо від паливного насоса до форсунок.

Кожен циліндр має два впускних і два випускних клапани. У клапани вкручуються тарелі, на верхню поліровану площину яких безпосередньо натискають кулачки розподільних валів. Шляхом укрупнення тарелі в чи клапан вивертання з нього змінюється зазор між тареллю і кулачком.

Закриття кожного клапана здійснюється двома пружинами. Одночасно пружини притискають зуби замка, що сидить на лисках стрижня клапана, до зубів, що мається на нижній поверхні тарелі, і цим запобігають від провертання тарелі щодо клапана. Для запобігання клапанів від провертання крайні витки великої пружини відігнуті у виді вусиків, що входять у поглиблення голівки блоку циліндрів і в проріз замка тарелі клапана.

Впускні клапани, тарелі і замки тарелей виготовлені з якісної сталі, а випускні клапани з жаростійкої якісної сталі. Впускні клапани мають менший діаметр голівки, чим впускні.

На голівці блоку циліндрів розташований розподільний вал впуску і вал випуску. З лівої сторони голівки розташований вал впуску.

Розподільні вали виготовлені з вуглецевої сталі. Кожен вал має сім опорних шийок і дванадцять кулачків. По краях першої шийки розташовані бурти. Для підведення мастила до підшипників розподільних валів і тарелям клапанів вали виконані порожніми. В кожній шийці й у потилиці кожного кулачка маються радіальні отвори для виходу мастила. На першій і сьомій опорних шийках зроблено по два отвори, а на інших шийках і на всіх кулачках по один. Отвір на кулачку розташовано так, що мастило попадає на тарель до зіткнення з нею кулачка. Профілі всіх кулачків однакові.

Усередині переднього і заднього кінців кожного валу нарізане різьблення. Після встановлення заглушок вони стопоряться розрізними пружинними кільцями, що входять у спеціальні кільцеві канавки. Різьблення в заглушок праве. Заглушка на переднім кінці валу впуску закінчується плоским хвостовиком для привода валика датчика тахометра. У заглушці просвердлений отвір для проходу мастила до валика датчика тахометра.

Передній кінець обох валів має зовні циліндричний пасок і десять прямокутних шліців. На передній кінець валу впуску насаджене регулювальне кільце, та виготовлені спільно конічна і циліндрична шестірні. На передній кінець валу випуску насаджена циліндрична шестірня. Шестірні з'єднуються з розподільними валами за допомогою сталевих регулювальних втулок.

Розрізними пружинними кільцями регулювальні втулки рухливо з'єднуються з різьбовими затисками. Затиск розподільного валу впуску має центральний отвір для виходу хвостовика заглушки і ліве різьблення. Затиск валу випуску має праве різьблення.

Циліндричні шестірні знаходяться у взаємному зачепленні, а конічна шестірня входить у зачеплення з валиком привода газорозподілу. По бічних сторонах голівки блоку циліндрів кріпляться на шпильках штамповані сталеві впускний і випускний колектори. До впускного колектору приварені кронштейни кріплення щитка керування і фланці для приєднання колектору до голівки блоку.

Впускний колектор має шість фланців для кріплення до голівки блоку, що кріпиться шістьма болтами.

На колектор установлюються патрубки для перепуску охолоджуючої рідини з головки блоку в колектор і для відводу її з колектору. На колекторі мають технологічні заглушки, аналогічні до вкручених в головку блоку, і два люки, закриті кришками, в одну з яких увернутий зливальний краник.

Повітроочишувач, складається з голівки, корпусу і бункера. У голівці поміщені касети із сітками, заповнені дротовою канителлю, а для фіксування касет з канителлю служать стопорні кільця і вушка засувки.

У корпусі повітроочисника розташовані: кишень-приймач, пилоскидальні конуси і циліндричні труби, що очищають повітря інерційним способом.

Повітроочишувач кріпиться до дизеля за допомогою кронштейна і хомутів, а патрубків голівки з'єднується з горловиною впускного колектору за допомогою дюритового шланга, що закріплюється стяжними стрічками.

### 1.3 Висновки по розділу.

У даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкта встановлення проектного дизельного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Проаналізовано особливості її експлуатації та завдання, які вона виконує під час роботи, зокрема вироблення електричної енергії в автономному режимі та в паралелі з мережею.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу 6ЧН 15/18, принципи роботи його основних систем і механізмів, а також призначення окремих вузлів і деталей. Оцінено експлуатаційні показники двигуна-прототипу та визначено можливості їх покращення, зокрема щодо підвищення надійності та ресурсу роботи циліндро-поршневої групи при дотриманні допустимих режимів експлуатації.

## РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

### 2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

#### 2.1.1 Умова завдання:

|                                                       |                 |
|-------------------------------------------------------|-----------------|
| Ефективна потужність, кВт                             | $P_e = 260$     |
| Частота обертання колінчастого валу, $\text{хв}^{-1}$ | $n = 1500$      |
| Ступінь стиску,                                       | $\epsilon = 15$ |
| Число циліндрів                                       | $i = 6$         |

#### 2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

|                                                                         |                  |
|-------------------------------------------------------------------------|------------------|
| Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]                 | $\alpha = 1.85$  |
| Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа                         | $p_B = 150$      |
| 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                | $\Delta T = 20$  |
| Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа                | $p_r = 160$      |
| Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К           | $T_r = 770$      |
| Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]       | $\lambda = 1.60$ |
| Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] | $\xi_Z = 0.85$   |
| Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]    | $\xi = 0.98$     |
| Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015                           |                  |

### 2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left( \frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

де  $n_K = 1.6$  - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left( \frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left( \frac{150}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 339.5$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де  $\Delta T_{int} = 35$  К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону  $\Delta T_{int} = 10 - 70$  К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 339.5 - 35 = 304.5$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де  $\Delta p_{охл} = 3$  кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 150 - 3 = 147$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де  $k = 0.95$  - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 150 = 142.5$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_B - \Delta T_{int}}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{339.47 - 35}{770} \cdot \frac{160}{15 \cdot 142.5 - 160} = 0.03$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_B - \Delta T_{int} + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{339.47 - 35 + 0.03 \cdot 770}{1 + 0.03} = 318.9$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_{int}} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{142.5}{147} \cdot \frac{304.468}{318.9 \cdot (1 + 0.032)} = 0.961$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $\Phi_c = (0,80...0,98)$ , згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{147 \cdot 10^3}{287 \cdot 304.468} = 1.682$$

що більше від потенційного заряду,  $\text{кг} / \text{м}^3$ :

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.682 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.478$$

#### 2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.373$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 142.5 \cdot 15^{1.373} = 5869.325$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $p_c = (4000 \dots 9000)$  кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 318.9 \cdot 15^{1.37 - 1} = 875.66$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $T_c = (700 \dots 1000)$  К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 875.661 = 22.19$$

#### 2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$  - вміст вуглецю;

$H = 0.13$  - вміст водню;

$O = 0.01$  - вміст кисню;

$S = 0$  - вміст сірки;

$W = 0$  - вміст води;

Найнижча теплота згоряння палива за формулою Менделєєва, в  $\text{кДж} / \text{кг}$

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

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.86 \\ 300 \cdot 0.13 \\ -26 \cdot (0.01 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.13 + 0) \end{bmatrix} = 42447.806$$

Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 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  $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.85 \cdot 0.495 = 0.915$$

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  $\text{O}_2$

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.85 - 1) \cdot 0.495 = 0.088$$

Кількість  $\text{N}_2$

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.85 \cdot 0.495 = 0.723$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.088 \\ 0.723 \end{pmatrix} = 0.948$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.948}{0.915} = 1.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $\beta_0 = (1,033...1,040)$ , згідно [1, ст. 17].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.036 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.035$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $\beta_0 = (1,030...1,038)$ , згідно [1, ст. 17].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

для  $O_2$ :  $mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z$ ;

для  $O_2$ :  $mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z$ ;

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:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.948} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.088 \cdot 23.3 \\ 0.723 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.274$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9477} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0883 \cdot 0.0015 \\ 0.7228 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.274 + 8.314 = 31.588$$

$$b' = b = 0.00181$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.6 \cdot 5869.325 = 9390.92$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$  кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mC_v'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mC_p'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00181 \cdot 1.03475 = 0.00187$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.588 \cdot 1.035 = 32.686$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.915 \cdot (1 + 0.032)} = 3.821 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.19 + 8.314 \cdot 1.6) \cdot 875.661 = 3.108 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 38213.877 + 31079.305 = 69293.182$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.686^2 + 4 \cdot 1.871 \times 10^{-3} \cdot 6.929 \times 10^4 = 1.587 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.686 + \sqrt{1587.067}}{2 \cdot 0.002} = 1910.905$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $T_z = (1800 \dots 2300)$  К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.035 \cdot 1.911 \times 10^3}{1.6 \cdot 875.661} = 1.411$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $\rho = (1.20 \dots 1.55)$ , згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.411}{15} = 0.094 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 9.409$$

### 2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.411} = 10.628$$

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

$$n_2 = 1.217$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{9390.92}{10.628^{1.217}} = 529.044$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1910.905}{10.628^{1.217-1}} = 1144.181$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $T_b = (1000...1200)$  К, згідно [1, ст. 18].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1144.181}{\sqrt[3]{\frac{529.044}{160}}} = 768.017$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 768.017|}{770} \cdot 100 = 0.258 \quad \%$$

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

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.6 \cdot (1.411 - 1) = 0.658$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.6 \cdot 1.411}{1.217 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{10.628^{1.217 - 1}} \right) = 4.175$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.373 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{15^{1.373 - 1}} \right) = 1.705$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{5869.325}{15 - 1} \cdot [0.658 + (4.175 - 1.705)] = 1311.668$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1311.668 = 1285.434$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $p_{mi} = (750 \dots 2500)$  кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.85 \cdot 14.317 \cdot 1285.434}{0.961 \cdot 42447.806 \cdot 1.682} = 0.496$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$ , згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.496 \cdot 42447.806} = 0.171$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$ , [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;

$s_{пр} = 0.18$  м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.18 \cdot 1500}{30} = 9 \quad \text{м/с - середня швидкість поршня;}$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 9 = 194.2$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1285.434 - 194.2 = 1091.234$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $p_{me} = (550...2200)$  кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1091.234}{1285.434} = 0.849$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $\eta_M = (0,80...0,92)$ , згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.496 \cdot 0.849 = 0.421$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $\eta_e = (0,4...0,52)$ , згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.421 \cdot 42447.806} = 0.201$$

Для дизельних двигунів з наддувом  $b_e = (0,165...0,215)$   $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ , згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.201 \cdot 260 = 52.348$$

### 2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де  $\tau = 4$  - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{260 \cdot 10^3}{1091.234 \cdot 1500} = 19.061$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{19.061}{6} = 3.177$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де  $d_{пр} = 0.15$  м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.18}{0.15} = 1.2 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3.177}{\pi \cdot 1.2}} = 149.937$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.15$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.2 \cdot 149.937 = 179.924$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.18$$

### 2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 150 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 150 \cdot 10^{-3} = 0.15$$

хід поршня

$$s' = 180 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 180 \cdot 10^{-3} = 0.18$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.15^2 \cdot 0.18 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 19.085$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1091.234 \cdot 19.085 \cdot 1500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 260.33$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{260.33 + 260}{2} = 260.165$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|260.33 - 260|}{260.165} \cdot 100 = 0.127 \quad \%,$$

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>

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.18 = 3.181 \times 10^{-3}$$

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

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{3.181 \times 10^{-3}}{15 - 1} = 2.272 \times 10^{-4}$$

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

$$V_a = V_s + V_c = 3.181 \times 10^{-3} + 2.272 \times 10^{-4} = 3.408 \times 10^{-3}$$

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

$$V_z = V_c \cdot \rho = 2.272 \times 10^{-4} \cdot 1.411 = 3.207 \times 10^{-4}$$

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

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

де  $\lambda_{кр} = 0.256$  - 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:

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

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

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  $\text{м}^3$ ;  $p$  - тиск робочого тіла в  $\text{кПа}$ ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

|                    |                     |                    |                     |
|--------------------|---------------------|--------------------|---------------------|
| $V(0) = 0.00023$   | $p(0) = 142.5$      | $V(180) = 0.00341$ | $p(180) = 142.5$    |
| $V(10) = 0.00026$  | $p(10) = 142.5$     | $V(190) = 0.00339$ | $p(190) = 143.541$  |
| $V(20) = 0.00035$  | $p(20) = 142.5$     | $V(200) = 0.00334$ | $p(200) = 146.746$  |
| $V(30) = 0.00049$  | $p(30) = 142.5$     | $V(210) = 0.00325$ | $p(210) = 152.366$  |
| $V(40) = 0.00068$  | $p(40) = 142.5$     | $V(220) = 0.00312$ | $p(220) = 160.863$  |
| $V(50) = 0.00091$  | $p(50) = 142.5$     | $V(230) = 0.00296$ | $p(230) = 172.975$  |
| $V(60) = 0.00118$  | $p(60) = 142.5$     | $V(240) = 0.00277$ | $p(240) = 189.839$  |
| $V(70) = 0.00145$  | $p(70) = 142.5$     | $V(250) = 0.00254$ | $p(250) = 213.203$  |
| $V(80) = 0.00174$  | $p(80) = 142.5$     | $V(260) = 0.00229$ | $p(260) = 245.793$  |
| $V(90) = 0.00202$  | $p(90) = 142.5$     | $V(270) = 0.00202$ | $p(270) = 291.974$  |
| $V(100) = 0.00229$ | $p(100) = 142.5$    | $V(280) = 0.00174$ | $p(280) = 358.965$  |
| $V(110) = 0.00254$ | $p(110) = 142.5$    | $V(290) = 0.00145$ | $p(290) = 459.175$  |
| $V(120) = 0.00277$ | $p(120) = 142.5$    | $V(300) = 0.00118$ | $p(300) = 614.802$  |
| $V(130) = 0.00296$ | $p(130) = 142.5$    | $V(310) = 0.00091$ | $p(310) = 867.071$  |
| $V(140) = 0.00312$ | $p(140) = 142.5$    | $V(320) = 0.00068$ | $p(320) = 1293.998$ |
| $V(150) = 0.00325$ | $p(150) = 142.5$    | $V(330) = 0.00049$ | $p(330) = 2036.481$ |
| $V(160) = 0.00334$ | $p(160) = 142.5$    | $V(340) = 0.00035$ | $p(340) = 3282.399$ |
| $V(170) = 0.00339$ | $p(170) = 142.5$    | $V(350) = 0.00026$ | $p(350) = 4942.416$ |
| $V(360) = 0.00023$ | $p(360) = 5869.325$ | $V(540) = 0.00341$ | $p(540) = 529.044$  |
| $V(370) = 0.00026$ | $p(370) = 9390.92$  | $V(550) = 0.00339$ | $p(550) = 160$      |
| $V(380) = 0.00035$ | $p(380) = 8532.488$ | $V(560) = 0.00334$ | $p(560) = 160$      |

|                  |                   |                  |              |
|------------------|-------------------|------------------|--------------|
| V(390) = 0.00049 | p(390) = 5588.81  | V(570) = 0.00325 | p(570) = 160 |
| V(400) = 0.00068 | p(400) = 3738.95  | V(580) = 0.00312 | p(580) = 160 |
| V(410) = 0.00091 | p(410) = 2621.965 | V(590) = 0.00296 | p(590) = 160 |
| V(420) = 0.00118 | p(420) = 1933.182 | V(600) = 0.00277 | p(600) = 160 |
| V(430) = 0.00145 | p(430) = 1492.513 | V(610) = 0.00254 | p(610) = 160 |
| V(440) = 0.00174 | p(440) = 1199.89  | V(620) = 0.00229 | p(620) = 160 |
| V(450) = 0.00202 | p(450) = 999.137  | V(630) = 0.00202 | p(630) = 160 |
| V(460) = 0.00229 | p(460) = 857.723  | V(640) = 0.00174 | p(640) = 160 |
| V(470) = 0.00254 | p(470) = 756.118  | V(650) = 0.00145 | p(650) = 160 |
| V(480) = 0.00277 | p(480) = 682.197  | V(660) = 0.00118 | p(660) = 160 |
| V(490) = 0.00296 | p(490) = 628.2    | V(670) = 0.00091 | p(670) = 160 |
| V(500) = 0.00312 | p(500) = 589.052  | V(680) = 0.00068 | p(680) = 160 |
| V(510) = 0.00325 | p(510) = 561.387  | V(690) = 0.00049 | p(690) = 160 |
| V(520) = 0.00334 | p(520) = 542.993  | V(700) = 0.00035 | p(700) = 160 |
| V(530) = 0.00339 | p(530) = 532.47   | V(710) = 0.00026 | p(710) = 160 |

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 4116.424$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{4.116 \times 10^3}{3.181 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.294 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.294 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.268 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.285 \times 10^3 - 1.268 \times 10^3|}{1.285 \times 10^3 + 1.268 \times 10^3} \cdot 100 = 1.347$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

### 2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$  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;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$  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;

$r' = 20^\circ$  до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 58^\circ$  після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 58^\circ$  до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 20^\circ$  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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5.869 \times 10^3 = 7.043 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 9.391 \times 10^3 = 9.391 \times 10^3$$

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

| Назва<br>точки: | Кут<br>відносно 0° пкв | Тиск в точці<br>кПа       | Об'єм в циліндрі<br>в данній точці, м <sup>3</sup> |
|-----------------|------------------------|---------------------------|----------------------------------------------------|
| r               | $\varphi_r = 0$        | $p(\varphi_r) = 142.5$    | $V(\varphi_r) = 2.272 \times 10^{-4}$              |
| d               | $\varphi_d = 180$      | $p(\varphi_d) = 142.5$    | $V(\varphi_d) = 3.408 \times 10^{-3}$              |
| c               | $\varphi_c = 360$      | $p(\varphi_c) = 5869.325$ | $V(\varphi_c) = 2.272 \times 10^{-4}$              |
| z               | $\varphi_z = 361$      | $p(\varphi_z) = 9390.92$  | $V(\varphi_z) = 2.275 \times 10^{-4}$              |
| b               | $\varphi_b = 540$      | $p(\varphi_b) = 529.044$  | $V(\varphi_b) = 3.408 \times 10^{-3}$              |

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

| Назва<br>точки: | Кут<br>відносно 0° пкв            | Тиск в точці<br>кПа                   | Об'єм в циліндрі<br>в данній точці, м <sup>3</sup> |
|-----------------|-----------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------------------------|
| c'              | $\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$   | $p(\varphi_{c'}) = 2.587 \times 10^3$ | $V(\varphi_{c'}) = 4.126 \times 10^{-4}$           |
| f               | $\varphi_f = 360 - f = 345$       | $p(\varphi_f) = 4.1 \times 10^3$      | $V(\varphi_f) = 2.95 \times 10^{-4}$               |
| z'              | $\varphi_{z'} = 377$              | $p(\varphi_{z'}) = 9.391 \times 10^3$ | $V(\varphi_{z'}) = 3.141 \times 10^{-4}$           |
| b''             | $\varphi_{b''} = 540 - b'' = 482$ | $p(\varphi_{b''}) = 669.997$          | $V(\varphi_{b''}) = 2.807 \times 10^{-3}$          |
| r'              | $\varphi_{r'} = 720 - r' = 700$   | $p(\varphi_{r'}) = 160$               | $V(\varphi_{r'}) = 3.469 \times 10^{-4}$           |
| r''             | $\varphi_{r''} = r'' = 20$        | $p(\varphi_{r''}) = 142.5$            | $V(\varphi_{r''}) = 3.469 \times 10^{-4}$          |
| d'              | $\varphi_{d'} = 180 + d' = 238$   | $p(\varphi_{d'}) = 186.014$           | $V(\varphi_{d'}) = 2.807 \times 10^{-3}$           |
| c''             | $\varphi_{c''} = 360$             | $p_{c''} = 7.043 \times 10^3$         | $V(\varphi_{c''}) = 2.272 \times 10^{-4}$          |
| z <sub>д</sub>  | $\varphi_{zд} = 369$              | $p_{zд} = 9.391 \times 10^3$          | $V(\varphi_{zд}) = 2.518 \times 10^{-4}$           |

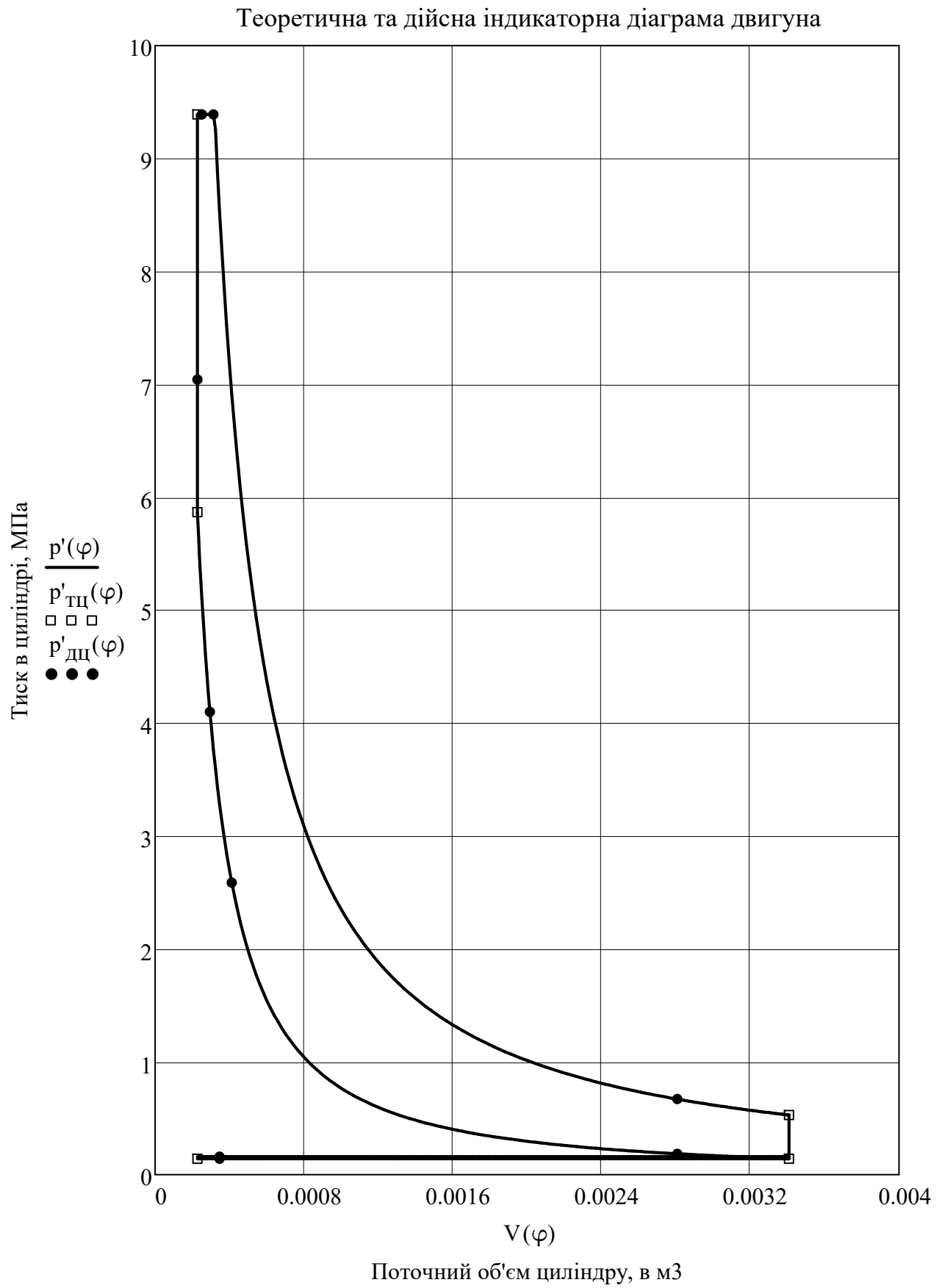


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

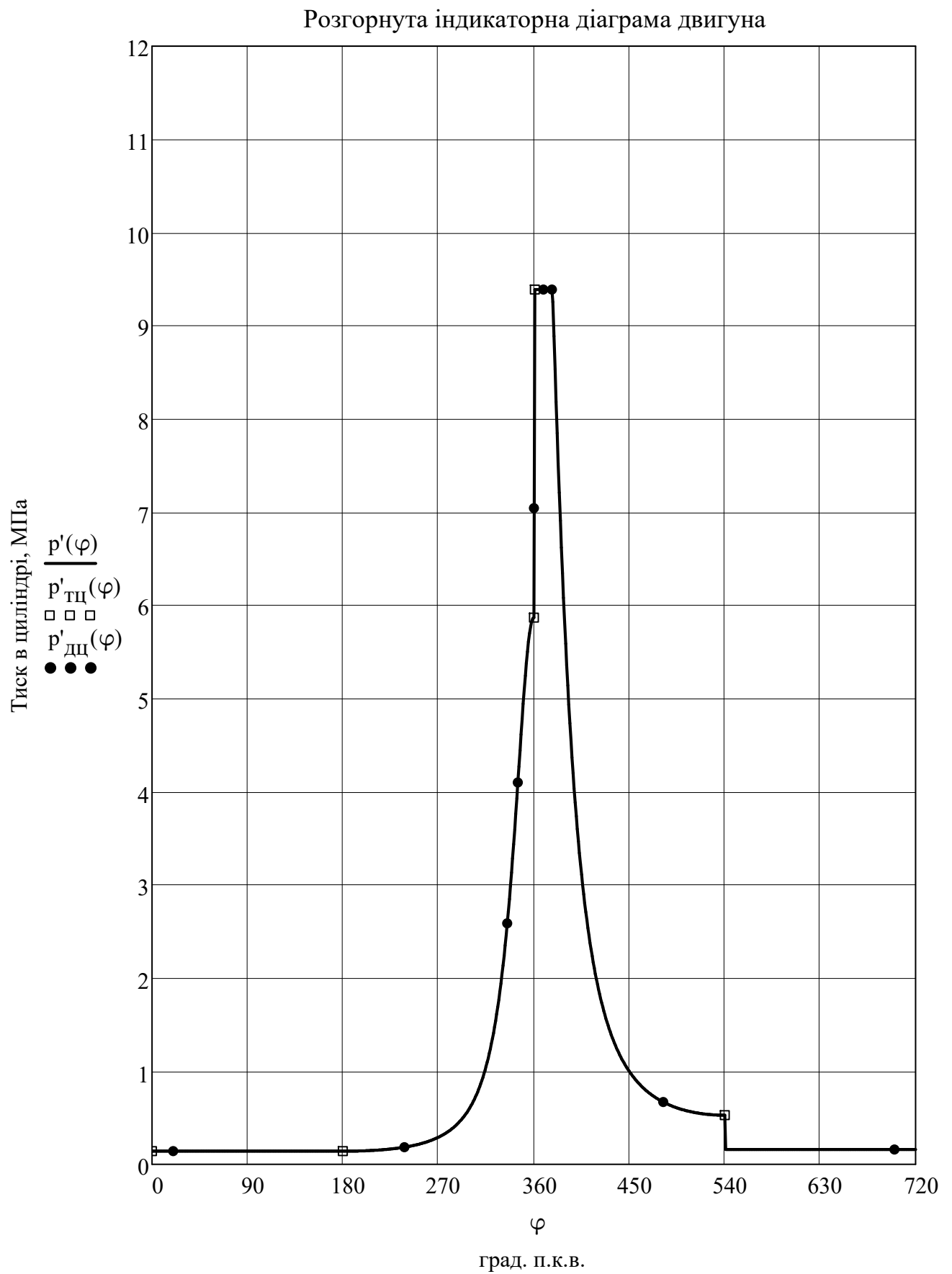


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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

Розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

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

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

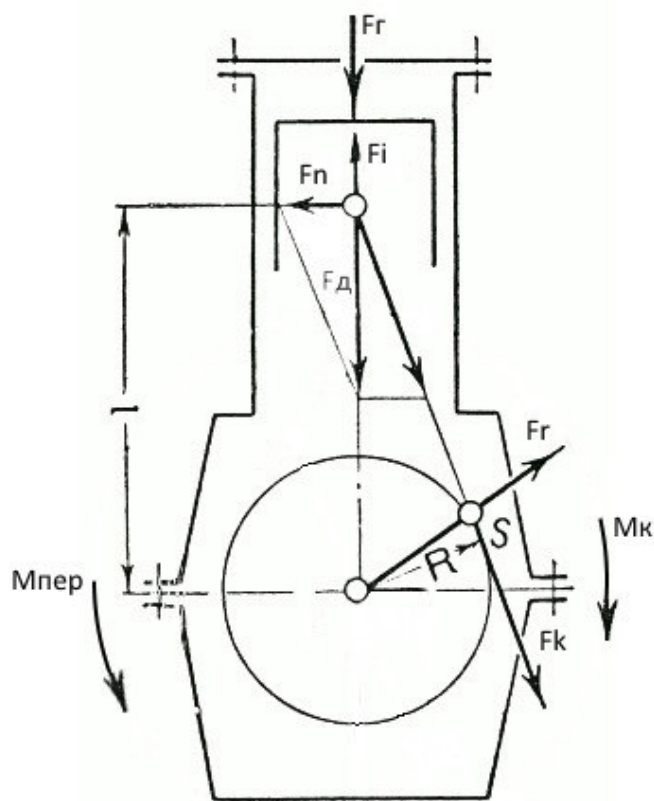


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 5.30$  кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 7.15$  кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 5.30 + \frac{1}{3} \cdot 7.15 = 7.683$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.18}{2} = 0.09$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.09}{0.256} = 0.352$$

Площа поршня, в м<sup>2</sup>

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} = 0.018$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157.08$$

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

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

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

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

Крутий 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

|                      |                     |                      |                     |
|----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| $F_r(0) = 0.728$     | $F_i(0) = -21.43$   | $F_d(0) = -20.702$   | $M_k(0) = 0.000$    |
| $F_r(30) = 0.728$    | $F_i(30) = -16.96$  | $F_d(30) = -16.232$  | $M_k(30) = -0.894$  |
| $F_r(60) = 0.728$    | $F_i(60) = -6.347$  | $F_d(60) = -5.619$   | $M_k(60) = -0.495$  |
| $F_r(90) = 0.728$    | $F_i(90) = 4.368$   | $F_d(90) = 5.096$    | $M_k(90) = 0.459$   |
| $F_r(120) = 0.728$   | $F_i(120) = 10.715$ | $F_d(120) = 11.443$  | $M_k(120) = 0.775$  |
| $F_r(150) = 0.728$   | $F_i(150) = 12.592$ | $F_d(150) = 13.32$   | $M_k(150) = 0.465$  |
| $F_r(180) = 0.728$   | $F_i(180) = 12.694$ | $F_d(180) = 13.422$  | $M_k(180) = 0.000$  |
| $F_r(210) = 0.902$   | $F_i(210) = 12.592$ | $F_d(210) = 13.495$  | $M_k(210) = -0.472$ |
| $F_r(240) = 1.565$   | $F_i(240) = 10.715$ | $F_d(240) = 12.28$   | $M_k(240) = -0.831$ |
| $F_r(270) = 3.369$   | $F_i(270) = 4.368$  | $F_d(270) = 7.737$   | $M_k(270) = -0.696$ |
| $F_r(300) = 9.074$   | $F_i(300) = -6.347$ | $F_d(300) = 2.727$   | $M_k(300) = -0.240$ |
| $F_r(330) = 34.197$  | $F_i(330) = -16.96$ | $F_d(330) = 17.237$  | $M_k(330) = -0.949$ |
| $F_r(360) = 101.929$ | $F_i(360) = -21.43$ | $F_d(360) = 80.499$  | $M_k(360) = -0.000$ |
| $F_r(390) = 96.972$  | $F_i(390) = -16.96$ | $F_d(390) = 80.012$  | $M_k(390) = 4.405$  |
| $F_r(420) = 32.372$  | $F_i(420) = -6.347$ | $F_d(420) = 26.025$  | $M_k(420) = 2.295$  |
| $F_r(450) = 15.866$  | $F_i(450) = 4.368$  | $F_d(450) = 20.234$  | $M_k(450) = 1.821$  |
| $F_r(480) = 10.265$  | $F_i(480) = 10.715$ | $F_d(480) = 20.98$   | $M_k(480) = 1.421$  |
| $F_r(510) = 8.13$    | $F_i(510) = 12.592$ | $F_d(510) = 20.723$  | $M_k(510) = 0.724$  |
| $F_r(540) = 7.559$   | $F_i(540) = 12.694$ | $F_d(540) = 20.253$  | $M_k(540) = 0.000$  |
| $F_r(570) = 1.037$   | $F_i(570) = 12.592$ | $F_d(570) = 13.63$   | $M_k(570) = -0.476$ |
| $F_r(600) = 1.037$   | $F_i(600) = 10.715$ | $F_d(600) = 11.752$  | $M_k(600) = -0.796$ |
| $F_r(630) = 1.037$   | $F_i(630) = 4.368$  | $F_d(630) = 5.405$   | $M_k(630) = -0.486$ |
| $F_r(660) = 1.037$   | $F_i(660) = -6.347$ | $F_d(660) = -5.31$   | $M_k(660) = 0.468$  |
| $F_r(690) = 1.037$   | $F_i(690) = -16.96$ | $F_d(690) = -15.923$ | $M_k(690) = 0.877$  |
| $F_r(720) = 1.037$   | $F_i(720) = -21.43$ | $F_d(720) = -20.393$ | $M_k(720) = 0.000$  |

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

|                     |                      |                      |                         |
|---------------------|----------------------|----------------------|-------------------------|
| $F_n(0) = 0.000$    | $F_r(0) = -20.702$   | $F_k(0) = 0.000$     | $M_{пер}(0) = 0.000$    |
| $F_n(30) = -2.095$  | $F_r(30) = -13.01$   | $F_k(30) = -9.93$    | $M_{пер}(30) = 0.894$   |
| $F_n(60) = -1.278$  | $F_r(60) = -1.703$   | $F_k(60) = -5.505$   | $M_{пер}(60) = 0.495$   |
| $F_n(90) = 1.35$    | $F_r(90) = -1.35$    | $F_k(90) = 5.096$    | $M_{пер}(90) = -0.459$  |
| $F_n(120) = 2.602$  | $F_r(120) = -7.975$  | $F_k(120) = 8.609$   | $M_{пер}(120) = -0.775$ |
| $F_n(150) = 1.719$  | $F_r(150) = -12.395$ | $F_k(150) = 5.171$   | $M_{пер}(150) = -0.465$ |
| $F_n(180) = 0.000$  | $F_r(180) = -13.422$ | $F_k(180) = 0.000$   | $M_{пер}(180) = 0.000$  |
| $F_n(210) = -1.742$ | $F_r(210) = -12.558$ | $F_k(210) = -5.239$  | $M_{пер}(210) = 0.472$  |
| $F_n(240) = -2.792$ | $F_r(240) = -8.558$  | $F_k(240) = -9.239$  | $M_{пер}(240) = 0.831$  |
| $F_n(270) = -2.049$ | $F_r(270) = -2.049$  | $F_k(270) = -7.737$  | $M_{пер}(270) = 0.696$  |
| $F_n(300) = -0.62$  | $F_r(300) = 0.827$   | $F_k(300) = -2.672$  | $M_{пер}(300) = 0.24$   |
| $F_n(330) = -2.225$ | $F_r(330) = 13.816$  | $F_k(330) = -10.545$ | $M_{пер}(330) = 0.949$  |
| $F_n(360) = -0.000$ | $F_r(360) = 80.499$  | $F_k(360) = -0.000$  | $M_{пер}(360) = 0.000$  |
| $F_n(390) = 10.327$ | $F_r(390) = 64.129$  | $F_k(390) = 48.949$  | $M_{пер}(390) = -4.405$ |
| $F_n(420) = 5.917$  | $F_r(420) = 7.888$   | $F_k(420) = 25.497$  | $M_{пер}(420) = -2.295$ |
| $F_n(450) = 5.358$  | $F_r(450) = -5.358$  | $F_k(450) = 20.234$  | $M_{пер}(450) = -1.821$ |
| $F_n(480) = 4.77$   | $F_r(480) = -14.621$ | $F_k(480) = 15.784$  | $M_{пер}(480) = -1.421$ |
| $F_n(510) = 2.675$  | $F_r(510) = -19.284$ | $F_k(510) = 8.045$   | $M_{пер}(510) = -0.724$ |
| $F_n(540) = 0.000$  | $F_r(540) = -20.253$ | $F_k(540) = 0.000$   | $M_{пер}(540) = 0.000$  |
| $F_n(570) = -1.759$ | $F_r(570) = -12.683$ | $F_k(570) = -5.291$  | $M_{пер}(570) = 0.476$  |
| $F_n(600) = -2.672$ | $F_r(600) = -8.19$   | $F_k(600) = -8.842$  | $M_{пер}(600) = 0.796$  |
| $F_n(630) = -1.431$ | $F_r(630) = -1.431$  | $F_k(630) = -5.405$  | $M_{пер}(630) = 0.486$  |
| $F_n(660) = 1.207$  | $F_r(660) = -1.609$  | $F_k(660) = 5.202$   | $M_{пер}(660) = -0.468$ |
| $F_n(690) = 2.055$  | $F_r(690) = -12.762$ | $F_k(690) = 9.741$   | $M_{пер}(690) = -0.877$ |
| $F_n(720) = 0.000$  | $F_r(720) = -20.393$ | $F_k(720) = 0.000$   | $M_{пер}(720) = -0.000$ |

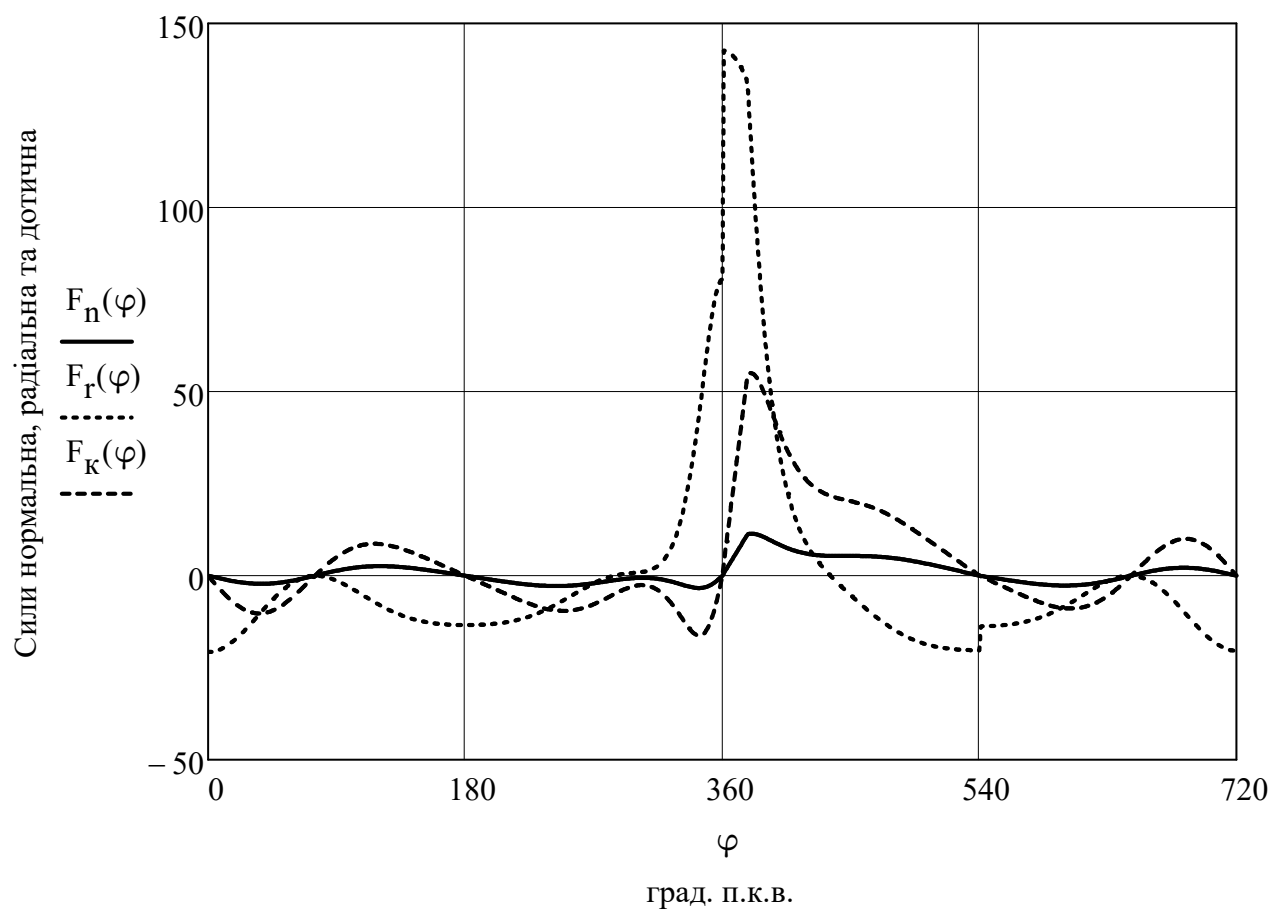
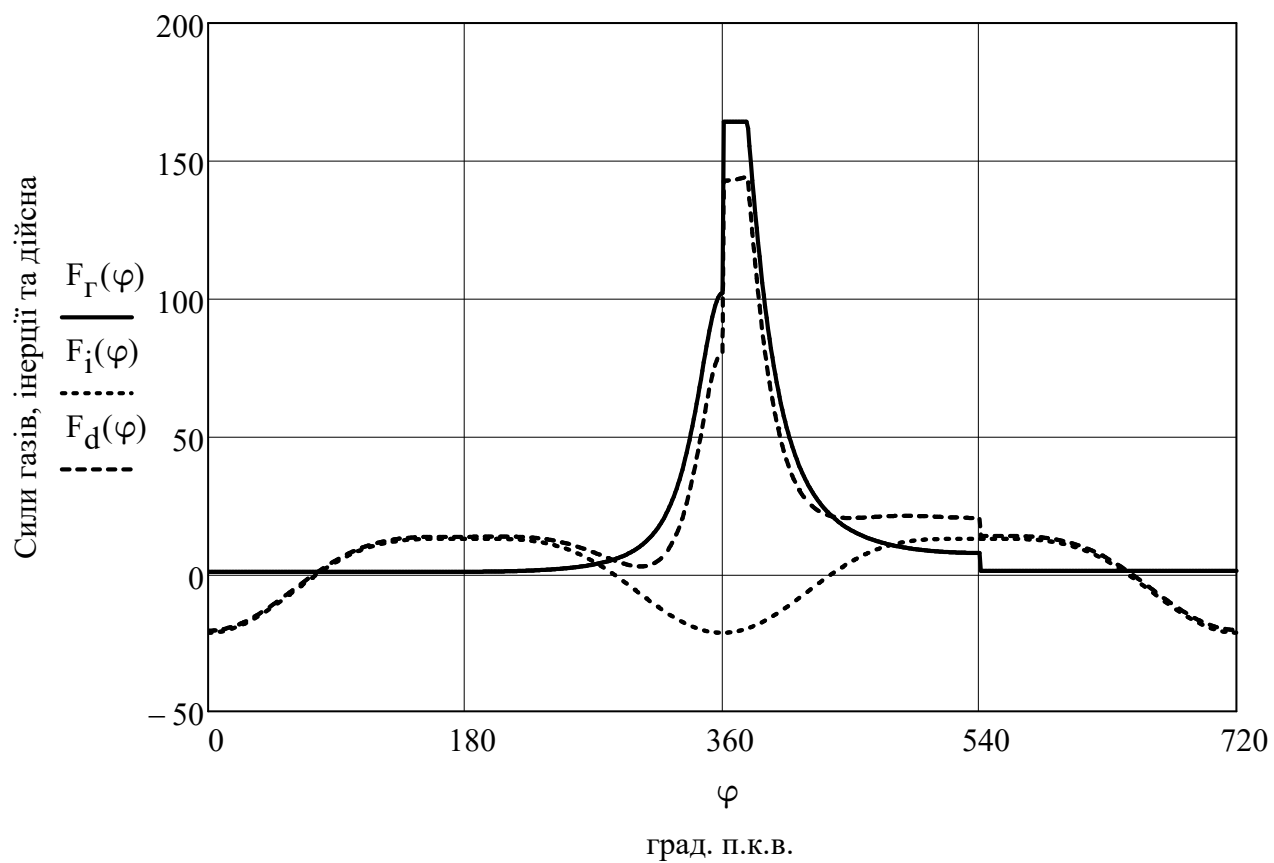


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

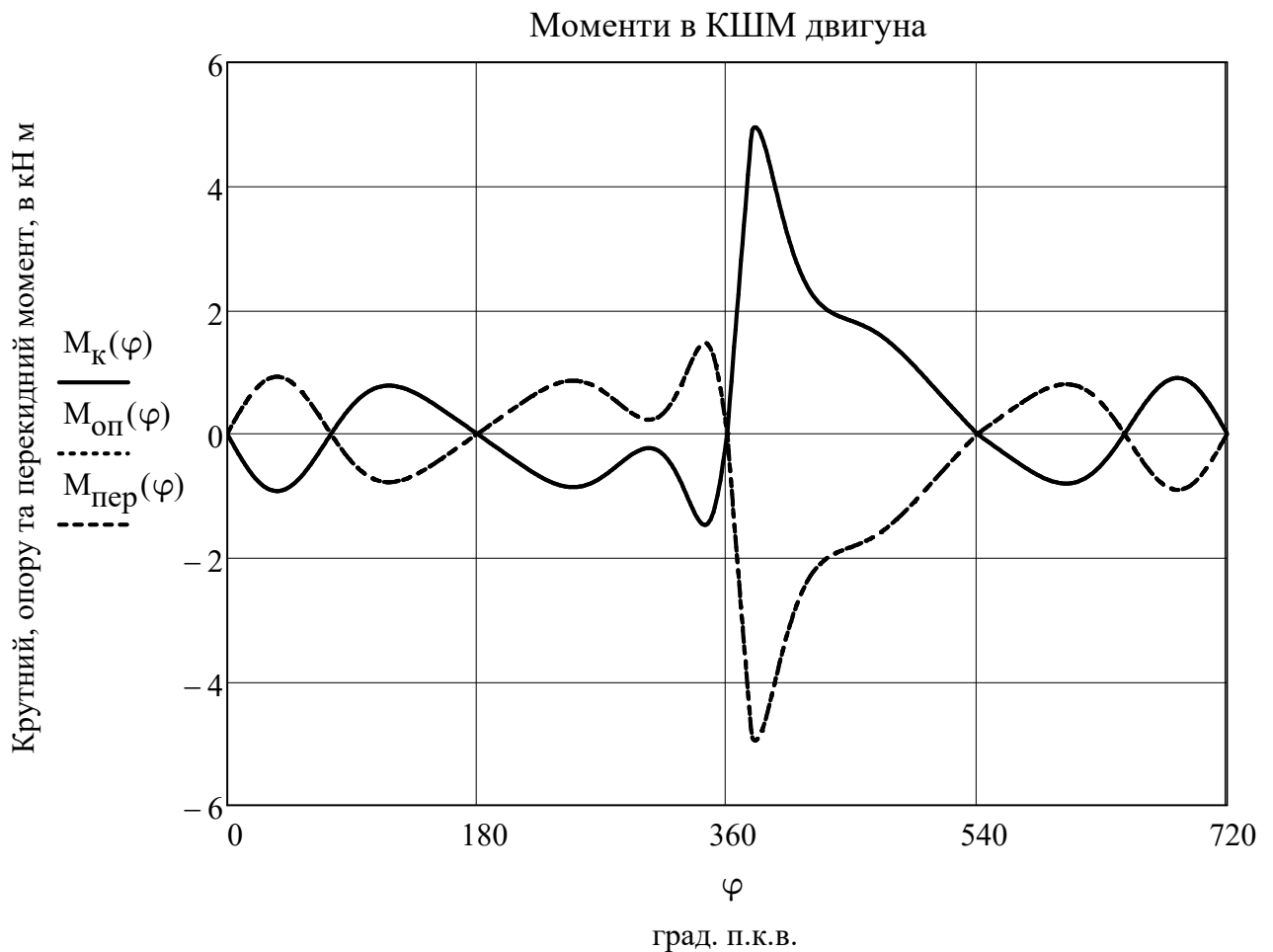


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

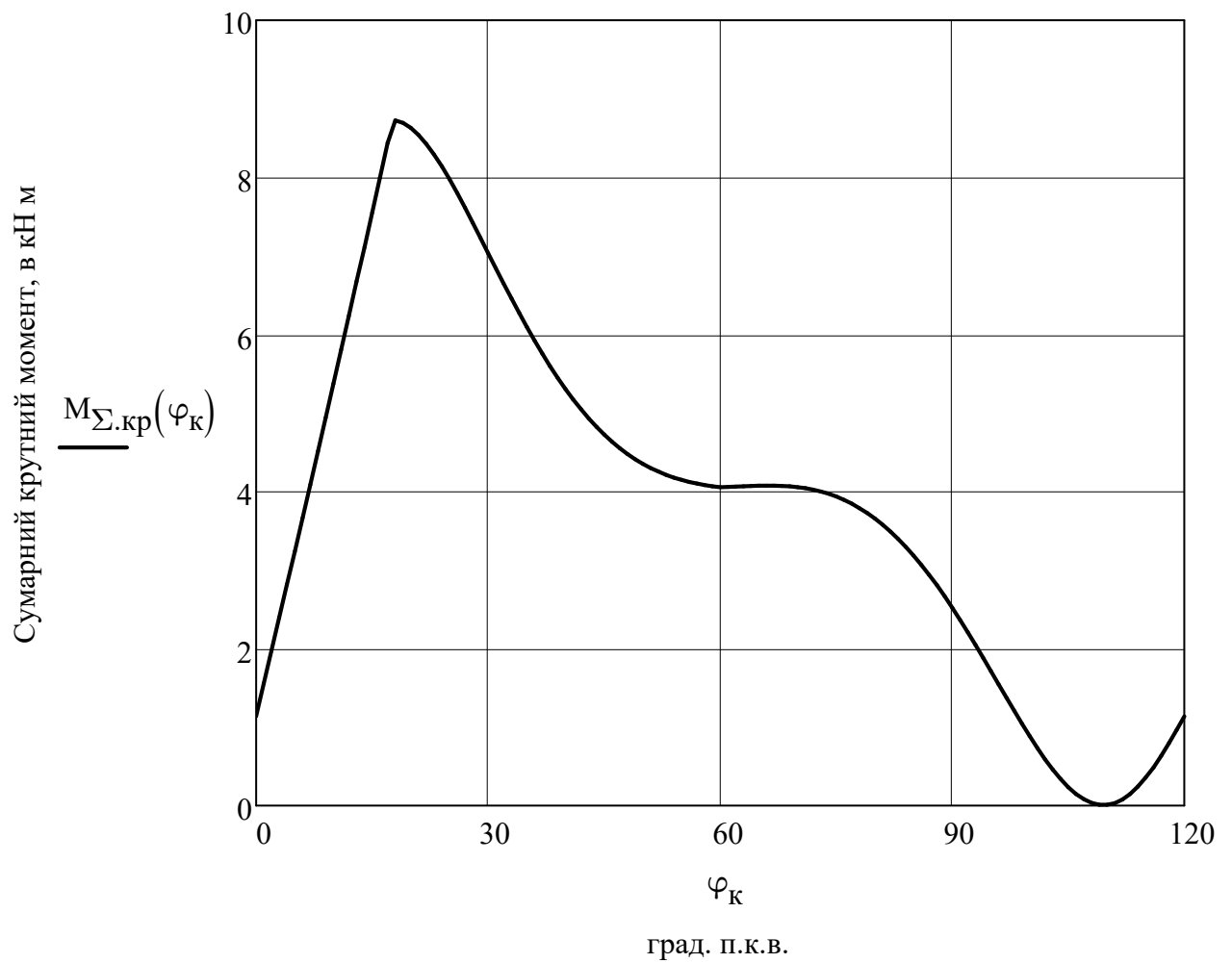


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 1.136$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 6.237$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 4.024$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 8.142$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.294$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 5.922$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.543$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 4.477$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.036$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 4.054$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.136$$

## 2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

### 2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де  $Q_e$  - теплота, еквівалентна ефективній роботі

$Q_B$  - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

$Q_{\Gamma}$  - теплота, що виноситься випускними газами

$Q_M$  - теплота, що відводиться маслом

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

### 2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{52.348 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 6.172 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

### 2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 260.33 = 260330.015$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.603 \times 10^5}{6.172 \times 10^5} \cdot 100 = 42.177$$

перевірка отриманого значення в  $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 617235.792 \cdot 0.421 = 260000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|2.603 \times 10^5 - 2.6 \times 10^5|}{2.603 \times 10^5} \cdot 100 = 0.127$$

#### 2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

$Q_{B.H}$  - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

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

$$Q_W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вып}) \cdot Q_{П}$$

де  $W_{нап} = 0$  - відносна втрата палива на ділянки наповнення

$W_{ст} = 0$  - відносна втрата палива на ділянки стиску

$W_{г.р} = 0.10$  - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{вып} = 0.04$  - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вып}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.04 = 0.14$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{П} = 0.14 \cdot 617235.792 = 86413.011$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{ср.т} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 194.200 = 116.520$$

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

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.18 = 3.181 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{П} = \frac{p_{ср.т} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{116.52 \cdot 3.18086 \times 10^{-3} \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 27.79756$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{П} = 10^3 \cdot 27.798 = 27797.558$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 86413.011 + 27797.558 = 114210.569$$

Витрата охолоджуючої рідини, в  $\text{м}^3 / \text{с}$

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

де  $K_1 = 1.2$  - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{114210.56878 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00327$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.003 \cdot 98}{0.9} = 0.356$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в  $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.356 = 356.17$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в  $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 86413 + 27797.6 + 356.2 = 114566.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{114566.739}{617235.792} \cdot 100 = 18.561$$

Температура залишкових газів, в  $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 770 - 273 = 497$$

Температура на початку стиску, в  $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 318.9 - 273 = 45.9$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 45.9 = 29.111$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в  $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.948 \cdot 33.488 \cdot 497 = 15773.538$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.915 \cdot 29.111 \cdot 45.9 = 1222.47$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15773.5 - 1222.5 = 14551.1$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{52.348}{3.6} \cdot 14551.068 = 211587.856$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{211587.856}{617235.792} \cdot 100 = 34.28$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{194.2}{1285.434} \cdot 0.496 = 0.075$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в  $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.075 \cdot 617235.792 = 46270.533$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в  $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 86413.011 + 46270.533 - 114566.739 = 18116.805$$

Витрата циркуляційного масла, в  $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де  $K_2 = 1.5$  - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг} / \text{м}^3$  - густина мастила

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

$\Delta T_M = 6$  - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.812 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 2.403 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{2.403 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.202$$

Теплота витрачена на привід насоса, в  $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 1.202 = 1201.635$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в  $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 18116.805 + 1201.635 = 19318.439$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{19318.439}{617235.792} \cdot 100 = 3.13$$

#### 2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 617235.8 - \sum \begin{pmatrix} 260330 \\ 114566.7 \\ 211587.9 \\ 19318.4 \end{pmatrix} = 11432.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{11432.742}{617235.792} \cdot 100.000 = 1.852$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

| Назва складової ТБ                                     | в $\text{Дж} / \text{с}$ , | у %,                  | межі для<br>дизельного двигуна<br>з наддувом |
|--------------------------------------------------------|----------------------------|-----------------------|----------------------------------------------|
| Теплота, що підводиться в<br>циліндр двигуна з паливом | $Q_{\Pi} = 617235.8$       | $q_{\Pi} = 100$       | 100%                                         |
| Теплота, еквівалентна<br>ефективній роботі двигуна     | $Q_{\text{е}} = 260330.0$  | $q_{\text{е}} = 42.2$ | 29...45%                                     |
| Теплота, що виноситься<br>випускними газами            | $Q_{\Gamma} = 211587.9$    | $q_{\Gamma} = 34.3$   | 25...45%                                     |
| Теплота, яка відводиться<br>охолоджувальною рідиною    | $Q_{\text{в}} = 114566.7$  | $q_{\text{в}} = 18.6$ | 5...35%                                      |
| Теплота, що відводиться з<br>маслом                    | $Q_{\text{м}} = 19318.4$   | $q_{\text{м}} = 3.1$  | 3...5%                                       |
| Невраховані теплові втрати                             | $Q_{\text{н.в}} = 11432.7$ | $q_{\text{нв}} = 1.9$ | до 3%                                        |

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 42.177 + 34.28 + 18.561 + 3.13 + 1.852 = 100$$

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

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

| №<br>п/п | Назва параметру                 | Позначення | Розмірність   | Чисельне значення |                | Порівняння<br>у % |
|----------|---------------------------------|------------|---------------|-------------------|----------------|-------------------|
|          |                                 |            |               | Двигун-прототип   | Проект. двигун |                   |
| 1        | Ефективна потужність            | $P_e$      | кВт           | 250               | 260,3          | 4,12              |
| 2        | Середній ефективний тиск        | $p_{me}$   | кПа           | 995               | 1091           | 9,65              |
| 3        | Ефективний ККД                  | $\eta_e$   | -             | 0,395             | 0,421          | 6,58              |
| 4        | Механічний ККД                  | $\eta_m$   | -             | 0,825             | 0,849          | 2,91              |
| 5        | Питома ефективна витрата палива | $b_e$      | г / (кВт год) | 215               | 201            | - 6,51            |
| 6        | Діаметр циліндру                | D          | мм            | 150               | 150            | 0,0               |
| 7        | Хід поршня                      | S          | мм            | 180               | 180            | 0,0               |

Ефективна потужність проектного двигуна була збільшена у порівнянні з потужністю двигуна-прототипу на 10 кВт. Відповідно до результатів розрахунку параметрів робочого циклу, фактичний приріст потужності склав 10,3 кВт, що у відсотковому вираженні становить 4,1%. Досягнуте збільшення потужності відповідає поставленій меті та передбачає покращення ресурсних і експлуатаційних характеристик двигуна у порівнянні з існуючим аналогом.

Зростання ефективної потужності двигуна, як правило, забезпечується шляхом підвищення середнього ефективного тиску. Порівняльний аналіз результатів, наведених у таблиці 2.1, показав збільшення цього параметра у проектного двигуна відносно двигуна-прототипу на 9,7%. Разом з тим підвищення середнього ефективного тиску призводить до зростання теплової та механічної напруженості деталей двигуна, що обумовлює необхідність оптимізації його теплового та механічного режимів з метою забезпечення належного рівня надійності.

У результаті покращення ефективності використання теплоти в циліндрі двигуна досягнуто зменшення питомої ефективної витрати палива на 6,5%. Це, у

свою чергу, зумовило зростання ефективного коефіцієнта корисної дії на 6,7%, що свідчить про підвищення економічності роботи двигуна.

Для механічного ККД проектного двигуна відмічається зростання на 3,0%, що пов'язано з конструктивними змінами шатунно-поршневої групи. Зокрема, у конструкцію було введено додатковий канал для змащування поршневого пальця та охолодження поршня, що сприяло зниженню теплової і механічної напруженості основних деталей дизеля.

Рациональний та обґрунтований вибір початкових параметрів і допоміжних коефіцієнтів дозволив забезпечити зростання номінальної ефективної потужності проектного двигуна без зміни геометричних розмірів циліндра. При цьому, якщо прийняти, що рівень механічних втрат у проектного двигуна не зазнав суттєвих змін у порівнянні з аналогом, механічний ККД у цілому залишається на прийнятному рівні. Таким чином, досягнуто підвищення надійності роботи двигуна без зміни геометричних розмірів циліндро-поршневої групи. У результаті запропонована силова установка забезпечує стабільну роботу при максимальних навантаженнях та покращені показники економічності без суттєвого зростання масо-габаритних характеристик.

У даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, проведено оцінку теплових і механічних навантажень, а також визначено сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі. Додатково розраховано величини зовнішнього складового балансу, що дає можливість оцінити рівень вібрацій та стабільність роботи силової установки.

Отримані результати дозволяють оцінити якість та ефективність прийнятих інженерних рішень, визначити основні напрямки подальшого вдосконалення двигуна і слугують вихідною базою для виконання спеціальної частини кваліфікаційної роботи, що стосується вдосконалення конструкції шатуна.

## **РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА З КАНАЛОМ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОРШНЯ.**

### **3.1 Загальний опис будови шатуна та розрахунок його міцність.**

#### **3.1.1 Загальний опис будови шатуна.**

Шатун є однією з основних деталей кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння і призначений для з'єднання поршня з шатунною шийкою колінчастого вала. Передача зворотно-поступального руху поршня у обертальний рух колінчастого вала здійснюється саме за допомогою шатуна, що визначає його відповідальне призначення та високі вимоги до міцності й надійності.

З метою зменшення інтенсивності зношування поверхонь у зоні контакту з шатунними шийками колінчастого вала в нижній головці шатуна встановлюються підшипники ковзання у вигляді тонкостінних вкладишів зі спеціальним антифрикційним покриттям.

Конструктивно шатун складається зі стрижня, верхньої та нижньої головок. У верхній головці шатуна, як правило, запресовується втулка, виготовлена з бронзового матеріалу, яка забезпечує роботу пари тертя «поршневий палець – втулка». У тілі верхньої головки та у втулці виконуються спеціальні отвори для підведення мастила до поверхонь тертя. Стрижень шатуна виконаний двотаврового поперечного перерізу, що забезпечує необхідну жорсткість при мінімальній масі деталі.

Нижня головка шатуна виконана рознімною. Її знімну частину називають шатунною кришкою. Кришка кріпиться до тіла шатуна за допомогою двох болтів у автомобільних двигунах або чотирьох болтів у суднових, тепловозних та стаціонарних двигунах. Болти шатунної кришки працюють в умовах значних змінних навантажень і вібрацій, тому для них принципово важливо забезпечити захист від самовідгвинчування та провертання.

Під підшипники ковзання у нижній головці шатуна і в шатунній кришці виконується спільне розточування, у зв'язку з чим шатунні кришки вважаються невзаємозамінними. Для забезпечення правильної комплектації шатунів і кришок на них наносяться відповідні порядкові маркувальні номери.

У зоні нижньої головки шатуна та шатунної кришки виконані спеціальні пази, у які входять виступи вкладишів, що запобігає їх зсуву та провертання під час роботи двигуна. Шатунні та корінні підшипники виконані у вигляді тонкостінних вкладишів, робочий шар яких виготовлений зі свинцевої бронзи.

У верхньому вкладиші передбачений отвір для підведення мастила, а також канавка для його подальшого розподілу по поверхні тертя. Вкладиші верхніх і нижніх корінних підшипників вважаються взаємозамінними. Для запобігання осьовим зміщенням, зсуву та провертання вкладишів у конструкції передбачені спеціальні фіксуючі елементи у вигляді виступів або вусиків.



Рис. 3.1 – Повздовжній переріз шатунно-поршневої групи 6ЧН 15/18

### 3.1.2 Розрахунок шатунної групи

Розрахунок конструктивних параметрів та параметрів міцності шатунної групи будемо здійснювати згідно розрахункової схеми наведеної на рисунку 3.1

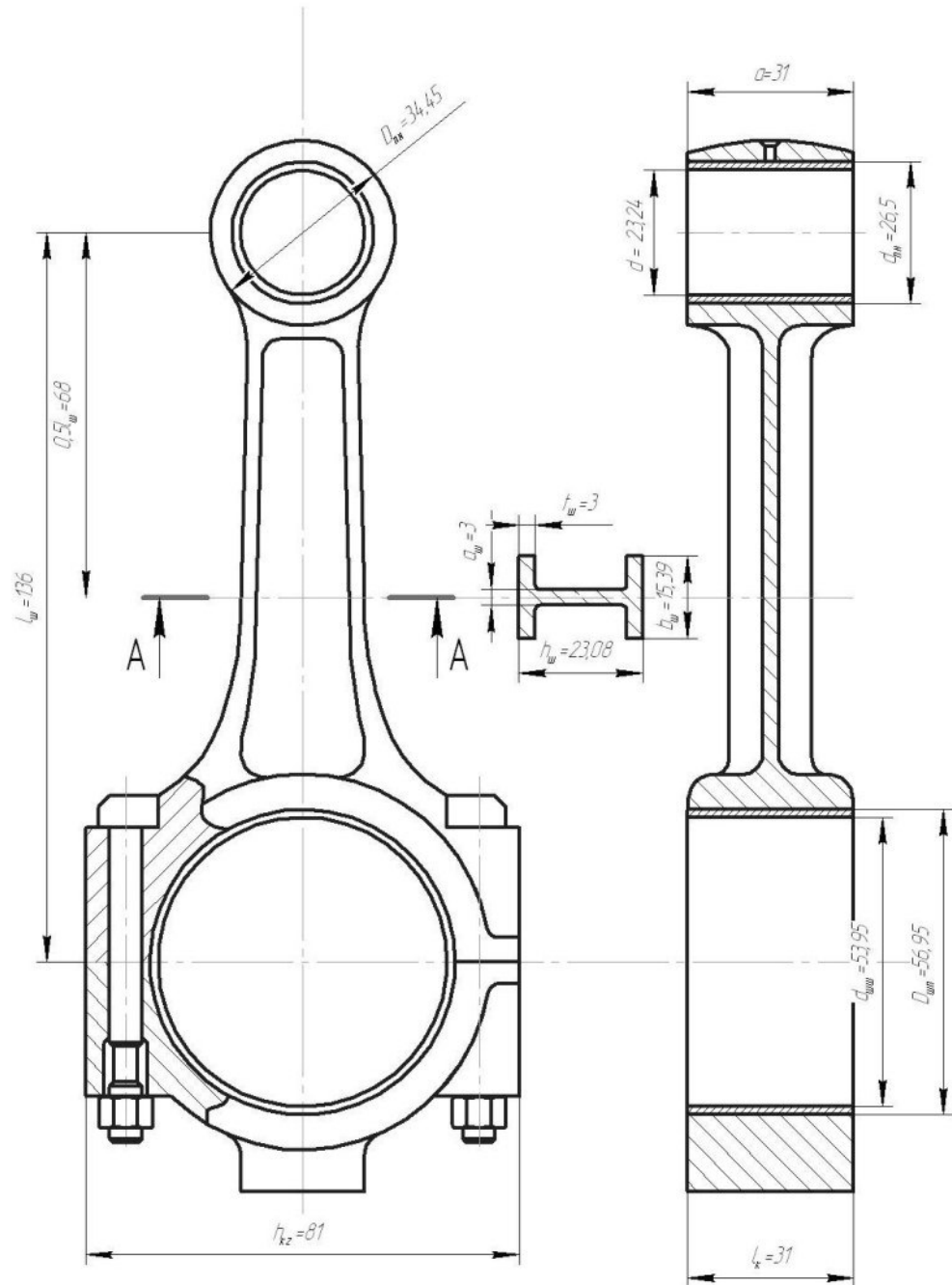


Рисунок 3.2 - Розрахункова схема шатунної групи

### 3.1.2.1 Розрахунок поршневої головки шатуна

Початкові дані для розрахунку маємо:

Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = 9.390 \text{ МПа}$$

Частота обертання колінчастого валу

$$n_N = 1500 \text{ хв}^{-1}$$

Кут повороту колінчастого валу

$$\varphi = 370^\circ$$

Маса поршневої групи

$$m_{II} = 5.03 \text{ кг}$$

Маса шатунної групи

$$m_{III} = 7.069 \text{ кг}$$

Максимальна частота обертів колінвалу на х.х.

$$n_{x.x.max} = 1600 \text{ хв}^{-1}$$

Діаметр циліндру

$$d_{II} = 150 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 180 \text{ мм}$$

Кривошипно шатунне відношення

$$\lambda = 0.255$$

З розрахунку поршневої групи:

Діаметр поршневого пальця

$$d_{II} = 40 \text{ мм}$$

Довжина поршневої голівки шатуна

$$l_{III} = 50 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр головки

$$d_{\Gamma} = 60 \text{ мм}$$

Внутрішній діаметр головки

$$d = 48 \text{ мм}$$

Матеріал шатуна - сталь 40Х

$$E_{III} = 2.2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

- модуль пружності матеріалу

$$\alpha_{\Gamma} = 1 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{К}}$$

- коефіцієнт лінійного розширення

Матеріал втулки - бронза

$$E_B = 1.15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

- модуль пружності матеріалу

$$\alpha_B = 1.8 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{К}}$$

- коефіцієнт лінійного розширення

Вибираємо матеріал шатуна: сталь 40Х ГОСТ 10702-78

З таблиці 11.2 та 11.3 [5, ст. 249] для сталі 40Х:

Межа міцності

$$\sigma_B = 1020 \text{ МПа}$$

Межа втомності при згинанні

$$\sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}$$

Межа втомності розтягання - стискання

$$\sigma_{-1p} = 300 \text{ МПа}$$

Межа текучості

$$\sigma_T = 800 \text{ МПа}$$

Коефіцієнти приведення циклу:

при згинанні

$$\alpha_{\sigma_3} = 0.21 \text{ МПа}$$

при розтяганні - стисненні

$$\alpha_{\sigma_{pc}} = 0.17 \text{ МПа}$$

При згинанні:

$$\beta_{\sigma_3} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{350}{800} = 0.438$$

$$\frac{\beta_{\sigma_3} - \alpha_{\sigma_3}}{1 - \beta_{\sigma_3}} = \frac{0.438 - 0.21}{1 - 0.438} = 0.404$$

при розтягуванні

$$\beta_{\sigma_p} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{300}{800} = 0.375$$

$$\frac{(\beta_{\sigma_p} - \alpha_{\sigma_{pc}})}{(1 - \beta_{\sigma_p})} = \frac{0.375 - 0.17}{1 - 0.375} = 0.328$$

Розрахунок допоміжних величин

Площа поршня,  $\text{см}^2$

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} \cdot 10^{-2} = \frac{\pi \cdot 150^2}{4} \cdot 10^{-2} = 176.715$$

Радіальна товщина стінки головки, мм

$$h_{\Gamma} = \frac{(d_{\Gamma} - d)}{2} = \frac{60 - 48}{2} = 6$$

Радіальна товщина стінки втулки, мм

$$S_B = \frac{(d - d_{\Pi})}{2} = \frac{48 - 40}{2} = 4$$

Розрахунок перетину I-I

Максимальне напруження пульсуючого циклу, МПа

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{\Pi} + m_{B.\Gamma}) \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot R_K \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{\Pi}}$$

де  $m_{B.\Gamma} = 0.08 \cdot m_{\Pi} = 0.08 \cdot 7.069 = 0.566$  кг - маса частини головки вище перетину I-I:

$$\omega_{x.x.\max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.\max}}{30} = \frac{\pi \cdot 1.6 \times 10^3}{30} = 167.552 \text{ с}^{-1} - \text{максимальна кутова швидкість колінвалу на холостому ході.}$$

$$R_K = \frac{S}{2} \cdot 10^{-3} = \frac{180}{2} \cdot 10^{-3} = 0.09 \text{ м} - \text{радіус кривошипу;}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{\Pi} + m_{B.\Gamma}) \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot R_K \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{\Pi}} = 29.571$$

Середнє напруження, МПа

$$\sigma_{m0} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{29.571}{2} = 14.786$$

Амплітуда напружень, МПа

$$\sigma_{a0} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{29.571}{2} = 14.786$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_M \cdot \epsilon_{\Pi})}$$

де  $k_{\sigma} = 1.2 + 1.8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400) = 1.3$  - ефективний коефіцієнт концентрації напружень (головка не має різких переходів);

$\epsilon_M = 0.77$  - масштабний коефіцієнт;

$\epsilon_{\Pi} = 0.72$  - коефіцієнт поверхневої чутливості

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_M \cdot \epsilon_{\Pi})} = \frac{14.786 \cdot 1.312}{0.77 \cdot 0.72} = 34.98$$

Запас міцності в перетині І-І визначаємо за межею втомності

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{(\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma pc} \cdot \sigma_{m0})} = \frac{300}{34.98 + 0.17 \cdot 14.786} = 8.001$$

Напруження від запресованої втулки:

сумарний натяг

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t$$

де  $\Delta = 0.04$  мм - натяг посадки бронзової втулки

$\Delta T = 110$  К - середня температура підігріву головки та втулки

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_{\Gamma}) \Delta T = 0.0422 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0.082 \text{ мм}$$

Питомий тиск на поверхні зіткнення втулки з головкою, МПа

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[ \frac{(d_{\Gamma}^2 + d^2) \div [(d_{\Gamma}^2 - d^2) + \mu]}{E_{\Pi}} + \frac{(d^2 + d_{\Pi}^2) \div [(d^2 - d_{\Pi}^2) - \mu]}{E_B} \right]}$$

де  $\mu = 0.3$  - коефіцієнт Пуассона;

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[ \frac{(d_{\Gamma}^2 + d^2) \div [(d_{\Gamma}^2 - d^2) + \mu]}{E_{\Pi}} + \frac{(d^2 + d_{\Pi}^2) \div [(d^2 - d_{\Pi}^2) - \mu]}{E_B} \right]} = 24.851$$

Напруження від суммарного натягу на зовнішній поверхні головки, МПа

$$\sigma_a = \frac{p \cdot 2 \cdot d^2}{(d_{\Gamma}^2 - d^2)} = \frac{24.851 \cdot 2 \cdot 48^2}{60^2 - 48^2} = 88.359$$

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки, МПа

$$\sigma_i = \frac{p \cdot (d_{\Gamma}^2 + d^2)}{(d_{\Gamma}^2 - d^2)} = \frac{24.851 \cdot (60^2 + 48^2)}{60^2 - 48^2} = 113.21$$

Розрахунок перетину А-А

максимальна сила, яка розтягує головку на номінальному режимі, в Н

$$P_{j\Pi} = -m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$$

$$\text{де } \omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{\pi \cdot 1.5 \times 10^3}{30} = 157.08 \text{ c}^{-1}$$

$$P_{j\Pi} = -m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = -5.03 \cdot 0.09 \cdot 157.08^2 \cdot (1 + 0.255) = -1.402 \times 10^4$$

Нормальна сила в перетині О-О, в Н:

$$N_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot (0.572 - 0.0008 \cdot \varphi_{\text{ш.з}})$$

де  $\varphi_{\text{ш.з}} = 110^\circ$  - кут закладення

$$N_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot (0.572 - 0.0008 \cdot \varphi_{\text{ш.з}}) = 6.785 \times 10^3$$

Згинаючий момент в перетині О-О, в Н\*м

$$M_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot r_{\text{cp}} \cdot (0.00033 \cdot \varphi_{\text{ш.з}} - 0.0297) 10^{-3}$$

$$\text{де } r_{\text{cp}} = \frac{(d_{\Gamma} + d)}{4} = \frac{60 + 48}{4} = 27 \text{ мм - середній радіус натягу;}$$

$$M_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot r_{\text{cp}} \cdot (0.00033 \cdot \varphi_{\text{ш.з}} - 0.0297) 10^{-3} = 2.5$$

Нормальна сила в розрахунковому перетині від розтягуючої сили, Н

$$N_{j\varphi.ш.з} = (N_{j0} \cdot \cos(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg})) \dots = 6.663 \times 10^3 \\ + -0.5P_{j\Pi} \cdot (\sin(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg}) - \cos(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg}))$$

Згинаючий момент в розрахунковому перетині від розтягуючої сили, в Н\*м

$$M_{j\varphi.ш.з} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot 10^{-3} \cdot (1 - \cos(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg})) \dots = 490.903 \\ + -0.5 \cdot P_{j\Pi} \cdot r_{cp} \cdot 10^{-3} \cdot \left( \begin{array}{l} \sin(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg}) \dots \\ + -\cos(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg}) \end{array} \right)$$

Напруження на зовнішньому волокні від розтягуючої сили, МПа

$$\sigma_{aj} = \left[ \begin{array}{l} \kappa_{ш} \cdot M_{j\varphi.ш.з} \cdot \frac{6(r_{cp} + h_{\Gamma}) \cdot 10^{-3}}{h_{\Gamma} \cdot 10^{-3} \cdot [2 \cdot (r_{cp} + h_{\Gamma}) \cdot 10^{-3}]} \dots \\ + K_p \cdot N_{j\varphi.ш.з} \end{array} \right] \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_{\Gamma}}$$

$$\text{де } F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{ш} = (60 - 48) \cdot 50 = 600 \quad \text{мм}^2$$

$$F_B = (d - d_{\Pi}) \cdot l_{ш} = (48 - 40) \cdot 50 = 400 \quad \text{мм}^2$$

$$K_p = \frac{E_{ш} \cdot F_{\Gamma}}{E_{ш} \cdot F_{\Gamma} + E_B \cdot F_B} = \frac{2.2 \cdot 10^5 \cdot 600}{2.2 \cdot 10^5 \cdot 600 + 1.15 \cdot 10^5 \cdot 400} = 0.742$$

$$\sigma_{aj} = \left[ \begin{array}{l} \kappa_{ш} \cdot M_{j\varphi.ш.з} \cdot \frac{6(r_{cp} + h_{\Gamma}) \cdot 10^{-3}}{h_{\Gamma} \cdot 10^{-3} \cdot [2 \cdot (r_{cp} + h_{\Gamma}) \cdot 10^{-3}]} \dots \\ + K_p \cdot N_{j\varphi.ш.з} \end{array} \right] \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_{\Gamma}} = 703.7$$

Сумарна сила, яка стискає головку, в Н

$$P_{сж} = (p_{zd} - p_0) \cdot F_{\Pi} - m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2\varphi))$$

$$\text{де } p_0 = 0.1 \quad \text{МПа}$$

$$P_{\text{сж}} = (p_{\text{zd}} - p_0) \cdot F_{\Pi} \cdot 10^2 \dots = 150491 \\ + -m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\varphi \cdot \text{deg}) + \lambda \cdot \cos(2\varphi \cdot \text{deg}))$$

Нормальна сила в розрахунковому перетині від стискаючої сили, в Н

$$N_{\text{сж}\varphi.\text{ш.з}} = P_{\text{сж}} \cdot (k_{N\_P} + f_{\varphi.\text{ш.з1}})$$

де  $k_{N\_P} = 0.0009$  - визначають за табл. 13.2 згідно [5 ст. 286]

$$f_{\varphi.\text{ш.з1}} = \frac{\sin(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg})}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}}{\pi} \cdot \sin(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}) \dots = 4.458 \times 10^{-3} \\ + \frac{-1}{\pi} \cdot \cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg})$$

$$f_{\varphi.\text{ш.з2}} = 1 - \cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}) = 1 - \cos(110 \cdot \text{deg}) = 1.342$$

$$N_{\text{сж}\varphi.\text{ш.з}} = P_{\text{сж}} \cdot \left( k_{N\_P} \dots \right) = 1.505 \times 10^5 \cdot (9 \times 10^{-4} + 4.458 \times 10^{-3}) = 806.346$$

Згинаючий момент в розрахунковому перетині від стискаючої сили, Н\*м

$$M_{\text{сж}\varphi.\text{ш.з}} = P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot (k_{M\_P} + k_{N\_P} \cdot f_{\varphi.\text{ш.з2}} - f_{\varphi.\text{ш.з1}})$$

де  $k_{M\_P} = 0.00025$  - визначають за табл. 13.3 згідно [5 ст. 287]

$$M_{\text{сж}\varphi.\text{ш.з}} = P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot (k_{M\_P} + k_{N\_P} \cdot f_{\varphi.\text{ш.з2}} - f_{\varphi.\text{ш.з1}}) \cdot 10^{-3} = -12.2$$

Напруження на зовнішньому волокні від стискаючої сили, МПа

$$\sigma_{\text{асж}} = \left[ \frac{2M_{\text{сж}\varphi.\text{ш.з}} \cdot \frac{6(r_{\text{ср}} + h_{\Gamma}) \cdot 10^{-3}}{h_{\Gamma} \cdot 10^{-3} \cdot [2(r_{\text{ср}} + h_{\Gamma}) \cdot 10^{-3}]} \dots \right] \cdot \frac{1}{l_{\text{ш}} \cdot h_{\Gamma}} = -38.6 \\ + K_P \cdot N_{\text{сж}\varphi.\text{ш.з}}$$

Максимальне напруження асиметричного циклу, в МПа:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_a + \sigma_{aj} = 88.359 + 703.735 = 792.094$$

Мінімальне напруження асиметричного циклу, МПа

$$\sigma_{\min} = \sigma_a + \sigma_{\text{асж}} = 88.359 + -38.643 = 49.716$$

Середнє напруження та амплітуда напружень, МПа

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} = \frac{792.094 + 49.716}{2} = 420.905$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} = \frac{792.094 - 49.716}{2} = 371.189$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_M \cdot \epsilon_{\Pi})} = \frac{371.189 \cdot 1.312}{0.77 \cdot 0.72} = 878.159$$

Так як  $\sigma_{\text{ак}_m} = \frac{\sigma_{\text{ак}}}{\sigma_m} = 2.1 > \frac{\beta_{\sigma_3} - \alpha_{\sigma_3}}{1 - \beta_{\sigma_3}} = 0.404$

Запас міцності в перетині А-А визначаємо за межею втомності:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_1}{(\sigma_{\text{ак}} + \alpha_{\sigma_3} \cdot \sigma_m)} = \frac{1.500 \times 10^3}{878.159 + 0.210 \cdot 420.905} = 1.552$$

### 3.1.2.2 Розрахунок кривошипної головки шатуна

Початкові дані для розрахунку кривошипної головки:

|                                                     |                                                |
|-----------------------------------------------------|------------------------------------------------|
| Радіус кривошипа                                    | $R_K = 0.09 \text{ м}$                         |
| Маса поршневої групи                                | $m_{\Pi} = 5.03 \text{ кг}$                    |
| Маса шатунної групи                                 | $m_{\text{III}} = 7.07 \text{ кг}$             |
| Максимальні кутові оберти колінчастого валу на х.х. | $\omega_{\text{х.х.мак}} = 168 \text{ с}^{-1}$ |
| Кривошипно шатунне відношення                       | $\lambda = 0.255$                              |

З таблиці 13.4 [5, ст. 319] приймаємо:

Діаметр шатунної шийки

$$d_{\text{ш.ш.}} = 86 \text{ мм}$$

Товщина стінки вкладиша

$$t_b = 3.0 \text{ мм}$$

Відстань між шатунними болтами

$$C_6 = 120 \text{ мм}$$

Довжина кривошипної головки

$$l_k = 70 \text{ мм}$$

Розрахунок кривошипної головки на міцність

Максимальна сила інерції, МН

$$P_{jp} = -\omega_{x.x.\max}^2 \cdot R_k \cdot \left[ \frac{(m_{\Pi} + m_{\text{ш.п}}) \cdot (1 + \lambda) \dots}{+ (m_{\text{ш.к}} - m_{k.p})} \right] \cdot 10^{-6}$$

де  $m_{\text{ш.п}} = 1.15$  кг - маси шатунної групи, які утворюють зворотньо-поступальний та обертальний рухи;

$$m_{\text{ш.к}} = 2.52$$

$$m_{k.p} = 0.25m_{\text{ш}} = 0.25 \cdot 7.069 = 1.767$$

$$P_{jp} = -\omega_{x.x.\max}^2 \cdot R_k \cdot \left[ \frac{(m_{\Pi} + m_{\text{ш.п}}) \cdot (1 + \lambda) \dots}{+ (m_{\text{ш.к}} - m_{k.p})} \right] \cdot 10^{-6} = -0.021$$

Момент опору розрахункового перетину, м<sup>3</sup>

$$W_{\text{из}} = \frac{l_k \cdot (0.5 \cdot C_6 - r_1)^2 \cdot 10^{-9}}{6}$$

де  $r_1 = 0.5(d_{\text{ш.ш.}} + 2t_b) = 46$  мм - внутрішній радіус кривошипної головки шатуну

$$W_{\text{из}} = \frac{l_k \cdot (0.5 \cdot C_6 - r_1)^2 \cdot 10^{-9}}{6} = \frac{70 \cdot (0.5 \cdot 120 - 46)^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 2.287 \times 10^{-6}$$

Моменти інерції вкладиша та кришки, в м<sup>4</sup>

$$J_B = I_K \cdot t_B^3 \cdot 10^{-12} = 70 \cdot 3.0^3 \cdot 10^{-12} = 1.89 \times 10^{-9}$$

Моменти інерції вкладиша та кришки, в м<sup>4</sup>

$$J = I_K \cdot (0.5C_6 - r_1)^3 \cdot 10^{-12} = 70 \cdot (0.5 \cdot 120 - 46)^3 \cdot 10^{-12} = 1.921 \times 10^{-7}$$

Напруження згину кришки та вкладиша, в МПа

$$\sigma_{из} = -P_{jр} \cdot \left[ \frac{0.023(C_6 \cdot 10^{-3})}{\left(1 + \frac{J_B}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0.4}{F_{ГВ}} \right]$$

$$\text{де } F_{ГВ} = I_K \cdot 0.5 \cdot (C_6 - d_{ш.ш.}) \cdot 10^{-6} = 0.00119 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{из} = -P_{jр} \cdot \left[ \frac{0.023(C_6 \cdot 10^{-3})}{\left(1 + \frac{J_B}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0.4}{F_{ГВ}} \right] = 32.922$$

### 3.1.2.3 Розрахунок стрижня шатуна

Початкові дані для розрахунку:

Сумарна сила, яка стискає головку

$$P_{с.ж} = 0.0153 \text{ МН}$$

Кут повороту колінчастого валу

$$\varphi = 390^\circ$$

Розтягуюча сила

$$P_p = -0.0205 \text{ МН}$$

Кут повороту колінчастого валу

$$\varphi_0 = 0^\circ$$

Довжина шатуна

$$L_{ш} = 320 \text{ мм}$$

З таблиці 13.5 [5, ст. 319] приймаємо:

$$h_{\text{ш}} = 48 \text{ мм}$$

$$b_{\text{ш}} = 36 \text{ мм}$$

$$a_{\text{ш}} = 6 \text{ мм}$$

$$t_{\text{ш}} = 5 \text{ мм}$$

З розрахунків поршневої та кривошипної головок:

$$d = 86 \text{ мм}$$

$$d_1 = 90 \text{ мм}$$

Характеристика міцності матеріалу шатуна - Сталь 40Х

Розрахунок параметрів стійкості двотаврового перетину стрижня шатуна будемо здійснювати згідно наступної розрахункової схеми:

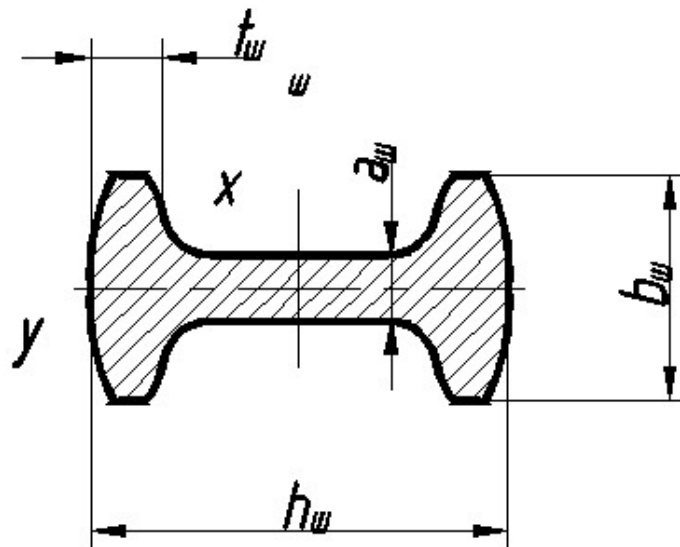


Рисунок 3.3 - Розрахункова схема двотаврового перетину стрижня шатуна

Площа розрахункового двотаврового перетину В-В, в мм<sup>2</sup>

$$F_{\text{ср.2T}} = h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}}) = 588$$

Моменти інерції розрахункового двотаврового перетину В-В

- в горизонтальній площині, в м<sup>4</sup>

$$J_{x.2T} = \frac{\left[ b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3 - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}})^3 \right] \cdot 10^{-12}}{12} = 1.946 \times 10^{-7}$$

- у вертикальній площині, в м<sup>4</sup>

$$J_{y.2T} = \frac{\left[ h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 - (h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}}) \cdot (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})^3 \right] \cdot 10^{-12}}{12} = 1.011 \times 10^{-7}$$

Середня площа розрахункового перетину стрижня шатуна, в мм<sup>2</sup>

$$F_{\text{ср.п}} = F_{\text{ср.2T}} = 588 = 588$$

Опосередковані моменти інерції стрижня шатуна

- в горизонтальній площині, в м<sup>4</sup>

$$J_x = J_{x.2T} = 1.946 \times 10^{-7} = 1.946 \times 10^{-7}$$

- у вертикальній площині, в м<sup>4</sup>

$$J_y = J_{y.2T} = 1.011 \times 10^{-7} = 1.011 \times 10^{-7}$$

Максимальні напруження від стискаючої сили, в МПа

- в площині гойдання шатуна

$$\sigma_{\text{maxx}} = \frac{K_x \cdot P_{\text{с.ж}}}{F_{\text{ср.п}}}$$

$$\text{де } K_x = \left[ 1 + \frac{\sigma_{\text{в}}}{\pi^2 \cdot E_{\text{ш}}} \cdot \frac{(L_{\text{ш}}^2) \cdot 10^{-6}}{J_x} \cdot F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6} \right] = 1.145$$

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x \cdot P_{\text{с.ж}}}{F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6}} = \frac{1.145 \cdot 0.015}{588 \cdot 10^{-6}} = 29.803$$

в площині, перпендикулярній до площини гойдання шатуна, в МПа

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср}}}$$

$$\text{де } L_1 = L_{\text{ш}} - \frac{(d + d_1)}{2} = 320 - \frac{86 + 90}{2} = 232$$

$$K_y = \left( 1 + \frac{\sigma_{\text{в}}}{\pi^2 \cdot E_{\text{ш}}} \cdot \frac{L_1^2 \cdot 10^{-6}}{4J_x} \cdot F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6} \right) = 1.019$$

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср.п}}} = \frac{1.019 \cdot 1.505 \times 10^5}{588} = 260.826$$

Мінімальне напруження від розтягуючої сили, в МПа

$$\sigma_{\min 1} = \frac{P_{\text{р}}}{F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6}} = \frac{-0.021}{588 \cdot 10^{-6}} = -34.864$$

Середнє напруження і амплітуда циклу, в МПа

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{(\sigma_{\max x} - \sigma_{\min})}{2} = \frac{29.803 - 49.716}{2} = -9.957$$

$$\sigma_{\text{my}} = \frac{(\sigma_{\max y} - \sigma_{\min})}{2} = \frac{260.826 - 49.716}{2} = 105.555$$

$$\sigma_{\text{ax}} = \frac{(\sigma_{\max x} + \sigma_{\min})}{2} = \frac{29.803 + 49.716}{2} = 39.759$$

$$\sigma_{\text{ay}} = \frac{(\sigma_{\max y} + \sigma_{\min})}{2} = \frac{260.826 + 49.716}{2} = 155.271$$

$$\sigma_{акх} = \frac{\sigma_{ах} \cdot k_{\sigma}}{(\varepsilon_{м1} \cdot \varepsilon_{п1})}$$

де  $\varepsilon_{м1} = 0.8$  - масштабний коефіцієнт;

$\varepsilon_{п1} = 1.3$  - коефіцієнт поверхневої чутливості

$$\sigma_{акх} = \frac{\sigma_{ах} \cdot k_{\sigma}}{(\varepsilon_{м1} \cdot \varepsilon_{п1})} = \frac{39.759 \cdot 1.312}{0.8 \cdot 1.3} = 50.143$$

$$\sigma_{аку} = \frac{\sigma_{ау} \cdot k_{\sigma}}{(\varepsilon_{м1} \cdot \varepsilon_{п1})} = \frac{155.271 \cdot 1.312}{0.8 \cdot 1.3} = 195.82$$

Так як  $\sigma_{акх\_мх} = \frac{\sigma_{акх}}{\sigma_{мх}} = -5 > \frac{(\beta_{\sigma p} - \alpha_{\sigma pc})}{(1 - \beta_{\sigma p})} = 0.328$  та

$$\sigma_{аку\_мх} = \frac{\sigma_{аку}}{\sigma_{му}} = 1.9 > 0.328, \text{ то запаси міцності в перетині В-В}$$

визначаємо за межею втомності:

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{_1p}}{\sigma_{акх} + \alpha_{\sigma pc} \cdot \sigma_{мх}} = \frac{300}{50.143 + 0.17 \cdot -9.957} = 6.192$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{_1p}}{\sigma_{аку} + \alpha_{\sigma pc} \cdot \sigma_{му}} = \frac{300}{195.82 + 0.17 \cdot 105.555} = 1.403$$

### 3.2 Розробка конструкції каналу подачі мастила для охолодження поршня.

#### 3.2.1 Проблеми, пов'язані з теплонапруженим станом поршня

Форсування двигуна супроводжується підвищенням температури днища поршня та зростанням його теплової напруженості. Унаслідок цього відбувається істотне зниження міцності матеріалу поршня, погіршуються умови мащення, а у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням додатково зростає небезпека виникнення детонаційного згоряння. Разом із тим покращення процесу згоряння за рахунок підвищення температури днища поршня до певного допустимого рівня сприяє випалюванню відкладень продуктів неповного згоряння палива та мастила.

На теперішній час для охолодження поршнів дизельних двигунів із помірним ступенем форсування, а також для високофорсованих бензинових двигунів, широке застосування отримало струминне охолодження. При цьому спосіб передбачає подачу струменя мастила з форсунки, закріпленої в картері двигуна, який омиває внутрішню поверхню поршня. Значне поширення даного методу пояснюється його високою ефективністю, а також конструктивною простотою реалізації.

На відміну від струминного, спосіб охолодження шляхом розбризкування полягає у формуванні крапель мастила, що розбризкуються під час обертання та швидкого занурення деталей обертально-рухомих мас шатунно-поршневої групи у піддон з мастилом. У результаті нагрівання мастила та зниження його в'язкості у картері двигуна утворюється так званий «масляний туман», який являє собою сукупність найдрібніших крапель мастила. Ці краплі, хаотично переміщуючись у внутрішньому об'ємі картера, довільно осідають на контактні поверхні деталей двигуна, у тому числі частково на внутрішню поверхню юбки поршня.

Зазначений спосіб охолодження відрізняється простотою реалізації та достатньою ефективністю, однак процес осідання частинок мастила має випадковий характер. У зв'язку з цим не забезпечується гарантоване утворення рівномірної та стабільної масляної плівки на поверхнях деталей, що знижує надійність мащення і тепловідведення.

Для високофорсованих дизельних двигунів застосовується галерейне охолодження поршнів, при якому відбувається циркуляція та інтенсивне збовтування мастила у внутрішній кільцевій порожнині поршня. Даний метод характеризується підвищеною ефективністю відведення теплоти, проте супроводжується ускладненням конструкції поршня та зростанням його вартості.

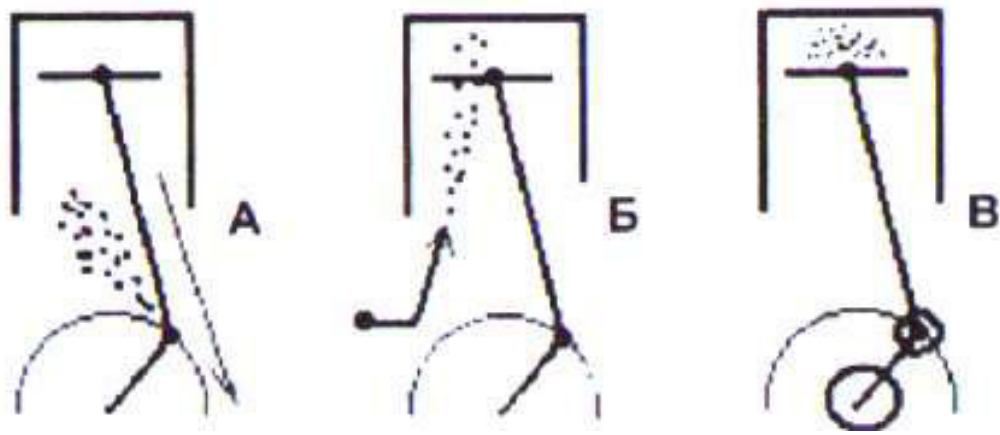


Рис. 3.4 – Схеми охолодження поршня мастилом.

А - охолодження розбризкуванням, Б - охолодження за допомогою масляної форсунки і В - масляне охолодження шляхом циркуляції масла або шляхом збовтування масла в порожнинах поршня.

Слід зазначити, що для транспортних двигунів на теперішній час відсутні повноцінні альтернативи струминному охолодженню поршнів. З урахуванням постійної тенденції до форсування двигунів внутрішнього згоряння, питання інтенсифікації теплообміну в даному випадку набуває особливої актуальності та зумовлює необхідність пошуку резервів підвищення ефективності цього способу охолодження поршня.

Процес теплообміну між мастилом та охолоджуваною поверхнею поршня при струминному охолодженні на сьогодні залишається недостатньо дослідженим. Це обумовлено яскраво вираженою нестационарністю та локальним характером параметрів теплообміну, а також їх суттєвою залежністю від режимів роботи двигуна, конструктивних особливостей поршня та форсунки. Існуючі методики розрахунку процесу теплообміну між поршнем і охолоджувальним мастилом, як

правило, мають емпіричний характер, а сфера їх застосування обмежується умовами, за яких були отримані відповідні експериментальні залежності.

У зв'язку зі складністю гідродинамічних явищ, що виникають під час струминного охолодження поршня, урахування найбільш значущих факторів, які впливають на точність опису цих процесів, можливе переважно шляхом проведення чисельних або натурних експериментальних досліджень.

Таким чином, застосування методів математичного моделювання теплового та напружено-деформованого стану деталей двигуна є ефективним інструментом, що сприяє суттєвій економії часових і інтелектуальних ресурсів на етапах проектування та доведення двигунів внутрішнього згоряння.

### 3.2.2 Розробка конструкції каналу для охолодження поршня

Проаналізувавши наведені вище схеми охолодження поршнів, а також їх основні переваги та недоліки, було прийнято рішення застосувати альтернативний конструктивний підхід до вирішення зазначеної проблеми.

У даному проєкті пропонується використання окремого незалежного трубчастого знімного каналу подачі мастила для охолодження поршня. Канал виконаний у вигляді довгої тонкостінної трубки круглого поперечного перерізу, оснащеної елементами кріплення та штуцером для під'єднання до отвору підведення мастила. Запропонований портативний канал охолодження закріплюється на шатуні в його нижній частині, що належить до нижньої кришки шатуна.

Для під'єднання трубки охолодження у тілі шатуна передбачається виконання технологічного різбового отвору. Свердління даного отвору здійснюється під кутом до центральної осі шатуна з подальшим виходом до каналу підведення мастила, розташованого в зоні шатунної шийки колінчастого вала.

Виконання свердлильних і різбонарізувальних операцій неминуче призводить до утворення гострої кромки на зовнішній поверхні нижньої кришки шатуна. Наявність такої кромки може порушити умови щільного прилягання

вкладиша та, як наслідок, спричинити його провертання, що є недопустимим з точки зору надійності роботи двигуна. У зв'язку з цим технологічний процес виготовлення отвору підведення мастила повинен обов'язково завершуватися обробкою та видаленням гострих кромek на зовнішній поверхні нижньої кришки шатуна.

Перевагою запропонованої конструкції є її знімний характер, що дозволяє встановлювати канал на шатуні з метою змащування та охолодження у випадках необхідності оперативного форсування двигуна з мінімальними витратами матеріальних і трудових ресурсів. Запропоноване рішення забезпечує локальне покращення умов омивання внутрішньої поверхні поршня мастилом, а отже, підвищує інтенсивність процесів тепловідведення. У разі демонтажу каналу отвір підведення мастила закривається гужоном.

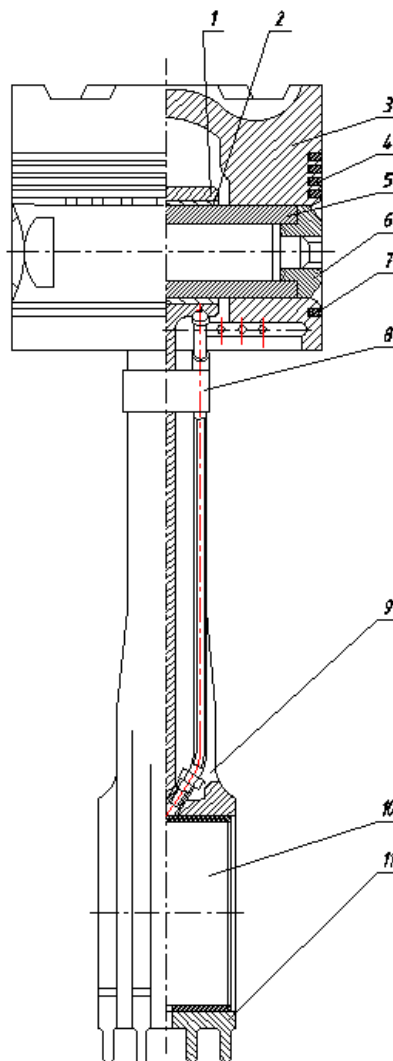


Рис. 3.5 – Схема охолодження поршня з пропонуваним рішенням

### 3.2.3 Розрахунок параметрів трубчастого каналу для змащення поршня.

Початкові дані для розрахунку:

$d_B = 0.004$  м - внутрішній діаметр трубки підводу мастила;

$t_M = 80$  °C - робоча температура мастила;

$p_M = 400000$  Па - робочий тиск мастила в системі мащення;

$\rho_{20} = 911$  кг/м<sup>3</sup> - робоча тиск мастила в системі мащення;

$\alpha_{tM} = 0.000677$  1/° - поправочний коефіцієнт по густині мастила;

$\mu = 0.85$  - коефіцієнт витрати через орошувальний отвір;

$\Delta\tau = 0.001$  с - час відкритого положення каналу, або час вприскування;

$p_0 = 101300$  Па - тиск середовища;

$i = 6$  - кількість циліндрів двигуна;

Визначимо площу прохідного отвору трубчастого каналу, в м<sup>2</sup>

$$f_{M.K} = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot (4 \times 10^{-3})^2}{4} = 1.257 \times 10^{-5}$$

Визначимо робочу густину мастила по формулі Менделєєва, в кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_M = \rho_{20} - \alpha_{tM} \cdot (t_M - 20) = 911 - 6.77 \times 10^{-4} \cdot (80 - 20) = 910.959$$

Визначимо швидкість руху мастила в каналі, в м/с

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_M - p_0)}{\rho_M}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (4 \times 10^5 - 1.013 \times 10^5)}{910.959}} = 25.608$$

Визначимо об'ємну секундну витрату мастила, в м<sup>3</sup>/с

$$Q = w \cdot f_{M.K} \cdot \Delta\tau = 25.608 \cdot 1.257 \times 10^{-5} \cdot 1 \times 10^{-3} = 3.218 \times 10^{-7}$$

що за годину роботи буде складати, м<sup>3</sup>/год

$$Q_{\Gamma} = Q \cdot 3600 = 3.218 \times 10^{-7} \cdot 3.6 \times 10^3 = 1.158 \times 10^{-3}$$

а з урахуванням загальної кількості циліндрів, м<sup>3</sup>/год

$$Q_{\Gamma\Sigma} = Q_{\Gamma} \cdot i = 1.158 \times 10^{-3} \cdot 6 = 6.951 \times 10^{-3}$$

Визначимо масову секундну витрату мастила, в кг/с

$$G = \mu \cdot \rho_M \cdot w \cdot f_{M.K} \cdot \Delta\tau = 0.85 \cdot 910.959 \cdot 25.608 \cdot 1.257 \times 10^{-5} \cdot 1 \times 10^{-3} = 2.492 \times 10^{-4}$$

що за годину роботи буде складати, кг/год

$$G_{\Gamma} = G \cdot 3600 = 2.492 \times 10^{-4} \cdot 3.6 \times 10^3 = 0.897$$

а з урахуванням загальної кількості циліндрів, кг/год

$$G_{\Gamma\Sigma} = G_{\Gamma} \cdot i = 0.897 \cdot 6 = 5.382$$

### 3.3 Висновки по розділу

У даному розділі розглянуто та проаналізовано конструкцію шатуна дизельного двигуна, а також проблеми, пов'язані з теплонапруженим станом поршня в умовах форсування двигуна. Виконано аналіз існуючих способів охолодження поршнів, зокрема струминного, розбризкувального та галерейного, визначено їх переваги та недоліки з точки зору ефективності тепловідведення, конструктивної складності та впливу на надійність роботи двигуна.

На підставі проведеного аналізу запропоновано конструктивне рішення щодо впровадження окремого незалежного знімного каналу подачі мастила для охолодження поршня, який встановлюється на шатуні в зоні нижньої головки. Обґрунтовано вибір конструктивної схеми каналу, визначено особливості його кріплення та підключення до системи підведення мастила, а також розглянуто технологічні аспекти виготовлення отвору під підвід мастила з урахуванням вимог до надійності роботи підшипників ковзання.

Оцінено вплив запропонованого конструктивного рішення на умови мащення та тепловий стан деталей шатунно-поршневої групи. Показано, що застосування знімного каналу подачі мастила забезпечує локальне покращення умов охолодження внутрішньої поверхні поршня, сприяє зниженню теплової та механічної напруженості деталей і створює передумови для підвищення надійності роботи двигуна без суттєвого ускладнення його конструкції.

Запропоновані конструкторські рішення можуть бути реалізовані з мінімальними матеріальними та трудовими витратами і дозволяють оперативно адаптувати двигун до підвищених навантажень. Отримані результати підтверджують доцільність обраного напрямку удосконалення та можуть бути використані в подальших розрахунках і дослідженнях у спеціальній частині кваліфікаційної роботи.

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

### 4.1 Захист навколишнього середовища.

#### 4.1.1 Забруднення навколишнього середовища внаслідок експлуатації дизеля.

Експлуатація дизельних двигунів супроводжується викидом відпрацьованих газів (ВГ), до складу яких входить значна кількість хімічних сполук, що справляють різний за характером і ступенем вплив на організм людини та навколишнє природне середовище. Склад і концентрація цих компонентів визначаються режимами роботи двигуна, якістю палива, технічним станом систем живлення та згоряння, а також рівнем його форсування. За характером впливу на організм людини та біосферу в цілому компоненти, що містяться у відпрацьованих газах дизельних двигунів, умовно поділяються на шість основних груп.

До I групи належать речовини, які не справляють суттєвого шкідливого впливу на організм людини і навколишнє середовище. До цієї групи відносяться азот ( $N_2$ ), кисень ( $O_2$ ), водень ( $H_2$ ), водяна пара ( $H_2O$ ), а також вуглекислий газ ( $CO_2$ ). Незважаючи на те, що  $CO_2$  безпосередньо не є токсичною речовиною, його накопичення в атмосфері розглядається як один із чинників глобальних кліматичних змін, що обумовлює необхідність контролю рівня його викидів.

До II групи належить оксид вуглецю (CO), відомий також як чадний газ. Ця сполука є високотоксичною, оскільки має здатність зв'язуватися з гемоглобіном крові, перешкоджаючи транспортуванню кисню до тканин організму. Підвищена концентрація CO у повітрі становить серйозну небезпеку для здоров'я людини, особливо у закритих або слабо вентильованих приміщеннях.

III групу становлять оксиди азоту ( $NO_x$ ), які утворюються в процесі згоряння палива за високих температур і тисків. Дані сполуки мають виражений токсичний вплив, сприяють утворенню фотохімічного смогу та кислотних дощів, а також негативно впливають на дихальну систему людини і рослинний покрив.

До IV групи відносяться вуглеводні, переважно сполуки типу  $C_nH_m$ , які є представниками різних гомологічних рядів, зокрема алкани, алкени, алкадієни, циклічні та ароматичні сполуки. Частина з цих речовин має канцерогенні властивості та здатна накопичуватися в організмі людини, що підвищує ризик розвитку онкологічних захворювань.

V групу становлять альдегіди, які утворюються внаслідок неповного згоряння палива. Дані сполуки характеризуються високою хімічною активністю, подразнювальною дією на слизові оболонки та негативним впливом на органи дихання.

До VI групи належить сажа, що являє собою тверді частинки продуктів неповного згоряння палива. Частинки сажі здатні проникати глибоко у легені людини, а також адсорбувати на своїй поверхні токсичні та канцерогенні речовини, що суттєво підвищує їх небезпеку для здоров'я та довкілля.

Відповідно відпрацьовані гази дизельних двигунів є одним із джерел антропогенного забруднення навколишнього середовища, що зумовлює необхідність впровадження технічних і організаційних заходів, спрямованих на зниження рівня шкідливих викидів та підвищення екологічної безпеки двигунів.

4.1.2 Заходи щодо зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище досягається насамперед шляхом цілеспрямованого впливу на процеси, що відбуваються безпосередньо у циліндрі двигуна під час згоряння палива. Саме умови сумішоутворення, згоряння та тепловідведення визначають склад і концентрацію шкідливих компонентів у відпрацьованих газах. Покращення екологічних показників дизеля можливе за рахунок реалізації комплексу конструктивних, регулювальних і експлуатаційних заходів, основними з яких є:

а) Регулювання кута випередження подачі палива.

Оптимізація кута випередження подачі палива дозволяє забезпечити більш повне та стабільне згоряння паливно-повітряної суміші. Надмірне випередження подачі палива призводить до зростання пікових температур у циліндрі та, як наслідок, інтенсивного утворення оксидів азоту. У той же час запізнення подачі палива погіршує умови згоряння і сприяє збільшенню викидів оксиду вуглецю та вуглеводнів. Тому вибір оптимального кута впорскування є важливим чинником зниження токсичності відпрацьованих газів.

б) Удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля.

Рациональна організація робочого циклу, включаючи оптимізацію процесів сумішоутворення, згоряння та тепловідведення, сприяє зменшенню утворення продуктів неповного згоряння палива. Підвищення рівномірності розподілу палива у циліндрі та стабілізація температурного режиму дозволяють знизити вміст сажі, вуглеводнів та альдегідів у відпрацьованих газах.

в) Забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів.

Застосування системи рециркуляції відпрацьованих газів дозволяє зменшити концентрацію кисню в робочій суміші та знизити максимальну температуру згоряння. Це, у свою чергу, сприяє суттєвому скороченню утворення оксидів азоту, які є одними з найбільш небезпечних компонентів відпрацьованих газів дизелів.

г) Застосування високоякісних палив та присадок до них. Використання палив із стабільними фізико-хімічними властивостями та низьким вмістом сірки сприяє покращенню процесу згоряння і зниженню токсичності відпрацьованих газів. Застосування спеціальних присадок дозволяє підвищити цетанове число палива, зменшити утворення нагару, сажі та продуктів неповного згоряння, а також поліпшити змащувальні властивості палива.

д) Забезпечення нейтралізації відпрацьованих газів дизельного двигуна. Застосування систем нейтралізації відпрацьованих газів, таких як окиснювальні каталізатори та фільтри твердих частинок, дозволяє істотно знизити вміст оксиду вуглецю, вуглеводнів та сажі у відпрацьованих газах. Використання цих систем є актуальним для стаціонарних дизелів, що тривало працюють у межах населених пунктів.

#### 4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 260$  кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.201$  кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$  - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.85$  - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$  кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.201 \cdot 260 \cdot 1.85 \cdot 14.45 = 1397.04$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{1397.04}{3600} \cdot \left( 1 + \frac{1}{1.85 \cdot 14.45} \right) = 0.403$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де  $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$  кг/м<sup>3</sup> - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 770$  К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{770}{273}} = 0.343$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м<sup>3</sup>/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.403}{0.343} = 1.174$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.201 \cdot 22.6 = 4.543$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.543 \cdot 260}{3600} = 0.328$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.201 \cdot 40.9 = 8.221$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.221 \cdot 260}{3600} = 0.594$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.201 \cdot 10.5 = 2.111$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.111 \cdot 260}{3.6 \times 10^3} = 0.152$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,  
в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.201 \cdot 5.6 = 1.126$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.126 \cdot 260}{3.6 \times 10^3} = 0.081$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.201 \cdot 7.6 = 1.528$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.528 \cdot 260}{3.6 \times 10^3} = 0.11$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.328 \\ 0.594 \\ 0.152 \\ 0.081 \\ 0.11 \end{pmatrix} = 1.266$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %  
- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.328}{1.266} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.594}{1.266} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.152}{1.266} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.11}{1.266} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.081}{1.266} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{T.K} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_C \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

## 4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

### 4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

Під час роботи дизельного двигуна внутрішнього згоряння, а також систем і механізмів, що забезпечують його функціонування та обслуговування, на персонал можуть впливати різноманітні небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Ці фактори здатні негативно впливати на здоров'я та безпеку обслуговуючого персоналу, а за певних умов створювати безпосередню загрозу життю.

До основних небезпечних і шкідливих виробничих факторів належать такі:

#### 1) Пари палива та мастильних матеріалів.

Пари дизельного палива та мастильних матеріалів утворюються внаслідок випаровування, витоків або під час виконання робіт з технічного обслуговування двигуна.

Проникаючи в організм людини через дихальні шляхи, вони мають подразнювальну дію на слизові оболонки та можуть призводити до виникнення гострих або хронічних захворювань органів дихання, а також негативно впливати на центральну нервову систему при тривалому впливі.

#### 2) Пожежна безпека.

Пожежна безпека при експлуатації дизеля зумовлена наявністю легкозаймистих та горючих речовин, а також джерел займання. Основними причинами виникнення пожеж є несправність електрообладнання, самозаймання промасленого ганчір'я, несправність запірної арматури, знос або корозія елементів паливної апаратури, використання відкритого вогню, а також порушення вимог пожежної безпеки при роботі з паливно-мастильними матеріалами.

Крім того, висока температура відкритих та нагрітих поверхонь двигуна може спричинити термічні опіки при безпосередньому контакті з ними.

#### 3) Електробезпека.

Основну небезпеку для обслуговуючого персоналу при роботі з дизельними силовими установками становить наявність електричного струму, який живить основне та допоміжне обладнання.

Порушення ізоляції електропроводки, несправність електроприладів або недотримання правил електробезпеки можуть призвести до ураження електричним струмом, що становить серйозну загрозу для життя та здоров'я людини.

#### 4) Якість освітлення робочої зони.

Важливу роль у забезпеченні безпечних умов праці відіграє система освітлення. Недостатнє або нерівномірне освітлення робочого місця погіршує зорове сприйняття, сприяє швидкій втомі та підвищує ймовірність виникнення помилок і травматизму під час виконання робіт з обслуговування дизеля.

Тому система освітлення повинна забезпечувати нормативний рівень освітленості відповідно до характеру виконуваних робіт.

#### 5) Ефективність системи вентиляції.

У разі порушення герметичності з'єднань деталей двигуна або систем випуску відпрацьованих газів у приміщенні моторного відділення можуть накопичуватися токсичні сполуки, зокрема оксид вуглецю та інші шкідливі компоненти. Недостатня ефективність вентиляції призводить до погіршення якості повітря робочої зони та підвищує ризик отруєння персоналу.

#### 6) Шум та вібрація.

Робота дизельного двигуна супроводжується значним рівнем шуму, який негативно впливає на працездатність та самопочуття персоналу.

Тривалий вплив шуму високої інтенсивності призводить до втоми слухового апарату, зниження концентрації уваги та може спричиняти професійні захворювання органів слуху.

Вібрація виникає внаслідок динамічної невідновленості мас двигуна та його рухомих частин. Вона негативно впливає на організм людини, викликаючи порушення кровообігу, спазми судин і функціональні розлади опорно-рухового апарату при тривалому впливі.

#### 4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

|                 |     |     |     |     |      |      |      |      |
|-----------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| b, Гц           | 63  | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| $\alpha_o$ , Дб | 103 | 96  | 91  | 88  | 85   | 83   | 81   | 80   |

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де  $n_H = 1500 \text{ хв}^{-1}$  - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$  - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 260 \text{ кВт}$  - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(1.5 \times 10^3 + 260^{0.55}) = 31.822$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.5 \times 10^3}{1.5 \times 10^3}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 31.822 + 0 = 85.822$$

#### 4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

| Напрямок нормування вібрації | Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 <sup>-2</sup> ),<br>логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ) |         |         |          |          |          |          |
|------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|---------|----------|----------|----------|----------|
|                              | 1                                                                                                                             | 2       | 4       | 8        | 15       | 31,5     | 63       |
| вертикаль                    | 20/132                                                                                                                        | 7,1/123 | 2,5/114 | 1,3/108  | 1,1/107  | 1,1/107  | 1,1/107  |
| горизонталь                  | -                                                                                                                             | 3,5/117 | 1,3/108 | 0,63/102 | 0,56/101 | 0,56/101 | 0,56/101 |

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left( \frac{a}{c} + b \right)$$

де  $m = 1050$  кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{1.5 \times 10^3}{60} = 25 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left( \frac{1 + P_e}{m} \right) = 1.5 \times 10^3 \cdot 260^{0.55} \cdot \frac{1 + 260}{1.05 \times 10^3} = 7.939 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left( \frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left( \frac{1.5 \times 10^3}{1.5 \times 10^3} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left( \frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left( \frac{1}{1.5 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{1.05 \times 10^3}{260} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left( \frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left( \frac{7.939 \times 10^3}{1} + 0 \right) = 82.998$$

### 4.3 Висновки по розділу

У даному розділі проекту розглянуто питання впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище та умови праці обслуговуючого персоналу. Проаналізовано основні джерела забруднення атмосфери, що виникають у процесі експлуатації дизеля, а також класифіковано шкідливі компоненти відпрацьованих газів за характером їх впливу на організм людини та біосферу.

Розглянуто комплекс заходів, спрямованих на зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище, зокрема шляхом оптимізації процесів згоряння в циліндрах, регулювання параметрів паливоподачі, застосування систем рециркуляції відпрацьованих газів, використання високоякісних палив і присадок, а також впровадження систем нейтралізації відпрацьованих газів.

У підрозділі з охорони праці виконано аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що діють на персонал при експлуатації та обслуговуванні дизеля. Визначено основні фактори ризику, серед яких пари палива та мастильних матеріалів, пожежна та електрична небезпека, недостатня якість освітлення, неефективна вентиляція, а також підвищені рівні шуму та вібрації.

Крім теоретичного аналізу, у розділі виконано розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів, що дозволило кількісно оцінити екологічний вплив дизельного двигуна та порівняти отримані значення з нормативними вимогами. Також проведено розрахунок рівнів шуму та вібрації, за результатами якого встановлено їх відповідність або відхилення від допустимих санітарно-гігієнічних норм, що є підставою для обґрунтування необхідності застосування технічних і організаційних заходів захисту персоналу.

Узагальнення результатів аналізу та виконаних розрахунків свідчить про те, що впровадження запропонованих технічних і організаційних рішень дозволяє зменшити негативний вплив дизельного двигуна на навколишнє середовище, підвищити рівень екологічної безпеки та забезпечити безпечні й комфортні умови праці обслуговуючого персоналу.

## ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 260 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 15/18 за рахунок вдосконалення конструкції шатуна.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

У першому розділі визначено призначення та умови експлуатації проєктованого дизельного двигуна. Розглянуто конструктивні особливості двигуна-прототипу, проаналізовано будову та принцип дії його систем і механізмів.

У другому розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проєктованого двигуна, на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також розраховано складові зовнішнього теплового балансу.

У третьому розділі розглянуто проблеми, пов'язані з теплонапруженим станом поршня при форсуванні двигуна. Проаналізовано існуючі способи охолодження поршнів та обґрунтовано доцільність застосування струминного охолодження для бензинових двигунів. Запропоновано конструкцію знімного трубчастого каналу подачі мастила для інтенсифікації охолодження поршня, що дозволяє локально покращити умови теплообміну. Визначено витратні та геометричні параметри каналу подачі мастила.

У четвертому розділі виконано аналіз впливу проєктованого дизельного двигуна на навколишнє середовище. Проведено розрахунок кількісних показників токсичних викидів. Проаналізовано небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що впливають на персонал при обслуговуванні двигуна. Виконано розрахунок рівнів шуму та вібрації, на основі чого запропоновано заходи щодо зниження їх негативного впливу та забезпечення безпечних умов праці.

У графічній частині кваліфікаційної роботи наведено розроблені конструктивні та розрахункові рішення, що ілюструють основні результати виконаної роботи.

## 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. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждабаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
3. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. Гідравліка. Підручник. - 2015. – 546 с.; 264 іл.
- 4.S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets., Mathematical Modelling of Emissions of Toxic Components of a Medium Speed Diesel Engine when Operating on Soybean Oil. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p., pp. 921-927, ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online)
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. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. - Одеса, 2022. - 86 с.
7. Система стандартів безпеки праці