

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**

Машинобудівний ін-т, Транспортний ф-т

(повне найменування інституту, факультету)

Двигуни внутрішнього згорання

(повне найменування кафедри )

## Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему Оптимізація системи газорозподілу двигуна MeM3-307 для приводу човна

Виконав: студент(ка) 2\_\_ курсу, групи Т-419м

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування  
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Перец О.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник д.т.н., професор Г.І. Слинько

(прізвище та ініціали)

Рецензент Мозговий А.Н.

(прізвище та ініціали)

## Форма № 25

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**  
 (повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний, Транспортний  
 Кафедра Двигуни внутрішнього згорання  
 Ступінь вищої освіти магістр  
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування  
 (код і найменування)  
 Освітня програма (спеціалізація) Двигуни внутрішнього згорання  
 (назва освітньої програми (спеціалізації))

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ  
Смирнов Г. І.  
 « 10 » 12 2020 року

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)**

Перець Олександр Олександрович  
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Оптимізація системи газорозподілу двигуна МеМЗ-307 для приводу човна

керівник проєкту (роботи) Слинько Г. І. д.т.н., професор  
 ( прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 30 » 11 20 20 року № 362

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) \_\_\_\_\_

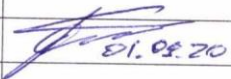
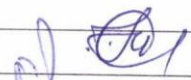
3. Вихідні дані до проєкту (роботи) 4-тактний, 4-циліндровий бензиновий двигун МеМЗ-307

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналіз існуючих бензинових двигунів, методи дослідження та обладнання; дослідження ефективності роботи МеМЗ-307; Економічне обґрунтування; Охорона праці і безпека в надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Двигун МеМЗ-307; розподільний вал двигуна, пружина клапану

## 6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта          | Підпис, дата                                                                        |                                                                                     |
|--------|----------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|        |                                                    | завдання видав                                                                      | пр. вик зав                                                                         |
| 1-3    | Скитово Г.І. зав. кафедр, д.т.н. проф. кафедра ДВЗ |  | 01.09.20 10.12                                                                      |
| 4      | Левченко Н.М. д.т.н. доц. каф. крм. маш. ПТБ       |  |                                                                                     |
| 5      | Лазуткін М.І. к.т.н. доц. кафедр. ОПіНС            |  |                                                                                     |
|        | Скитово В.В. ст. вик. кафедра ДВЗ                  | 10.12.20                                                                            |  |
|        |                                                    |                                                                                     |                                                                                     |
|        |                                                    |                                                                                     |                                                                                     |

7. Дата видачі завдання « 01. » 09 2020 року.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проєкту (роботи)         | Строк виконання етапів проєкту (роботи) | Примітка |
|-------|--------------------------------------------------|-----------------------------------------|----------|
| 1     | Вступ                                            | 05.09.20                                |          |
| 2     | Аналіз існуючих бензинових двигунів              | 15.09.20                                |          |
| 3     | Методи досліджень та обладнання                  | 20.09.20                                |          |
| 4     | Дослідження ефективності роботи двигуна МеМЗ-307 | 25.09.20                                |          |
| 5     | Тепловий розрахунок двигуна МеМЗ-307             | 30.09.20                                |          |
| 6     | Динамічний розрахунок двигуна МеМЗ-307           | 05.10.20                                |          |
| 7     | Розрахунок фаз газорозподілу двигуна МеМЗ-307    | 10.10.20                                |          |
| 8     | Розрахунок пружини клапану                       | 15.10.20                                |          |
| 9     | Розрахунок поршневого кільця                     | 25.10.20                                |          |
| 10    | Розрахунок розподільного валу                    | 30.10.20                                |          |
| 11    | Економічне обґрунтування роботи                  | 05.11.20                                |          |
| 12    | Охорона праці і безпека в надзв. ситуац.         | 10.11.20                                |          |
| 13    | Розробка креслень                                | 15.11.20                                |          |
| 14    | Оформлення МР, нормаконтроль                     | 04.12.20                                |          |
| 15    | Подання роботи до захисту                        | 10.12.20                                |          |

Студент(ка)

  
(підпис)

  
(прізвище та ініціал)

Керівник проєкту (роботи)

  
(підпис)

  
(прізвище та ініціал)

## РЕФЕРАТ

ПЗ: 120 с., 18 табл., 14 рис., 2 дод., 26 джерел.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ІНЖЕКТОР, ФОРСУНКА, ПАЛИВО, ПОВІТРЯ, БЕНЗИН, РОБОЧИЙ ПРОЦЕС, ГАЗОРОЗПОДІЛЕННЯ, ЕФЕКТИВНІСТЬ.

Об'єкт дослідження – робочі процеси чотиритактного бензинового двигуна.

Предмет дослідження – вплив фаз газорозподілення чотиритактного бензинового двигуна на його ефективні показники.

Мета роботи – модернізація двигуна МеМЗ – 307 з метою встановлення його на човен.

Розглянуто режими роботи лодочного двигуна, виконано розрахунок фаз газорозподілу двигуна, розрахунок на міцність розподільного валу, пружини клапана, поршневого кільця та фаз газорозподілу.

Визначено економічний ефект модернізації двигуна для споживача 10,00 тис. грн., розроблені заходи з цивільної охорони та техніки безпеки при модернізації двигуна МеМЗ - 307 .

## ЗМІСТ

|                                                                               |     |
|-------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАК І СИМВОЛІВ                                          | 7   |
| ВСТУП                                                                         | 8   |
| 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ                                         | 9   |
| 1.1 Історія розвитку двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ),<br>основні її етапи | 9   |
| 1.2 Аналіз роботи бензинового чотиритактного ДВЗ                              | 18  |
| 1.3 Загальна будова і робота двигуна внутрішнього згорання                    | 20  |
| 1.4 Двигуни із змінним ступенем стиснення                                     | 24  |
| 2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБЛАДНАННЯ                                             | 31  |
| 2.1 Автомобільні двигуни на човнах                                            | 31  |
| 2.2 Опис програмного комплексу                                                | 35  |
| 2.3 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна                    | 36  |
| 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА МЕМЗ-307                            | 38  |
| 3.1 Тепловий розрахунок двигуна МеМЗ-307                                      | 38  |
| 3.2 Динамічний розрахунок двигуна МеМЗ - 307 номінальному режимі              | 49  |
| 3.3 Розрахунок фаз газорозподілу двигуна МеМЗ-307                             | 58  |
| 3.3.1 Розрахунок пружини клапану                                              | 79  |
| 3.3.2 Розрахунок поршневого кільця                                            | 84  |
| 3.3.3 Розрахунок розподільного валу                                           | 86  |
| 4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ                                             | 92  |
| 5 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ                            | 101 |
| 5.1 Аналіз потенційних небезпек                                               | 101 |
| 5.2 Заходи щодо забезпечення безпеки                                          | 102 |
| 5.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці             | 103 |
| 5.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки                                   | 110 |
| 5.5 Заходи безпеки у надзвичайних ситуаціях                                   | 111 |
| 5.6 Висновок до розділу охорона праці                                         | 111 |
| Висновки                                                                      |     |

Перелік джерел посилання

112

Додаток А - Протоколи розрахунку двигуна MeM3-307  
в програмі DVS2

Додаток Б - Протокол розрахунку двигуна MeM3-307  
в програмі Дизель - РК

## СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАКИ

|                   |                                                 |
|-------------------|-------------------------------------------------|
| ДВЗ               | – двигун внутрішнього згорання;                 |
| В.М.Т.            | – верхня мертва точка;                          |
| ККД               | – коефіцієнт корисної дії;                      |
| Н.М.Т.            | – нижня мертва точка;                           |
| П.К.В.            | – поворот колінчастого вала;                    |
| ПНВТ              | – паливний насос високого тиску;                |
| $N_e$ , кВт       | – ефективна потужність двигуна;                 |
| $M_{кр}$ , Н·м    | – крутний момент двигуна;                       |
| $g_e$ , г/кВт·год | – питома витрата палива двигуна;                |
| $G_T$ , кг/год    | – годинна витрата палива двигуна;               |
| A                 | – коефіцієнт надлишку повітря;                  |
| FSI               | - система багат шарового впорскування палива;   |
| GDI               | - система безпосереднього впорскування бензину; |
| MPI               | - система розподіленого впорскування палива;    |
| PDI               | - система безпосереднього впорскування          |
| п'єзофорсункою    |                                                 |

## ВСТУП

Двигуни внутрішнього згорання – різновид теплового двигуна, в якому паливна суміш згорає безпосередньо в робочій камері (всередині) двигуна. Відпрацьовані гази утворюють робоче тіло. Такий двигун є первинним, хімічним, і перетворює енергію згорання палива в механічну роботу. Існує велика кількість різноманітних двигунів з внутрішнім згоранням, що відрізняються призначенням, способом віддачі потужності, і іншими параметрами.

Назва "двигун внутрішнього згорання" в основному закріпилося за поршневими і комбінованими двигунами, найчастіше вказуючи саме на ці сімейства моторів.

У магістерській роботі виконано розрахунок двигуна MeMЗ – 307 з метою встановлення його на човен. Виконано розрахунки фаз газорозподілу, розрахунки на міцність поршневого компресійного кільця, пружини клапану та розподільного валу.

## 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ

### 1.1 Історія розвитку двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), основні її етапи

Перші спроби створення двигуна внутрішнього згорання відносяться до XVII сторіччя. Досліди Е. Торічеллі, Б. Паскаля й О. Геріке спонукали винахідників використовувати тиск повітря як рушійну силу в атмосферних машинах. Одними з перших запропонували подібні машини абат Оттефель (1678–1682) і Х. Гюйгенс (1681). Для переміщення поршня в циліндрі вони пропонували використовувати вибухи порошу. Тому Оттефель і Х. Гюйгенс можуть розглядатися як піонери в галузі двигунів внутрішнього згорання.

Удосконаленням порохової машини Гюйгенса займався і Дені Папен (1647–1714) – винахідник відцентрового насоса, парового котла з запобіжним клапаном, першої поршневої машини, що працює на водяній парі [2, 7]. 57 Перший поршневий двигун внутрішнього згорання запатентував у 1794 році в Англії винахідник Р. Стріт [2]. Двигун складався із циліндра і поршня. У циліндр на початку переміщення поршня надходила суміш летючої рідини (спирт) і повітря, пара спирту змішувалася з повітрям. На середині ходу поршня суміш запалювалася і підкидала поршень. У патенті, виданому французькому інженеру Ф. Лебону в 1801 році як доповнення до патенту на одержання світильного газу сухою перегонкою деревини (1799 р.), пропонується стискати газ і повітря окремими насосами і змішувати їх в особливій камері [7]. Запалювання суміші в камері пропонувалося здійснювати від електростатичної машини, розширення продуктів згорання – у циліндрі. Насоси і циліндри в двигуні – подвійної дії. Винахідники Р. Стріт і Ф. Лебон не пробували реалізувати свої ідеї. Нечисленні спроби створення двигуна внутрішнього згорання в наступні роки (до 1860 р.) також не увінчалися успіхом.

Основні труднощі створення двигуна внутрішнього згорання були обумовлені відсутністю придатного палива, труднощами організації процесів газообміну, паливоподачі, запалювання палива. Обійти ці труднощі в значній

мірі вдалося шотландському абату Роберту Стірлінгу, що створив у 1816–1840 рр. двигун із зовнішнім згорянням і регенератором [8].

У двигуні Стірлінга перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух здійснювалося за допомогою ромбічного механізму, а як робоче тіло використовувалося повітря.

Одним з перших звернув увагу на реальну можливість створення двигуна внутрішнього згоряння французький інженер Саді Карно (1796– 1832 рр.) [9, 10], що займався питаннями теорії теплоти, теорії теплових машин.

У творі «Міркування про рушійну силу вогню і про машини, здатні розвивати цю силу» (1824 р.) він писав: «Нам здавалося б більш вигідним спершу стиснути повітря насосом, потім пропустити його через цілком замкнуту топку, вводячи туди маленькими порціями паливо за допомогою пристосування, яке легко здійснити; потім змусити повітря виконати роботу в циліндрі з поршнем чи у будь-якій іншій порожнині, що розширюється, і, нарешті, витиснути його в атмосферу чи змусити піти до парового котла для використання температури, що залишилася. 58 Головні труднощі, що зустрічаються в цього роду операціях: побудувати топку достатньої міцності і підтримувати при цьому горіння в належному стані, підтримувати різні частини обладнання при помірній температурі і заважати швидкому псуванню циліндра і поршня; ми не думаємо, щоб ці труднощі були б нездоланні» [10]. Ідеї С. Карно не були оцінені його сучасниками.

Тільки через 20 років вперше звернув на них увагу французький інженер Б. Клапейрон (1799–1864 рр.), автор відомого рівняння стану. Завдяки Б. Клапейрону, що перший використав метод С. Карно, популярність Карно починає швидко зростати.

В даний час Саді Карно – загальновизнаний основоположник теплотехніки. 24 січня 1860 р. французький винахідник Жан Ленуар (1822–1900 рр.) одержав патент на двигун внутрішнього згоряння і до кінця 1860 р. побудував цей двигун [7, 9]. Двигун працював на світільному газі без попереднього стиску.

На частині ходу поршня від ВМТ до НМТ (близько до середини ходу поршня) у циліндр надходила суміш повітря і газу, а потім суміш запалювалася електричною іскрою.

На зворотному ході поршня від НМТ до ВМТ продукти згоряння видалялись з надпоршневого об'єму, тобто робочий цикл відбувався за один оберт колінчатого валу. ККД двигуна не перевищував 4 %.

Уже перші недосконалі конструкції продемонстрували істотні переваги двигуна внутрішнього згоряння в порівнянні з паровою машиною.

Попит на двигуни швидко зростає і протягом декількох років Ж. Ленуар побудував понад 300 двигунів. Він першим використав двигун внутрішнього згоряння як силову установку різного призначення. У 1862 р. французький інженер А.Ю. Бо де Роша подав заявку (дата пріоритету – 1 січня 1862 р.) на патент, у якому уточнив ідею, висловлену Саді Карно з погляду конструкції двигуна і його робочих процесів [7]. Про заявку згадали тільки при патентних суперечках щодо пріоритету винаходу Н. Отто. Бо де Роша пропонував здійснювати впуск паливоповітряної суміші протягом першого ходу поршня, стиск суміші – протягом другого ходу поршня, згоряння суміші – при крайньому верхньому положенні поршня і розширення продуктів згоряння – протягом третього ходу поршня; випуск продуктів згоряння – протягом четвертого ходу поршня. Цей цикл був здійснений у двигуні внутрішнього згоряння Н. Отто. Бо де Роша не нама- 59 гався побудувати двигун і з появою двигуна Н. Отто не прагнув довести свій пріоритет. Німецький комерсант Ніколаус Август Отто (1832–1891 рр.) до експериментів з тепловими двигунами приступив на початку 60-х років.

Разом з підприємцем Є. Ланге зайнявся розробкою газових двигунів, що могли б бути конкурентноздатними з паровими двигунами і двигуном Ж. Ленуара.

Вони створили фабрику з виробництва газових атмосферних двигунів "Отто і К°" [7, 9]. До 1866 р. розробки газового атмосферного двигуна були успішно завершені. У 1867 р. на Паризькій всесвітній виставці атмосферний

двигун Отто-Лангена виявився самим економічним і був відзначений Великою золотою медаллю.

У процесі роботи над удосконаленням газового атмосферного двигуна Н. Отто незалежно від Бо де Роша прийшов до ідеї чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння й у 1876 році побудував першу серію таких двигунів [2, 7, 9]. Переваги чотиритактного двигуна були очевидні, і 13 березня 1878 року Н. Отто було видано патент Німеччини № 532 на чотиритактний двигун внутрішнього згоряння [11].

Двигун був одноциліндровим крейцкопфним з рідинним охолодженням. Впуск повітря і газу, запалювання суміші, випуск продуктів згоряння здійснювалися за допомогою золотника з приводом від розподільного вала, частота обертання якого була в 2 рази меншою, ніж частота обертання кривошипа.

У золотника розміщувалася камера для запалювання, що заповнювалася повітрям і газом.

Суміш запалювалася через отвір у золотника від газового різка, який постійно горів. Н. Отто обґрунтував також доцільність застосування пошарового розподілу газу в суміші з повітрям для зниження швидкості згоряння. Ця ідея була відмічена в патенті і використовувалася в перших двигунах Н. Отто. На всесвітній виставці в Парижі (1878 р.) чотиритактний двигун внутрішнього згоряння Н. Отто був визнаний кращим і відзначений Великою золотою медаллю. Успіх двигуна Н. Отто був загальновизнаний.

Протягом перших 20 років фабрика Н. Отто побудувала 6000 двигунів [7]. Пріоритет Ж. Ленуара і Н. Отто у створенні перших двигунів внутрішнього згоряння несперечний [12]. У 1807 р. декретом Наполеона було видано патент на пиреолофор братів Клода (1763–1828 рр.) і 60 Жозефа (1765–1833 рр.) Ньєпс. Винахідники побудували 3 невеликих судна з новими двигунами. Однак час для широкого використання нового типу двигуна ще не прийшов, і про винахід братів Ньєпс забули. В історії техніки брати Ньєпс відомі як винахідники фотографії. Значний внесок у розвиток двигунів внутрішнього

згоряння був зроблений також американським інженером Брайтоном, що запропонував компресорний двигун з постійним тиском згоряння, карбюратор [2, 7].

Виробництво двигунів внутрішнього згоряння неухильно зростало, удосконалювалася їхня конструкція. У 1878–1880 рр. починається виробництво двотактних двигунів, запропонованих німецькими винахідниками Віттігом і Гессом, англійським підприємцем і інженером Д. Клерком [2, 7], а з 1890 р. – двотактних двигунів з кривошипно-камерною продувкою (патент Англії № 6410, 1890 р.) [2].

Використання кривошипної камери як продувочного насоса трохи раніш було запропоновано німецьким винахідником і підприємцем Г. Даймлером [2]. У 1878 р. Карл Бенц оснастив триколісний велосипед двигуном потужністю 3 к.с., що розвивав швидкість понад 11 км/год. Ним же створені перші автомобілі з одно- і двоциліндровими двигунами.

Циліндри розташовувалися горизонтально, крутильний момент на колеса передавався за допомогою пасової передачі. В 1886 р. К. Бенцу був виданий на автомобіль патент Німеччини № 37435 з пріоритетом від 29 січня 1886 р. На Паризькій всесвітній виставці в 1889 р. автомобіль К. Бенца був єдиним. З автомобіля К. Бенца починається інтенсивний розвиток автомобілебудування. Іншою видатною подією в історії двигунів внутрішнього згоряння було створення двигуна внутрішнього згоряння з запалюванням палива від стиску.

У 1892 р. німецький інженер Рудольф Дізель (1858 – 1913 рр.) запатентував [13], а в 1893 р. описав у брошурі «Теорія і конструкція раціонального теплового двигуна для заміни парових машин і відомих у цей час теплових двигунів» двигун, що працює за циклом Карно [7].

У патенті Німеччини № 67207 з пріоритетом від 28 лютого 1892 р. «Робочий процес і спосіб виконання одноциліндрового і багатоциліндрового двигуна» принцип роботи двигуна викладався таким чином. 1. Робочий процес у двигунах внутрішнього згоряння характеризується тим, що поршень у

циліндрі настільки сильно стискає повітря чи 61 який-небудь індиферентний газ (пару) з повітрям, що температура стиску стає значно вищою температури запалювання палива. При цьому згоряння палива, що поступово вводиться після мертвої точки, відбувається так, що в циліндрі двигуна не відбувається істотного підвищення тиску і температури.

Слідом за цим, після припинення подачі палива, у циліндрі відбувається подальше розширення газової суміші. 2. Для здійснення робочого процесу, описаного в п.1, до робочого циліндра приєднується багатоступінчастий компресор з ресивером. Так само можливе з'єднання декількох робочих циліндрів між собою, або з циліндрами для попереднього стиску і наступного розширення.

Перший двигун Р. Дізель побудував уже до липня 1893 р. Передбачалося, що стиск буде здійснюватися до тиску 3 МПа, температура повітря наприкінці стиску досягатиме 800 °С, а паливо (вугільний порошок) – буде вводиться безпосередньо в циліндр.

При запуску першого двигуна відбувся вибух (як паливо спочатку було використано бензин). Протягом 1893 р. було побудовано три двигуни. Невдачі з першими двигунами змусили Р. Дізеля відмовитися від ізотермічного згоряння і перейти до циклу зі згорянням при постійному тиску.

На початку 1895 р. було успішно випробувано перший компресорний двигун із запалюванням від стиску, що працював на рідкому паливі (гасі), а в 1897 р. почався період широких досліджень нового двигуна.

Ефективний ККД двигуна склав 0,25, механічний ККД – 0,75. Перший двигун внутрішнього згоряння з запалюванням від стиску для промислових цілей було побудовано в 1897 р. на Аугсбургському машинобудівному заводі. На виставці в Мюнхені в 1899 р. уже було представлено 5 двигунів Р. Дізеля заводами Отто-Дейтц, Круппа й Аугсбургським машинобудівним.

Успішно демонструвалися двигуни Р. Дізеля і на всесвітній виставці в Парижі (1900). Надалі вони знайшли широке застосування, і за ім'ям винахідника одержали назву «дизельні двигуни» чи просто «дизелі».

Ніколаус Отто і Рудольф Дізель ясно уявляли собі, що їхні двигуни недосконалі, тому що значна частина хімічної енергії палива втрачається внаслідок неповного розширення в робочій порожнині продуктів згорання.

У момент відкриття випускних клапанів тиск продуктів згорання набагато перевищує тиск навколишнього середовища. Тому і Н. Отто і Р. Дізель на- 62 магалися реалізувати цикл з продовженим розширенням у трьох циліндрах [2].

Середній циліндр з більшим діаметром використовувався для додаткового розширення продуктів згорання і видалення продуктів згорання в атмосферу, а два крайніх працювали за чотиритактним циклом зі зміщенням робочих процесів на  $360^\circ$  ОКВ. Продукти згорання з крайніх циліндрів по черзі направлялися в середній – для додаткового розширення.

Однак теплові втрати внаслідок теплообміну, гідравлічні втрати на перетікання газів, механічні втрати зросли настільки, що виграш по ККД був незначним у порівнянні з ускладненням конструкції двигуна. Тому і Н. Отто і Р. Дізель відмовилися від цієї ідеї. В наступні роки були одержані винахідниками десятки патентів на ДВЗ з продовженим розширенням, але жоден з них не було реалізовано на практиці. І сьогодні продовжуються пошуки нових технічних рішень щодо конструкції двигунів з продовженим розширенням.

Перші гасові двигуни в Росії почали будуватися в 1890 р. на заводі Є.Я. Бромлея (чотиритактні калоризаторні), а з 1892 р. – і на механічному заводі Е. Нобеля [14]. У 1899 р. Е. Нобель одержав право на виробництво двигунів Р. Дізеля й у тому ж році завод приступив до їхнього випуску.

Конструкцію двигуна розробили фахівці заводу. Двигун розвивав потужність 20–26 к.с., працював на сирій нафті, соляровому маслі, гасі. Фахівці заводу виконали розробки двигунів із запалюванням від стиску.

Вони побудували перші безкрейцкопфні двигуни, перші двигуни з V-подібним розташуванням циліндрів, двотактні двигуни з прямоточно-клапанною і петлевою схемами продувки, двотактні двигуни, у яких продувка здійснювалася за рахунок газодинамічних явищ у випускному каналі.

У 1903–1911 рр. на Коломенському, Сормовському, Харківському паровозобудівних заводах, на заводі Фельзера в Ризі і на Миколаївському суднобудівному заводі [7, 14] було почато виробництво двигунів із запалюванням палива від стиску.

У 1903–1908 рр. російський винахідник і підприємець Я.В. Мамін створив кілька працездатних швидкохідних двигунів з механічним вприскуванням палива в циліндр і запалюванням від стиску [14].

Потужність швидкохідного двигуна, створеного Я.В. Маміним у 1911 р., складала 25 к.с.. Він же вперше в Росії почав виробництво тракторів. В 1917 р. Я.В. Мамін передав підприємство державі і протягом ряду років був директором заводу. 63 У 1906 р. професор МВТУ В.І. Гринівецький запропонував конструкцію двигуна з подвійним стиском і розширенням – прототипу комбінованого двигуна.

Їм же розроблено метод теплового розрахунку робочих процесів, що згодом був удосконалений Н.Р. Брілінгом і Є.К. Мазінгом і не втратив свого значення і сьогодні.

Фахівці дореволюційної Росії виконали, безсумнівно, великі самостійні розробки в області двигунів з запалюванням палива від стиску.

Успішний розвиток дизелебудування в Росії обумовлено тим, що Росія мала значні поклади нафти, а двигуни Р. Дізеля найбільше відповідали потребам невеликих підприємств.

Тому виробництво дизельних двигунів у Росії почалося практично одночасно з країнами Західної Європи.

Успішно розвивалося вітчизняне двигунобудування й у післяреволюційний період.

Радянський уряд постійно приділяв увагу розвитку цієї галузі народного господарства. До 1928 р. у країні вже випускалося понад 45 типів двигунів сумарною потужністю близько 110 тис. кВт.

У роки перших п'ятирічок було освоєно випуск автомобільних і тракторних двигунів, суднових і стаціонарних двигунів потужністю до 1500 кВт, розроблено авіадизель, танковий дизель В-2.

Значний внесок у розвиток вітчизняного двигунобудування внесли видатні радянські вчені: Н.Р. Брілінг, Є.К. Мазінг, В.Т. Цветков, А.С. Орлін, В.А. Ваншейдт, М.М. Глаголев, М.Г. Круглов та ін.

Велика заслуга у розвитку вітчизняного двигунобудування належить фахівцям двигунобудівних заводів, науково-дослідних і проектних організацій, кафедр вузів.

З розробок в галузі теплових двигунів останніх десятиліть слід виділити три найважливіші: створення німецьким інженером Феліксом Ванкелем працездатної конструкції роторно-поршневого двигуна, комбінованого двигуна з високим наддувом і конструкції двигуна із зовнішнім згорянням, конкурентноздатного зі швидкохідним дизелем.

Поява двигуна Ванкеля була зустрінута інженерами, підприємцями з захопленням.

Однак технологічні труднощі, труднощі забезпечення достатньої надійності і довговічності газових ущільнень, необхідність організації зовсім нового виробництва і відповідної системи технічного обслуговування, більш низька в порівнянні з поршневими двигунами економічність і підвищені викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами значно зменшили захоплення.

З більш ніж 20 фірм, що придбали ліцензію на виробництво двигуна Ф. Ванкеля (в їхньому числі і такі відомі фірми, як 64 «Дженерал Моторс», «Форд»), тільки одна фірма успішно переборола ці труднощі і організувала масове виробництво роторно-поршневих двигунів – японська фірма «Тойо Когіо». Перший комбінований двигун з високим газотурбінним наддувом (Д70) було створено на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХПІ» разом із заводом ім. В.А. Малишева (1956 – 1962 рр.).

Безпосереднє керівництво науково-дослідними і дослідно-конструкторськими роботами над двигуном Д70 здійснював професор М.М.

Глаголев. Економічність двигуна Д70 з вільним турбонагнітачем складала 200–205 г/(кВт·год.), із силовою турбіною – 192–196 г/(кВт·год.).

Згодом такого ж рівня економічності вдалося досягти і на двигуні з вільним турбонагнітачем (12Д70).

Розробками двигуна із зовнішнім згорянням протягом багатьох років займалася голландська фірма «Філіпс», шведська фірма «Юнайтед Стірлінг».

Однак і сьогодні ці розробки ще не вийшли за рамки пошукових дослідно-конструкторських розробок.

Безупинне удосконалювання двигунів внутрішнього згоряння забезпечило їм пануюче положення в енергетиці транспорту, сільському господарстві.

Тільки в авіації двигун внутрішнього згоряння поступився газотурбінному двигуну.

Для інших галузей народного господарства альтернативних енергетичних установок малої потужності, настільки ж універсальних і економічних, як двигун внутрішнього згоряння, ще не запропоновано.

Тому і на віддалену перспективу двигун внутрішнього згоряння розглядається як основний тип енергетичної установки середньої і малої потужності для транспорту, сільського господарства й інших галузей господарства.

## 1.2 Аналіз роботи бензинового чотиритактного ДВЗ

Одинакові принципи перетворення теплової енергії палива, що виділяється під час його згоряння, в механічну роботу визначили схожість конструктивних схем всіх поршневих двигунів.

На рисунку показана типова схема поршневого двигуна, який складається з циліндра 2 з камерою згоряння 6, поршня 4 з кільцями 5, шатуна 3 і колінчастого вала 1, які забезпечують перетворення зворотньо-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого вала, впускного 7 і випускного 10

клапанів, які регулюють відкриття і закриття відповідно впускного 8 і випускного 11 каналів, маховика 14, який забезпечує рівномірність обертання колінчастого вала, картера 13 і піддона 15, корінних підшипників 16.

Всі конструктивні схеми поршневих двигунів характеризуються деякими основними параметрами.

До них відносяться діаметр циліндра  $D$  і хід поршня  $S$ , який рівний подвоєному радіусу кривошипа  $r$ , робочий об'єм циліндра  $V_h$  і об'єм камери згоряння  $V_c$ , сума яких є повним об'ємом циліндра  $V_a$ .

Робочий цикл чотиритактного поршневого двигуна здійснюється за два оберти колінчастого вала, що відповідає чотирьом ходам (тактам) поршня від однієї мертвої точки до іншої: 1 – наповнення циліндра свіжим зарядом; 2 – стиск; 3 – розширення (робочий хід); 4 – випуск відпрацьованих газів. Для забезпечення періодичності повторення робочих процесів ДВЗ оснащені двома механізмами (кривошипно-шатунним і газорозподільним) і рядом систем: живлення, охолодження, мащення, запалювання.

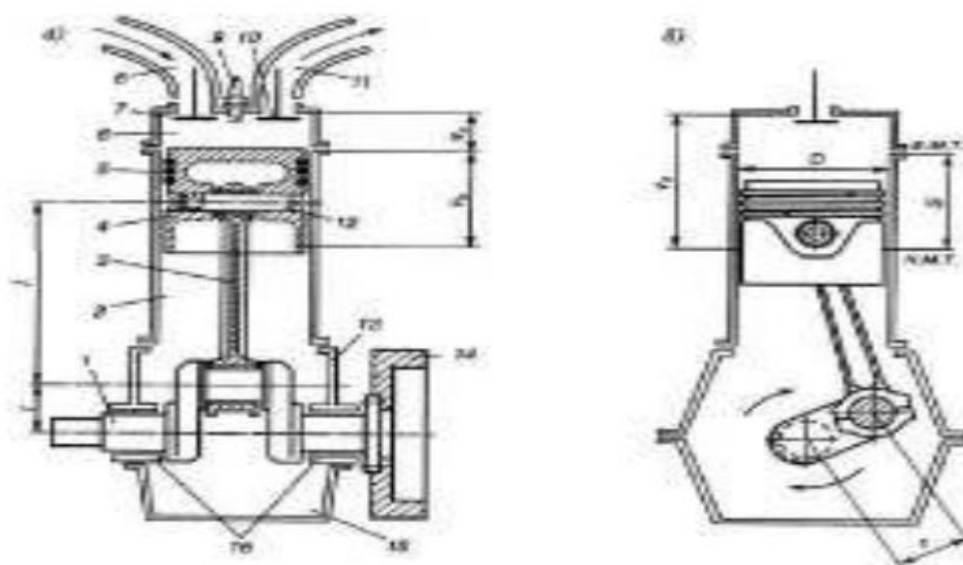


Рисунок 1.1 - Схема поршневого ДВЗ

### 1.3 Загальна будова і робота двигуна внутрішнього згорання

Двигун внутрішнього згоряння повинен відповідати своєму призначенню і мати високі техніко-економічні і екологічні показники.

Основні вимоги до ДВЗ:

- простота конструкції і надійність роботи на різних експлуатаційних режимах;
- мінімальні габаритні розміри та маса при необхідній потужності, надійності і довговічності;
- висока економічність щодо витрат палива і мастил при роботі на різних експлуатаційних режимах і кліматичних умовах;
- високий моторесурс, протягом якого двигун повинен працювати надійно й економічно до капітального ремонту;
- безвідмовний пуск за різних температурних умов і добра прийомистість;
- найповніше зрівноваження сил та моментів рухомих мас та забезпечення заданого ступеня нерівномірності обертання колінчастого вала;
- низький рівень викидів токсичних компонентів та шуму і повна безпечність незалежно від умов експлуатації.

Двигун внутрішнього згоряння класифікують за такими основними ознаками:

- 1) кількістю циліндрів — одноциліндрові та багатociліндрові;
- 2) способом розташування циліндрів — однорядні (лінійні) та дворядні (У-подібні з кутом розташування рядів  $90^\circ$  й опозитні з кутом розташування рядів  $180^\circ$ );
- 3) способом здійснення робочого процесу — двотактні та чотиритактні;
- 4) способом сумішоутворення — із зовнішнім та внутрішнім;
- 5) способом запалювання робочої (пальної) суміші — із примусовим та самоzapалюванням;
- 6) видом палива — рідинного (бензин, дизельне паливо) та газоподібного;
- 7) способом охолодження циліндрів — рідинного та повітряного;

8) способом повітрязабезпечення — без наддуву та з ним (механічним, газотурбінним, комбінованим)

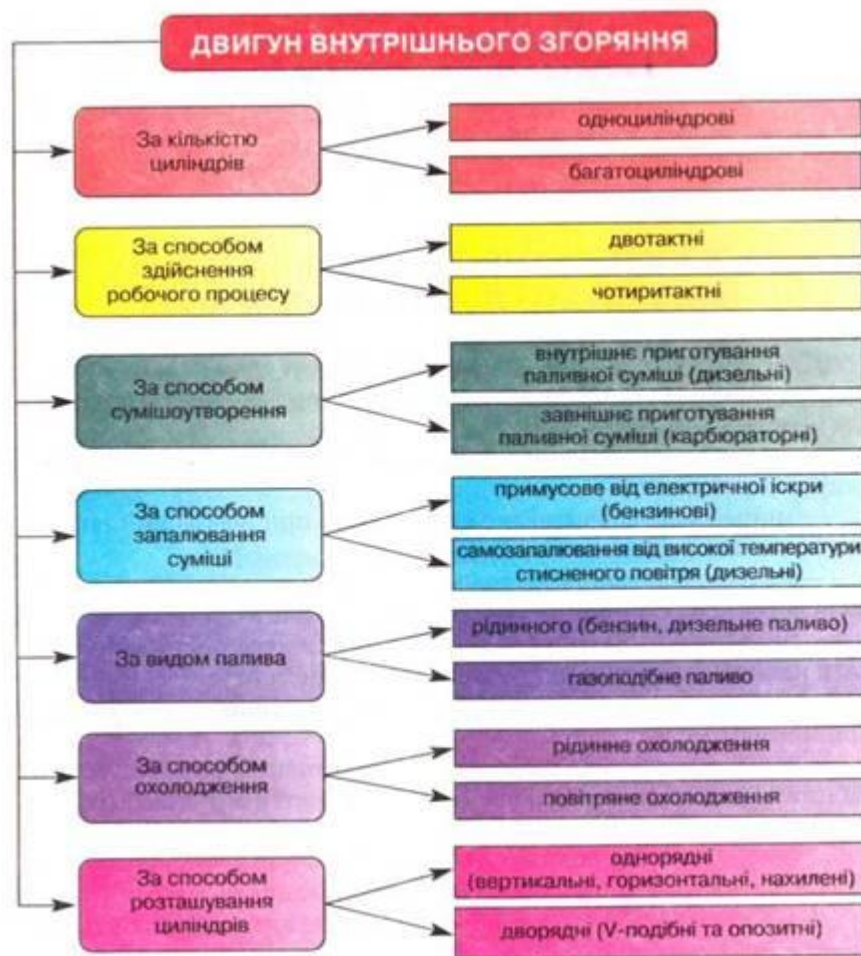


Рисунок 1.2 - Схема класифікації ДВЗ

Поршневий ДВЗ складається з кривошипно-шатунного механізму, газорозподільного механізму, системи живлення, системи запалювання (є лише у карбюраторних двигунів), систем мащення, охолодження і пуску.

Кривошипно-шатунний механізм призначений для перетворення прямолінійного зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого вала і сприймання тиску газів, які утворюються в процесі згорання робочої суміші.

Крім того, за допомогою кривошипно-шатунного механізму відбувається виштовхування відпрацьованих газів із циліндрів двигуна, всмоктування та стиск свіжої пальної суміші або повітря.

Газорозподільний механізм забезпечує своєчасний впуск в циліндри свіжої пальної суміші або повітря і випуск відпрацьованих газів.

Система живлення призначена для зберігання, очищення і подачі палива і повітря у циліндри, приготування пальної суміші певного складу і в необхідній кількості залежно від режиму роботи двигуна.

Система запалювання в карбюраторних двигунах забезпечує своєчасне і безперебійне запалювання робочої суміші.

Система мащення забезпечує мащення вузлів і деталей двигуна, часткове охолодження їх тертьових поверхонь та виведення продуктів спрацювання.

Система охолодження забезпечує безперервне відведення частішої теплоти, що виділяється при згорянні палива, а також підтримує оптимальний тепловий режим роботи двигуна.

Система пуску призначена для надійного пуску двигуна у різних експлуатаційних умовах.

Пальна суміш — суміш повітря з паливом у певній пропорції.

Пальна суміш, яка заповнює циліндр і змішується з рештками продуктів згоряння, називається робочою сумішшю.

Верхня мертва точка (ВМТ) — положення поршня, при якому віддаль його від днища до осі колінчастого вала найбільша.

Нижня мертва точка (НМТ) — положення поршня, при якому віддаль від днища до осі колінчастого вала найменша.

Шлях, який проходить поршень між мертвими точками називається ходом поршня  $S$ .

Об'єм камери стиску  $V_c$  — це об'єм над днищем, коли поршень перебуває у ВМТ.

Робочий об'єм  $V_p$  — це об'єм, що звільняє поршень при переміщенні від ВМТ до НМТ.

Повний об'єм циліндра — це сума об'ємів камери стиску й робочого об'єму:

$$V_a = V_c + V_p. \quad (1.1)$$

Відношення повного об'єму циліндра до об'єму камери стиску називається ступенем стиску.

Ступінь стиску показує, у скільки разів зменшується об'єм робочої суміші (або повітря) при переміщенні поршня від НМТ до ВМТ. У сучасних дизелях ступінь стиску становить 15...20, а в карбюраторних двигунах відповідно 6...9.

Сума робочих об'ємів всіх циліндрів двигуна називається літражем двигуна  $V_L$ .

Робочий цикл двигуна — сукупність послідовних процесів, починаючи з впуску пальної суміші або повітря, далі — стиску і згоряння, розширення та впуску відпрацьованих газів, які проходять у циліндрах та зумовлюють його роботу. Робочі цикли періодично повторюються в кожному циліндрі працюючого двигуна.

Частина робочого циклу, яка проходить за час переміщення поршня між мертвими точками, називається тактом.

Чотиритактними називаються такі двигуни, в яких робочий цикл відбувається за чотири ходи поршня — такти (два оберти колінчастого вала), двотактними — за два ходи (один оберт).

#### 1.4 Двигуни із змінним ступенем стиснення

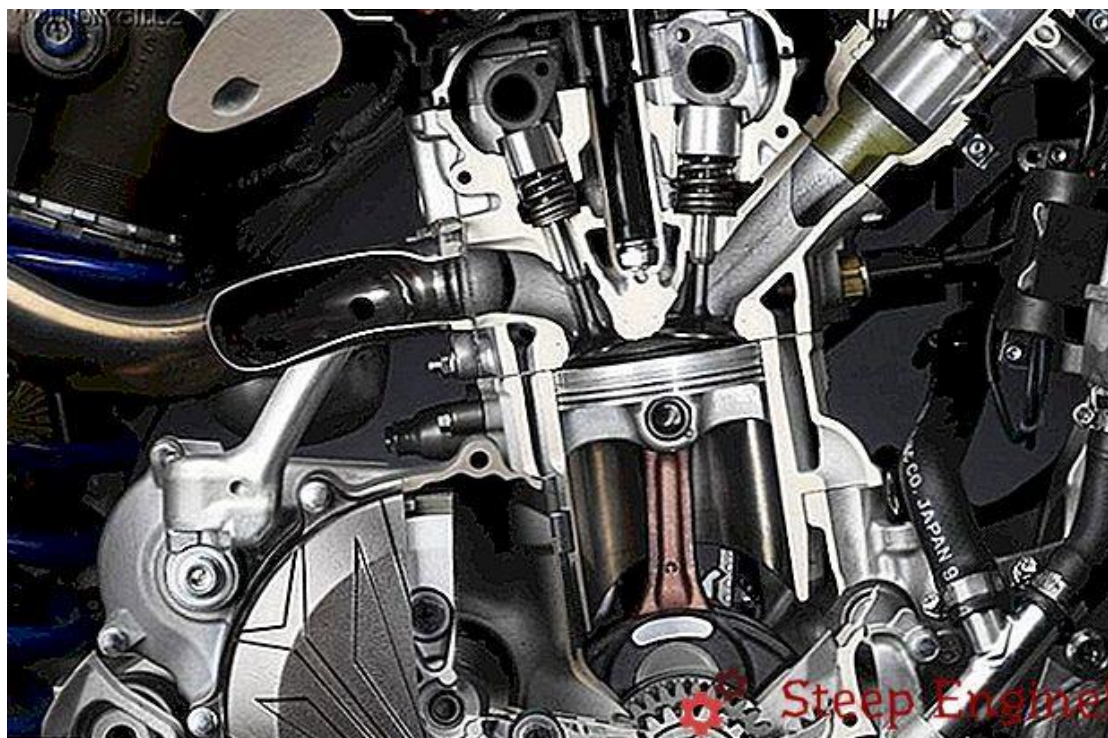


Рисунок 1.3 – Двигун зі змінним ступенем стиснення

Як може здатися на перший погляд, сучасний двигун внутрішнього згоряння досяг вищого ступеня своєї еволюції.

На даний момент серійно випускаються різні бензинові і дизельні мотори, з'явилися гібридні установки, додатково реалізована можливість перевести двигун на газ.

У списку найбільш значущих напрацювань за останні роки можна виділити: впровадження систем високоточної уприскування під управлінням складної електроніки, отримання великої потужності без збільшення робочого

об'єму завдяки системам турбонаддува, збільшення кількості клапанів на циліндр, використання систем зміни фаз газорозподілу і т.д.

Результатом стало помітне поліпшення характеристик ДВС, а також зниження рівня токсичності відпрацьованих газів.

Однак це ще не все. Конструктори та інженери по всьому світу продовжують не тільки активно працювати над удосконаленням вже наявних рішень, а й намагаються створити абсолютно нову конструкцію.

Досить згадати спроби побудувати двигун без коленвала і шатунів, позбутися від распредвала в пристрої ГРМ або динамічно змінювати ступінь стиснення двигуна.

Відразу відзначимо, хоча одні проекти ще знаходяться в стадії розробки, інші вже стали реальністю. Наприклад, двигуни із змінною ступенем стиснення.

Давайте розглянемо особливості, переваги та недоліки таких ДВС.

Зміна ступеня стиснення: навіщо це потрібно:

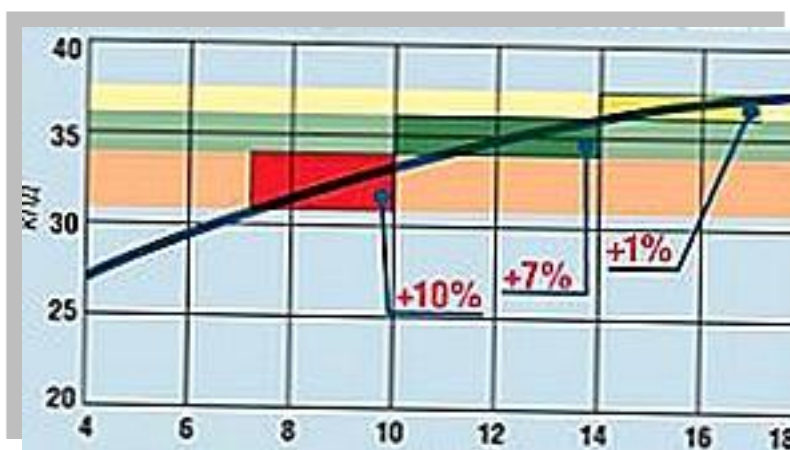


Рисунок 1.4 – Зміна ступеня у відсотках

Більш досвідчені водії знайомі з такими поняттями, як ступінь стиснення двигуна і октанове число для бензинових моторів, а також цетанове число для дизельних.

Для менш обізнаних читачів нагадаємо, що ступінь стиснення являє собою відношення обсягу над поршнем, який опущений в НМТ (нижня мертва точка) до того обсягу, коли поршень піднявся в ВМТ (верхня мертва точка).

Бензинові агрегати мають, в середньому, показник 8-14, дизелі 18 -23.

Ступінь стиснення є фіксованою величиною і конструктивно закладається під час розробки того чи іншого двигуна. Також від ступеня стиснення залежатимуть і вимоги до використання октанового числа бензину в тому чи іншому моторі.

Паралельно враховується і те, атмосферний двигун або з наддувом.

Якщо говорити про саму ступеня стиснення, фактично це показник, який визначає, наскільки сильно буде стискатися паливно-повітряна суміш в циліндрах двигуна. Якщо просто, добре стиснута суміш краще запалюється і повноцінніше згорає.

Виходить, збільшення ступеня стиснення дозволяє досягти зростання ККД двигуна, отримати поліпшену віддачу від мотора, знизити витрату палива і т.д. При цьому паливо має так звану "детонационную стійкість", тобто здатність протистояти детонації. Якщо ж сильно збільшити ступінь стиснення, тоді пальне може почати детонувати в двигуні при певних режимах роботи ДВС.

Результат – неконтрольований вибуховий процес згоряння в циліндрах, швидке руйнування деталей двигуна ударною хвилею, значне зростання температури в камері згоряння і т.д.

Як видно, зробити постійною високу ступінь стиснення не можна саме з цих причин. При цьому єдиним виходом в даній ситуації є можливість гнучко змінювати даний показник стосовно до різних режимів роботи двигуна.

Такий «робочий» мотор недавно запропонували інженери преміального бренду Infiniti (елітний підрозділ Nissan).

Також в аналогічні розробки були і залишаються залучені інші автовиробники (SAAB, Peugeot, Volkswagen і т.д.).

Отже, давайте розглянемо двигун із змінним ступенем стиснення.

Мінлива ступінь стиснення двигуна - як це працює:

Перш за все, доступна можливість змінювати ступінь стиснення дозволяє значною мірою збільшити продуктивність турбомоторов з одночасним зменшенням витрат палива.

У двох словах, в залежності від режиму роботи і навантажень на ДВС паливний заряд стискається і згорає в найоптимальніших умовах.

Коли навантаження на силовий агрегат мінімальні, в циліндри подається економічна "бідна" суміш (багато повітря і мало палива).

Для такої суміші добре підходить високий ступінь стиснення.

Якщо ж навантаження на мотор ростуть (подається "багата" суміш, в якій більше бензину), тоді закономірно зростає ризик виникнення детонації. Відповідно, щоб цього не сталося, ступінь стиснення динамічно зменшується.

Що стосується самої реалізації схеми, фактично завдання зводиться до того, що відбувається фізичне зменшення робочого об'єму двигуна, однак зберігаються всі характеристики (потужність, момент і т.д.)

Відразу відзначимо, над таким рішенням працювали різні компанії.

В результаті з'явилися різні способи управління ступенем стиснення, наприклад, змінний обсяг камери згоряння, шатуни з можливістю підйому поршнів і т.д.

Однією з найбільш ранніх розробок стало впровадження додаткового поршня в камеру згоряння.

Зазначений поршень мав можливість переміщатися, одночасно змінюючи обсяг.

Мінусом всієї конструкції стала необхідність встановлювати додаткові деталі в БЦ.

Також відразу проявилися зміни форми камери згоряння, пальне згоряло нерівномірно і неповноцінно.

З наведених причин даний проект так і не був завершений.

Така ж доля спіткала і розробку, яка мала поршні з можливістю зміни їх висоти.

Зазначені поршні розрізного типу виявилися важкими, ще додалися труднощі щодо реалізації управління висотою підйому кришки поршня і т.д.

Подальші розробки вже не зачіпали поршні і камеру згоряння, максимум уваги був приділений питанню підйому колінчастого вала.

Іншими словами, стояло завдання реалізувати управління висотою підйому клонували.

Схема пристрою така, що опорні шийки вала розташовані в спеціальних муфтах ексцентрикового типу. Зазначені муфти наводяться в рух за допомогою шестерень, які пов'язані з електричним двигуном.

Відзначимо, що було побудовано кілька прототипів на базі 1.8-літровим турбованим агрегату від Volkswagen, ступінь стиснення змінювалася від 8 до 16. Двигун довго відчували, але серійним агрегат так і не став.

Ще однією спробою знайти рішення став двигун, в якому ступінь стиснення змінювалася за допомогою підйому всього блоку циліндрів. Розробка належить бренду Saab, а сам агрегат трохи навіть не потрапив в серію. Двигун відомий як SVC, обсяг 1.6 літра, агрегат з 5 циліндрами, оснащений турбонаддувом.

Потужність склала близько 220 л. с., крутний момент трохи більше 300 Нм. Примітно те, що витрата пального в режимі середніх навантажень знизився майже на третину. Що стосується самого палива, з'явилася можливість заливати як AI-76, так і 98-й.

Інженери Saab розділили блок циліндрів, виділивши дві умовні частини. У верхній перебували головки і гільзи циліндрів, тоді як в нижній частині колінчастий вал.

Своєрідним з'єднанням цих частин блоку з одного боку був рухливий шарнір, а з іншого особливий механізм, оснащений електроприводом.

На практиці самі деталі для підйому верхньої частини блоку, а також і сам захисний кожух виявилися вельми слабкими елементами.

Можливо, саме це завадило мотору потрапити в серію і проект далі закрили.

Чергову розробку далі запропонували інженери з Франції.

Турбомотор з робочим об'ємом 1.5 літра отримав можливість змінювати ступінь стиснення від 7 до 18 і видавав потужність близько 225 к.с.

Моментная характеристика зафіксована на позначці 420 Нм.

Конструктивно агрегат складний, з розділеним шатуном.

У тій області, де шатун кріпиться до коленвалу, деталь оснастили особливим зубчастим коромислом. У місці з'єднання шатуна з поршнем також була введена планка-рейка зубчастого типу.

З іншою стороною до коромисла була прикріплена рейка поршня, який реалізовував управління.

Система наводилася від системи змащення, робоча рідина проходила через складну систему каналів, клапанів, а також був додатковий електропривод.

У двох словах, переміщення керуючого поршня надавало вплив на коромисло.

В результаті змінювалася і висота підйому основного поршня в циліндрі. Відзначимо, що двигун також не став серійним, а проект був заморожений.

Наступною спробою створити двигун із змінним ступенем стиснення стало рішення інженерів Infiniti, а саме двигун VCT (від англ. Variable Compression Turbocharged).

У цьому моторі стало можливим змінювати ступінь стиснення від 8 до 14. Особливістю конструкції є унікальний траверсів механізм.

Управляє процесом контролер, посилюючи сигнали на електродвигун.

Електромотор після отримання команди від блоку управління зміщує тягу, а система важелів реалізує зміну положення, що і дозволяє змінювати висоту підйому поршня.

В результаті агрегат Infiniti VCT з робочим об'ємом 2.0 літра з потужністю близько 265 к.с. дозволив економити майже 30% пального

порівняно з аналогічними ДВС, які при цьому мають постійну ступінь стиснення.

Якщо виробнику вдасться ефективно вирішити наявні на даний момент проблеми (складність конструкції, підвищені вібрації, надійність, висока кінцева вартість виробництва агрегату і т.д.), тоді оптимістичні заяви представників компанії цілком можуть втілитися в реальність, а сам двигун має всі шанси стати серійним вже в 2018-2019 році.

## 2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБЛАДНАННЯ

### 2.1 Автомобільні двигуни на човнах

Відомо, що більшість двигунів сучасних легких катерів переобладнані з транспортних.

Виготовлення так званих чисто катерних двигунів зменшилася вже в 30-і роки, коли деякі фабрики стали потайки скуповувати двигуни у автомобільних заводів, щоб потім переобладнати їх в катерні.

У той час ще вірили, що для чисто катерного двигуна необхідний особливо міцний колінчастий вал, обов'язкові чавунні поршні, а водяні сорочки повинні забезпечувати збільшений витрата води. Техніка перетворення транспортних двигунів в катерні тим часом настільки розвинулася, що багато заводи-виробники катерних двигунів взагалі перестали створювати двигуни, а купували їх у заводів, що випускають автомобілі, вантажівки і трактори.

Транспортні двигуни, спеціально призначені для перетворення в суднові, у великій кількості з'являлися за спеціальними технічними специфікаціями.

Двигуни в умовах експлуатації піддаються корозії. Так як транспортний двигун не має контакту з морською водою, то проблема корозії вирішується шляхом використання замкнутого водяного охолодження.

У катерних двигуні здійснюється такий же циркуляційний цикл прісної води, як і в транспортному двигуні, тобто з внутрішніми стінками двигуна морська вода не стикається.

Критичним місцем залишається проміжний водяний теплообмінник, що працює на забортної води, який замінює радіатор сухопутного транспортного двигуна.

Заводи-виробники катерних двигунів приділяють велику увагу вдосконаленню циркуляційної охолоджуючої системи, включаючи і теплообмінник, випускний колектор з водяним охолодженням і часто масляний холодильник, а так само реверсивну передачу з редукцією різної величини.

Реверсивна передача зазвичай поставляється спеціальним заводом.

Чи можна своїми силами пристосувати для катера транспортний двигун, найчастіше був у вжитку, але в хорошому стані?

Якщо катер буде експлуатуватися в прісній воді, то при наявності певних знань це можливо.

Але необхідно врахувати ряд обставин. Автомобільна коробка передач разом з муфтою зчеплення може давати передній хід, але не задній, так як при його включенні частота обертання виходить настільки низькою, що не робить дії на катер. У автомобільній коробці передач відсутня завзятий підшипник, що працює в обох напрямках, який сприймає тягу гребного гвинта на передньому і задньому ході. Його необхідно встановлювати спеціально. З цих міркувань, в уникненні великих витрат, зазвичай вважають за краще нормальну катерних реверсивну-передачу.

Система охолодження.

При експлуатації двигуна в прісній воді, можливо, його охолодження заборотною водою, проте замість циркуляційного автомобільного насоса необхідно встановити самовсмоктувальний насос.

Деякі двигуни чутливі до корозії навіть від слабо забрудненої прісної води. Інші, особливо переобладнані з тракторних двигунів, можуть тривалий час працювати з охолодженням морською водою.

У будь-якому випадку найкраще рішення - замкнута циркуляція охолоджуючої води з теплообмінником.

Правда, виконати таку систему своїми силами нелегко.

Для спрощення в якості теплообмінника можна використовувати забортні трубки, прокладені вздовж кіля або днища. Випускний колектор у автомобільних двигунів охолоджується повітрям.

Але використовувати його на катерах забороняється, так як він нагрівається до червоного розжарювання, що може призвести до виникнення пожежі. Іноді на випускний колектор вдається приварити спеціально

виготовлену водяну сорочку, але найчастіше його доводиться виготовляти заново.

Автомобільні двигуни застарілих моделей при використанні на катерах іноді викликали розчарування, так як при установці двигуна з нахилом і в результаті дифферента під час ходу порушувалася мастило. Але в разі горизонтальної установки двигуна потрібно кардан і подвійний завзятий підшипник, що створює багато незручностей і неприємностей.

Катерний двигун, виготовлений в заводських умовах, має поглиблені масляні піддони зі збільшеною ємністю, які відсутні в транспортних двигунах. Якщо подбає про те, щоб масло постійно надходило до масляного насоса, то гарне змащення можлива навіть при сильному нахилі катера.

Використання автомобільного двигуна на човні пов'язано з рядом специфічних особливостей, які необхідно враховувати при виборі і установці двигуна.

По-перше, режим роботи двигуна на автомобілі характеризується частими змінами частоти обертів і моменту.

При цьому різко змінюються навантаження, що діють на поршкову групу і кривошціно-шатунний механізм.

Часті розгони і гальмування призводять до того, що двигун, працюючи на перехідних режимах, інтенсивно зношується.

Разом з тим, оскільки двигун на автомобілі розвиває лише 42% своєї максимальної потужності, термін його служби зберігається досить великим.

Робота двигуна на човні характеризується постійністю частоти обертання і моменту, а також майже повною відсутністю перехідних режимів. Це сприяє швидкій заробляння двигуна і збільшення терміну служби.

Крім того, автомобільні двигуни, пристосовані до роботи на човні, є більш зручними і в більшості випадків більш дешевими, ніж підвісні мотори відповідної потужності.

Хоча установка автомобільного двигуна на човен вимагає проведення великого обсягу робіт, це зазвичай окупається тим, що човнові установки зі стаціонарними двигунами економічніші і довговічніші підвісних моторів.

Так, при установці автомобільного двигуна на човен витрата палива буде в 3-5 разів менше, ніж при установці підвісного мотора, а ресурс двигуна до капітального ремонту в 4-10 разів більше.

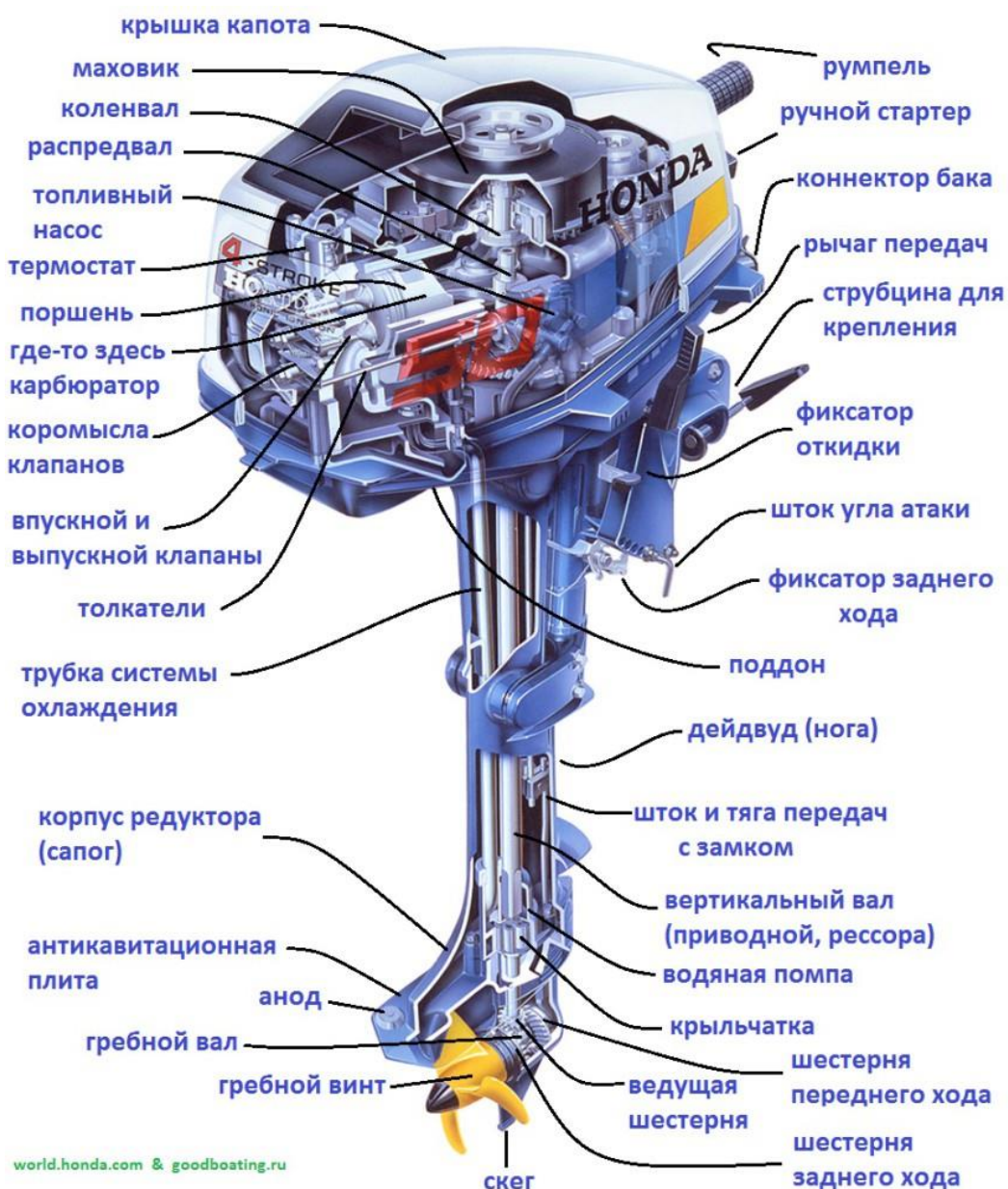


Рисунок 2.1 – Ресурс двигуна

## 2.2 Опис програмного комплексу

Програмний комплекс дозволяє проводити чисельне моделювання робочого циклу ДВС з КС довільної конфігурації, наприклад циліндричної, тороїдальної, напівсферичної, типу ЦНІДІ, Гессельмана і ін.

У представленій роботі розглядається розрахунок стискається турбулентного течії паливо-повітряної суміші в циліндрі дизеля в нестационарної постановки.

З урахуванням рекомендацій компаній AVL і Ricardo для опису турбулентних течій в циліндрі ДВС обрана k-ε модель [6, 7].

Для моделювання динаміки поширення паливних факелів в КС в програмному комплексі використовується модель розпаду струменя Wave Breakup Model [8 - 10]. Область соплових отворів розпилювача знаходиться в стаціонарній зоні розрахункової сітки, що дозволяє без змін застосовувати установчі параметри, отримані в результаті моделювання поширення струменів палива для подальшого розрахунку робочого циклу дизеля.

У розрахунку процесу наповнення циліндра враховується наявність залишкових газів в циліндрі і впускному каналі. В якості вихідних умов задаються: тиск, температура, маса залишкових газів в камері згоряння і впускному каналі, а також швидкості потоку в КС.

Для опису процесу теплообміну між робочим тілом і стінками циліндра в програмному комплексі використовується модель повної енергії (Total Energy), яка дозволяє досить точно моделювати процес теплообміну для стисливих рідин і газів, і враховувати ефект нагрівання робочого тіла в прикордонному шарі при русі потоку з великими швидкостями .

Як ГУ задаються тиск і температура повітря на впуску, параметри процесу подачі палива, характеристики переміщення поршня, впускного і випускного клапанів. У розрахунку враховується теплообмін робочого тіла зі стінками впускного і випускного каналів і КС, а також шорсткість поверхонь деталей КС.

Для моделювання процесу горіння в циліндрі дизеля в програмному комплексі використовуються такі моделі:

- модель розкладання вихору (Eddy Dissipation) [11];
- модель пламен (Flamelet Model) [12];
- модель, що описує швидкості хімічних реакцій в полум'ї (Finite Rate Chemistry); - об'єднана модель (Combined Model);
- модель горіння вуглеводневих палив (Hydrocarbon Fuel Model).

Для моделювання процесу утворення NO в циліндрі дизеля в програмному комплексі використовуються такі механізми:

- термічний механізм Зельдовича;
- "швидкий" механізм утворення NO;
- освіту NO за механізмом "N<sub>2</sub>O";
- "паливні" NO;
- механізм, що описує деструкцію NO.

Для моделювання процесу утворення сажі і сульфатів в циліндрі дизеля в програмному комплексі використовується модель "Magnussen and Hjertager" [13].

Для наочної демонстрації можливостей програмного комплексу було виконано чисельне моделювання робочого циклу дизеля Д21А при роботі на режимі номінальної потужності.

Авторами була синтезована вихідна геометрія КС, виділена розрахункова область і згенерована гексаедральна сітка, що описує конфігурацію КС дизеля Д21А і виконана настройка параметрів моделей процесів сумішоутворення і згоряння в циліндрі дизеля.

### 2.3 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна MEM3 307

Силовий агрегат MEM3 307 складається з двигуна, зчеплення, коробки передач із головною передачею та диференціалом.

Двигун - чотирициліндровий, рядний, бензиновий з електронною системою керування двигуном (ЕСКД), складовою частиною якої є система розподільного впорскування палива (СРВП), чотиритактовий, верхньоклапанний, охолоджується рідиною.

Коробка передач – механічна, двовалова, триходова, з п'ятьма передніми передачами та передачею заднього ходу, всі шестерні, крім шестірень заднього ходу, косозубі з синхронізаторами.

Перемикання передач - дистанційне, за допомогою важеля та механізму, встановленого на тунелі підлоги кузова.

Диференціал - симетричний, конічний з двома сателітами.

Головна передача – циліндрична, косозуба.

Позначення силового агрегату МЕМЗ 307

Таблиця 2.1 – Характеристика базового двигуна МЕМЗ - 307

| Тип двигуна                                       | для автомобілів без ГБО | бензиновий, 4-х тактний                             |
|---------------------------------------------------|-------------------------|-----------------------------------------------------|
|                                                   | для автомобілів з ГБО   | бензиновий, 4-х тактний, з газобалонним обладнанням |
| Маса не заправленого маслом силового агрегату, кг |                         | 130                                                 |
| Маса не заправленого маслом двигуна, кг           |                         | 98,5                                                |
| Діаметр циліндра та хід поршня, мм                |                         | 75,0x73,5                                           |
| Робочий об'єм, л                                  |                         | 1,299                                               |
| Ступінь стиску                                    |                         | 9,8                                                 |
| Максимальна потужність, кВт при хв.-1             | при роботі на бензині   | 48 при 5300                                         |
|                                                   | при роботі на ЗНГ       | 47 при 5300                                         |
| Максимальний крутний момент, Н·м при хв.-1        | при роботі на бензині   | 103 при 3000                                        |
|                                                   | при роботі на ЗНГ       | 101 при 3000                                        |

### 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА МЕМЗ-307

#### 3.1 Тепловий розрахунок двигуна MeM3-307

Згідно з методикою виконано тепловий розрахунок 4-тактного бензинового двигуна-внутрішнього-згорання.

У двох виконаннях : у номінальному та критичному режимах роботи.

Розрахунок здійснюється на номінальному режимі.

В таблиці наведено початкові дані до розрахунку в програмі DVS2.

Тепловий та динамічний розрахунок двигуна виконується за методикою [18], в основі якої лежить фізико-математична модель 2 рівня.

Початкові дані для розрахунку готуються в два етапи. На першому етапі виконують попередні розрахунки, щоб оцінити основні розміри циліндра, необхідні при використанні прийнятої ФММ.

За допомогою графіку, побудованого на підставі статистичних даних, виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску  $p_e$  залежно від тиску наддуву  $p_k$ , температури наддувочного повітря  $T_k$  і типу двигуна.

За відсутності наддуву  $p_k = p_o = 0,101$  МПа,  $T_k = T_o = 293$  К.

Далі на основі формули ефективної потужності визначимо по формулі (3.1):

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (3.1)$$

Розраховують робочий об'єм даного циліндра по формулі (3.2):

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} \quad (3.2)$$

$$V_h = \frac{110 \cdot 10^3}{8 \cdot 0,65 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{3000} = 0,0008462 \text{ м}^3$$

Діаметр циліндра (оціночний) визначимо по формулі (3.3):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} \quad (3.3)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0008462}{3,14 \cdot 0,95}} = 0,1043 \text{ м}$$

Уточнюємо  $D=0,1 \text{ м}$ .

Хід поршня визначимо по формулі (3.4):

$$S = D \cdot \frac{S}{D} \quad (3.4)$$

$$S = 0,1 \cdot 0,95 = 0,095 \text{ м}$$

Радіус кривошипа визначимо по формулі (3.5)

$$r_\kappa = \frac{S}{2} \quad (3.5)$$

$$r_\kappa = \frac{0,095}{2} = 0,0475 \text{ м}$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра по формулі (3.6):

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (3.6)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} 0,095 = 0,0007458 \text{ м}^3$$

На другому етапі розраховують усі величини, які являються початковими при використанні ФММ.

I. Код двигуна.

Код двигуна  $Y=0$  в програмі впливає на вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла.

Встановлені коди: для дизельних  $Y = 1$ , для бензинових  $Y = 0$ .

II. Вид розрахунку: номінальний або дослідницький

III. Тип двигуна.

Тип двигуна (бензиновий або дизельний) впливає на вид палива і характер процесу згорання, який залежить від способу сумішоутворення.

1. Теплота згорання палива  $H_{\text{ут}} = 44$  МДж/кг.

2. Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за емпіричними даними:

– для бензинових ДВЗ  $m_1 = 3,2...4,0$ ;

– для дизельних ДВЗ  $m_1 = -0,3...+0,7$ .

Обираємо  $m_1 = 3,5$ .

IV. Конструктивні дані.

3. Кількість циліндрів: 8.

4. V-подібний.

5. Діаметр циліндра  $D = 0.1$  м.

6. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, вона дорівнює формулі (3.7):

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (3.7)$$

$$F_{\text{п}} = \frac{3.14}{4} 0.1^2 = 0,00785 \text{ м}^2$$

7. Радіус кривошипа  $r_{\text{к}} = 0,0475$  м.

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна  $\frac{r_k}{L_{ш}}$  є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Величину  $\lambda_k$  вибирають за практичними рекомендаціями:

– для автотракторних ДВЗ  $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ . Обираємо  $\lambda_k = 0,275$ .

Тоді:

$$L_{ш} = 0,0475 / 0,275 = 0,185 \text{ м.}$$

Приймаємо  $L_{ш} = 0,18 \text{ м.}$

9. Площа теплообміну поршня  $F_{п'}$  залежить від конфігурації днища. При плоскому днищі  $F_{п'} = F_{п}$ . Якщо днище має складну конфігурацію, наприклад у разі напіврозділеної камери дизельного ДВЗ або при виконанні спеціальних проточок на поршні для клапанів, то  $F_{п'} > F_{п}$ .

$$F_{п'} = 1,0 \cdot F_{п} = 1,0 \cdot 0,00785 = 0,00785 \text{ м}^2$$

10. Площа теплообміну кришки  $F_k$  залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ застосовують плоскі, шатрові, клиновидні, овальні, напівсферичні та інші камери; для них має місце співвідношення  $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{п}$ .

$$F_k = 1,25 \cdot F_{п} = 1,3 \cdot 0,00785 = 0,00981 \text{ м}^2$$

11. Об'єм камери стиснення розраховують за співвідношенням по формулі (3.8):

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \quad (3.8)$$

$$V_c = \frac{3.14}{2} 0.1^2 \cdot 0.0475 \cdot \frac{1}{6.5-1} = 0,0001356 \text{ м}^3$$

V. Наддув двигуна.

12. За відсутності наддуву  $p_k = p_o = 0,101 \text{ МПа}$

13. Температура повітря на вході в двигун  $T_k = T_o = 293 \text{ К}$ .

VI. Регульовальні дані.

14. Кут початку згорання  $\varphi_c$  залежить від кута випередження запалення  $\Delta\varphi_{оп}$  у бензинових ДВЗ або від кута випередження впорскування палива в дизельному ДВЗ.

Для бензинових ДВЗ визначимо по формулі (3.9):

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} \quad (3.9)$$

$$\varphi_c = 360 - 28 = 332^\circ$$

де  $\Delta\varphi_{оп} = 10 \dots 40^\circ$  – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання.

15. Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання  $\Delta\varphi_{сг}$ , яка визначається в залежності від типу двигуна по формулі (3.10):

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} \quad (3.10)$$

$$\varphi_z = 320 + 50 = 370^\circ \text{ п.к.в}$$

де  $\Delta\varphi_{сг} = 40 \dots 60^\circ$  для бензинових ДВЗ;  $\Delta\varphi_{сг} = 60 \dots 100^\circ$  для дизельних ДВЗ.

Крім типу двигуна, основними чинниками, що впливають на тривалість згорання, є: частота обертання валу, розміри циліндра, турбулентність в заряді.

VII. Режимні дані.

16. Кутова швидкість обертання кривошипа  $\omega$ , рад/с, визначається за індивідуальним завданням в залежності від частоти обертання колінчатого валу  $n$ ,  $\text{с}^{-1}$  по формулі (3.11):

$$\omega = 2\pi n/60 \quad (3.11)$$

$$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 3500/60 = 365,0 \text{ с}^{-1}$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  на номінальному режимі:  $\alpha = 0,98$ .

18. Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі знайдемо по формулі (3.12):

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v \quad (3.12)$$

$$\Delta m_{\text{вц}} = 0.0007458 \cdot 1.201 \cdot 0.730 = 0.000653729 \text{ кг/цикл}$$

Щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою (3.13):

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} \quad (3.13)$$

$$\rho_o = \frac{101000}{287 \cdot 293} = 1,201 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює, знаходимо по формулі (3.14):

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}$$

(3.14)

$$\eta_v = \frac{6,5}{6,5 - 1} \cdot \frac{101000 - 10100}{101000} \cdot \frac{293}{293 + 20 + 0,12 \cdot 950} = 0.730$$

де  $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot 101000 = 10100$  – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 0 \dots 30 \text{ K}$  – підігрів заряду на впуску,

причому для бензинових ДВЗ  $\Delta T = 0 \dots 20 \text{ K}$ , для дизелів –  $\Delta T = 20 \dots 40 \text{ K}$ .

$\gamma = 0 \dots 0,2$  – коефіцієнт залишкових газів.

Значення коефіцієнта залишкових газів  $\gamma$  ближче до верхньої межі у бензинових ДВЗ і ближче до нижньої межі у дизельних.

У граничному випадку у дизеля з наддувом і доброю продувкою камери стиснення вдається досягти величини  $\gamma \approx 0$ .

$T_r = 700 \dots 1100 \text{ K}$  – температура залишкових газів. Для різних типів двигунів складає:

- у бензинових ДВЗ  $T_r = 900 \dots 1100 \text{ K}$ ;
- у дизелів  $T_r = 700 \dots 900 \text{ K}$ ;
- у дизелів з наддувом  $T_r = 800 \dots 1000 \text{ K}$ .

Циклова масова подача палива визначається за формулою (3.15):

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} \quad (3.15)$$

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{0.000653729}{1,0 \cdot 14,96} = 0,000004370 \text{ кг/цикл}$$

19. Середня температура стінок  $T_w$  залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра).

На номінальному режимі роботи приймають:

- для деталей із сталі та чавуну  $T_w = 550 \dots 650 \text{ K}$ ,
- для деталей з алюмінієвих сплавів  $T_w = 420 \dots 470 \text{ K}$ .

Більші значення відносяться до форсованих ДВЗ з наддувом при малих величинах коефіцієнта надлишку повітря.

Обираємо  $T_w = 450 \text{ K}$ .

VIII. Початкові умови.

До початкових умов відносяться усі параметри робочого тіла на початку розрахунку. У цій ФММ початок розрахунку відповідає точці «а» на індикаторній діаграмі, при положенні поршня в НМТ і куті повороту кривошипа  $\varphi = 180^\circ$ .

Початок відліку кута  $\varphi$  відповідає положенню поршня у ВМТ.

20. Початковий тиск дорівнює, знайдемо по формулі (3.16):

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} \quad (3.16)$$

$$p_a = 101000 - 10100 = 90900 \text{ Па}$$

де  $\Delta p_{\text{вп}}$  визначається за рекомендаціями п. 18 даного розділу.

21. Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску по формулі (3.17):

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) \quad (3.17)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,12} (293 + 20 + 0,12 \cdot 950) = 381,3 \text{ K}$$

22. Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, по формулі (3.18):

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} \quad (3.18)$$

$$m_a = (1 + 0,12) \cdot 0,000653729 = 0,0007322 \text{ кг/цикл}$$

23. Початковий об'єм циліндра знаходимо по формулі (3.19):

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h \quad (3.19)$$

$$V_a = \frac{6,5}{6,5 - 1} \cdot 0.0007458 = 0,0008814 \text{ м}^3$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним за формулою (3.20):

$$\begin{aligned} P_a V_a &= R m_a T_a \quad (3.20) \\ 90900 \cdot 0,00088 &= 287 \cdot 0,0007322 \cdot 381,3 \\ 80,1139 &= 80,1139 \end{aligned}$$

Похибка цього рівняння складає 0,0000 %.

IX. Дані до динамічного розрахунку.

24. Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця по формулі (3.21):

$$\begin{aligned} m_A &= [m'_\pi + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_\text{ш}] \cdot F_\pi \quad (3.21) \\ m_A &= [180 + 0,25 \cdot 160] \cdot 0,00785 = 1,727 \text{ кг} \end{aligned}$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини  $m'_\pi$  і  $m'_\text{ш}$  в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ та двигуна-прототипа.

X. Розрахунковий крок рівний  $\Delta\varphi = 1^\circ$ .

Результати розрахунку на ПК отримують у вигляді двох протоколів, в одному з них дані теплового розрахунку, в іншому – дані динамічного розрахунку.

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску  $p$ , температури  $T$ , маси  $m$ , об'єму  $V$ ) при різних кутах повороту кривошипа колінчатого валу (п.к.в.)  $\varphi$ .

Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа  $\varphi = 180 \dots 540^\circ$ , що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для чотиритактного ДВЗ

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники.

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна МеМЗ-307 до програми DVS2

| №    | Найменування величини                                                                                                                                                                                                                                       | Численні величини                                                                  |                                                                                    | Позначення і<br>одиниці<br>виміру                                          |
|------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|
|      |                                                                                                                                                                                                                                                             | карбюраторний<br>двигун                                                            | інжекторний двигун                                                                 |                                                                            |
| 1    | 2                                                                                                                                                                                                                                                           | 3                                                                                  | 4                                                                                  | 5                                                                          |
| I.   | Код двигуна (рядний (1), бензиновий (0))                                                                                                                                                                                                                    | -                                                                                  | 0                                                                                  | Y                                                                          |
| II.  | Вид розрахунку                                                                                                                                                                                                                                              | 1                                                                                  | 1                                                                                  | –                                                                          |
| III. | Тип двигуна<br>1. Теплота згорання палива<br>2. Показник процесу згорання                                                                                                                                                                                   | 44000000<br>3,5                                                                    | 44000000<br>3,5                                                                    | Нут, Дж/кг<br>м1                                                           |
| 1    | 2                                                                                                                                                                                                                                                           | 3                                                                                  | 4                                                                                  | 5                                                                          |
| IV.  | Конструктивні дані<br>3. Кількість циліндрів<br>4. Рядний (1); V-подібний (0)<br>5. Діаметр циліндра<br>6. Площ поршня<br>7. Радіус кривошипа<br>8. Відношення<br>9. Площа теплообміну поршня<br>10. Площа теплообміну кришки<br>11. Об'єм камери стиснення | 8<br>0<br>0.1<br>0,00785<br>0.0475<br><br>0.257<br>0,00785<br>0,00981<br>0,0001356 | 8<br>0<br>0.1<br>0,00785<br>0.0475<br><br>0.257<br>0,00785<br>0,00981<br>0,0001356 | i<br>–<br>D, м<br>Fп, м2<br>гк, м<br><br>λк<br>Fп', м2<br>Fк, м2<br>Vс, м3 |

|     |                                                                                                                                                  |                                          |                                          |                                                  |
|-----|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| V.  | Наддув<br>12. Тиск наддуву<br>13. Температура наддувочного повітря                                                                               | 101000<br>293                            | 101000<br>293                            | рк, Па<br>Тк, К                                  |
| VI. | Регульовальні дані<br>14. Кут початку згорання<br>15. Кут кінця згорання                                                                         | 332<br>397                               | 332<br>397                               | φс, град.<br>φz, град.                           |
| II. | V<br>Режимні дані<br>16. Кутова швидкість валу<br>17. Коефіцієнт надлишку повітря<br>18. Циклова подача палива<br>19. Середня температура стінок | 314<br>0,8<br>0,00005159<br>450          | 314<br>1<br>0,0000437<br>450             | ω,<br>рад/с<br>α<br>Δmтц,к<br>г/цикл<br>Тw, К    |
| III | V<br>Початкові умови<br>20. Тиск<br>21. Температура<br>22. Маса робочого тіла<br>23. Об'єм робочої порожнини                                     | 85850<br>381,3<br>0,0006915<br>0,0008813 | 90900<br>381,3<br>0,0007322<br>0,0008813 | ра, Па<br>Та, К<br>та,<br>кг/цикл<br>л<br>Va, м3 |
| X.  | I<br>Дані до динамічного розрахунку<br>24. Маса поступально рухомих частин (приведена)                                                           | 1,72<br>7                                | 1,727                                    | mА, кг                                           |
| X   | Розрахунковий крок                                                                                                                               | 1                                        | 1                                        | Δφ,<br>град.                                     |

На номінальному режимі двигун із системою безпосереднього впорскування палива працює на стехіометричній суміші ( $\alpha = 1$ ), на відміну від карбюраторного двигуна, що працює на збагаченій суміші.

Окрім зменшеної витрати палива, це створює сприятливі умови для згорання всіх вуглеводнів, що сприяє екологізації двигуна MeM3-307.

Результати розрахунку програми DVS2 на ПК отримують два протоколи, в одному з них наведено дані теплового розрахунку, в іншому – дані динамічного розрахунку (додаток А).

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску  $p$ , температури  $T$ , маси  $m$ , об'єму  $V$ ) при різних кутах повороту кривошипа колінчатого валу (п.к.в.)  $\varphi$ . Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа  $\varphi = 180 \dots 540^\circ$ , що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для чотиритактного ДВЗ.

З отриманих даних будуємо індикаторні діаграми  $P-V$  і  $T-V$ . Видно, що внаслідок заміни карбюраторної системи живлення на інжекторну зростає значення максимального тиску від 3,39 МПа до 3,85 МПа – на 13,6 %.

Також зростає максимальна температура за цикл на 241 К – з 2720 К до 2961 К.

Це може спричинити перегрів двигуна тому необхідно впровадити заходи зниження температури, зокрема: збільшити подачу насоса охолоджувальної рідини, збільшити об'єм радіатора, організувати впорскування води в циліндр, використовувати біопаливо з високим вмістом спирту.

У кінці протоколу теплового розрахунку наведені основні циклові і питомі показники.

### 3.2 Динамічний розрахунок двигуна МеМЗ - 307 номінальному режимі

Надалі виконується динамічний розрахунок.

В ньому визначають сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (на поршень, шатун, колінчастий вал, шатунну шийку, корінні опори), та виконують побудови сил в залежності від кута повороту колінчастого валу.

Крім того, визначають миттєві значення крутного моменту, будують діаграму сумарного крутного моменту на валу двигуна та визначають середній крутний момент.

Результати динамічного розрахунку двигуна (сили та моменти) використовують для розрахунку деталей та елементів двигуна, а також трансмісії автомобіля на міцність та витривалість.

Сила, що діє на поршень (для  $\varphi=30^\circ$ ) знаходимо по формулі (3.22):

$$P = P_r + P_j \quad (3.22)$$

$$P = -0,032 + (-1,394) = -1,426 \text{ кН}$$

де  $P_r$  – газова сила, Н;

$P_j$  – сила інерції поступально рухомих мас, Н.

Газова сила визначається за формулою (3.23):

$$P_r = (p - p_o) \cdot F_{\pi} \quad (3.23)$$

$$P_r = (0,9 - 0,102) \cdot 0,002688 = -0,032 \text{ кН}$$

де  $p$  – тиск у циліндрі, визначається за допомогою індикаторної діаграми;

$p_o = 0,102 \text{ МПа}$  – нормальний тиск атмосферного повітря;

$$F_{\pi} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,059^2}{4} = 0,002688 \text{ м}^2 \text{ – площа поршня.}$$

Для визначення тиску в циліндрі за індикаторною діаграмою використовують графічну побудову за методом Брікса.

З центра  $O$ , що знаходиться на середині відрізка  $V_h$ , будують напівколо

радіусом  $R_k = \frac{1}{2} V_h = 0,025 \text{ м}$  (із врахуванням масштабу).

Від точки  $O$  відкладають вправо відрізок, що дорівнює

$$OO' = \frac{\lambda_k}{2} R_k = \frac{0,28}{2} \cdot 0,025 = 0,0035 \text{ м.}$$

де  $\lambda_k$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, приймають у межах

$$\lambda_k = 0,24 \dots 0,31$$

З центру О проводять радіуси 01, 02, 03, ... (зазвичай через  $30^\circ$ ), з точки О' – 01', 02', 03', ..., паралельно відповідним радіусам з точки О, відтворюють вертикалі до індикаторної діаграми та визначають значення тисків  $p_{r1}$ ,  $p_{r2}$ ,  $p_{r3}$ , ...,  $p_{rn}$  (з урахуванням масштабу).

Сила інерції мас, що рухаються по формулі (3.24):

$$P_j = -m_a R_k \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi) \quad (3.24)$$

$$P_j = -0,349 \cdot 0,025 \cdot 397,7^2 (\cos 30 + 0,28 \cos 2 \cdot 30) = -1,394 \text{ кН},$$

де  $m_a$  – еквівалентна маса, що зосереджена на осі поршневого пальця, вона включає масу комплексу поршня та частину маси шатуна, кг;

$\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 3800 / 30 = 397,7 \text{ с}^{-1}$  – кутова швидкість обертання колінчастого валу.

$\varphi$  – кут повороту кривошипа колінчастого вала; за початок відліку обирають початок такту впуску.

Величину  $m_a$  можливо оцінити за статистичними даними з таблиці 1, де вказані питомі маси в  $\text{кг/м}^2$ .

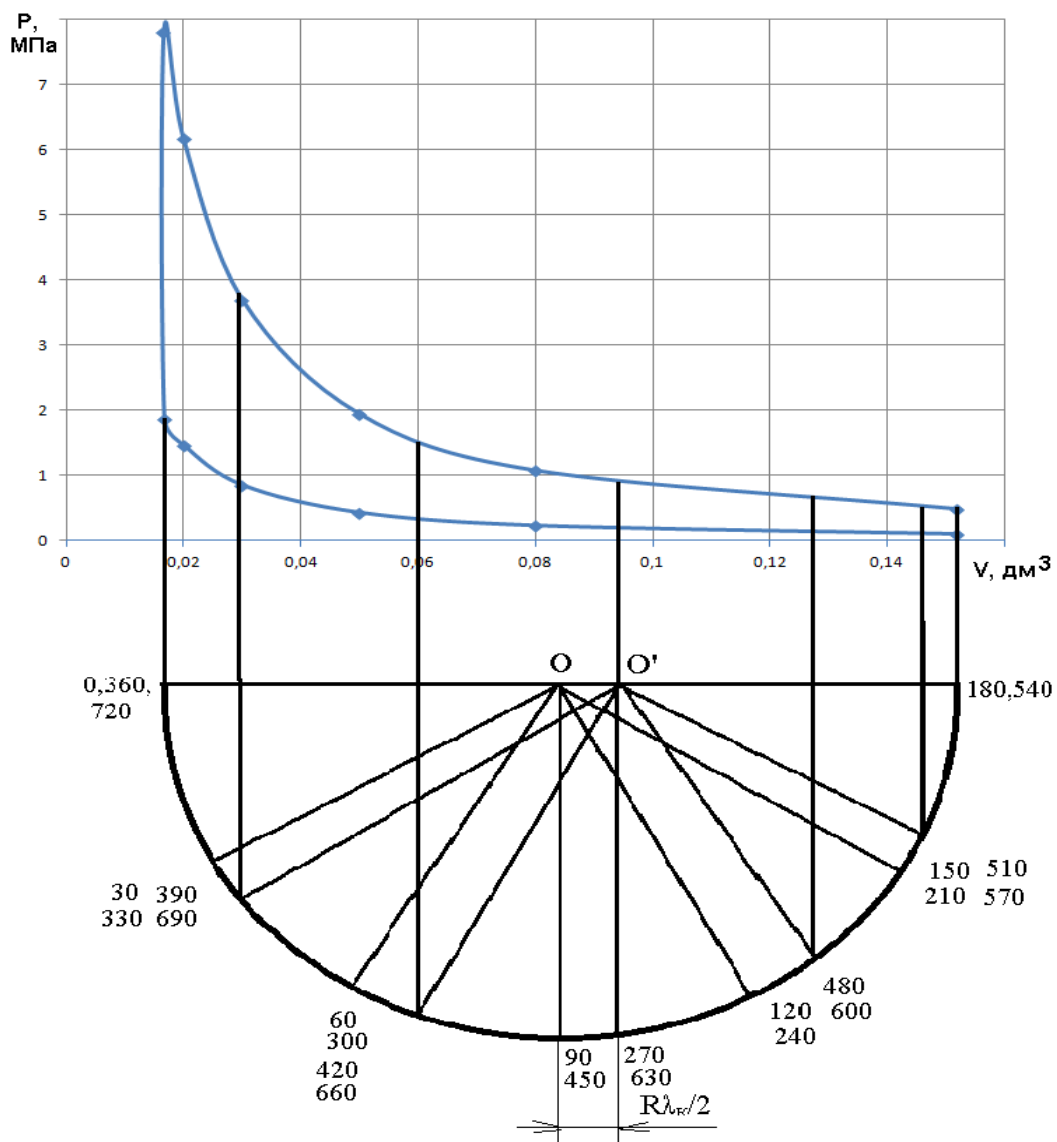


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма та схема побудови за методом Брікса

Таблиця 3.2 – Питомі маси деталей КШМ, кг/м²

| Тип двигуна | Маса поршневого комплекту $m'_n$ , кг/м² | Маса комплекту шатуна $m'_ш$ , кг/м² |
|-------------|------------------------------------------|--------------------------------------|
| Бензиновий  | 40...150                                 | 50...250                             |
| Дизельний   | 100...400                                | 100...350                            |

Найбільші числові значення питомих мас характерні для двигунів застарілих конструкцій, а найменші – для сучасних найбільш швидкохідних двигунів.

Еквівалентна маса, що зосереджена на вісі пальця поршня по формулі (3.25):

$$m_a = m'_n F_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_w F_n \quad (3.25)$$

$$m_a = 80 \cdot 0,002688 + 0,25 \cdot 200 \cdot 0,002688 = 0,349 \text{ кг}$$

Бокова сила знаходиться по формулі (3.26):

$$N = P \cdot \operatorname{tg}(\beta) \quad (3.26)$$

$$N = -1,426 \cdot 0,14 = -0,2 \text{ кН}$$

де  $\beta$  – кут між осями циліндра та шатуна.

Сила, що діє на шатун визначається по формулі (3.27):

$$S = \frac{P}{\cos \beta} \quad (3.27)$$

$$S = \frac{-1,426}{1,01} = -1,440 \text{ кН}$$

Сила, що діє уздовж радіуса кривошипа знаходиться по формулі (3.28):

$$K = P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (3.28)$$

$$K = -1,426 \cdot 0,79 = -1,127 \text{ кН}$$

Сила, що діє на кривошип у тангенційному напрямі по формулі (3.29):

$$T = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (3.29)$$

$$T = -1,426 \cdot 0,62 = -0,884 \text{ кН}$$

Функції  $\operatorname{tg}(\beta)$ ,  $\frac{1}{\cos \beta}$ ,  $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ ,  $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$  визначають з таблиць в залежності від  $\varphi$  та  $\lambda_k$ .

Для спрощення проведення розрахунків складаємо таблицю діючих сил.

Розрахунки виконують для різних значень кута повороту кривошипа з інтервалом  $\Delta \varphi = 30^\circ$ .

За даними таблиці 2 будують графіки  $P_r(\varphi)$ ,  $P_j(\varphi)$  та  $P(\varphi)$  на одному аркуші, та графіки  $N(\varphi)$ ,  $S(\varphi)$ ,  $K(\varphi)$  – на іншому. Для чотирьохтактного двигуна діаграми сил будують у діапазоні  $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ , а для двотактного –  $\varphi = 0 \dots 360^\circ$ .

$P, P_T, P_j,$   
кН

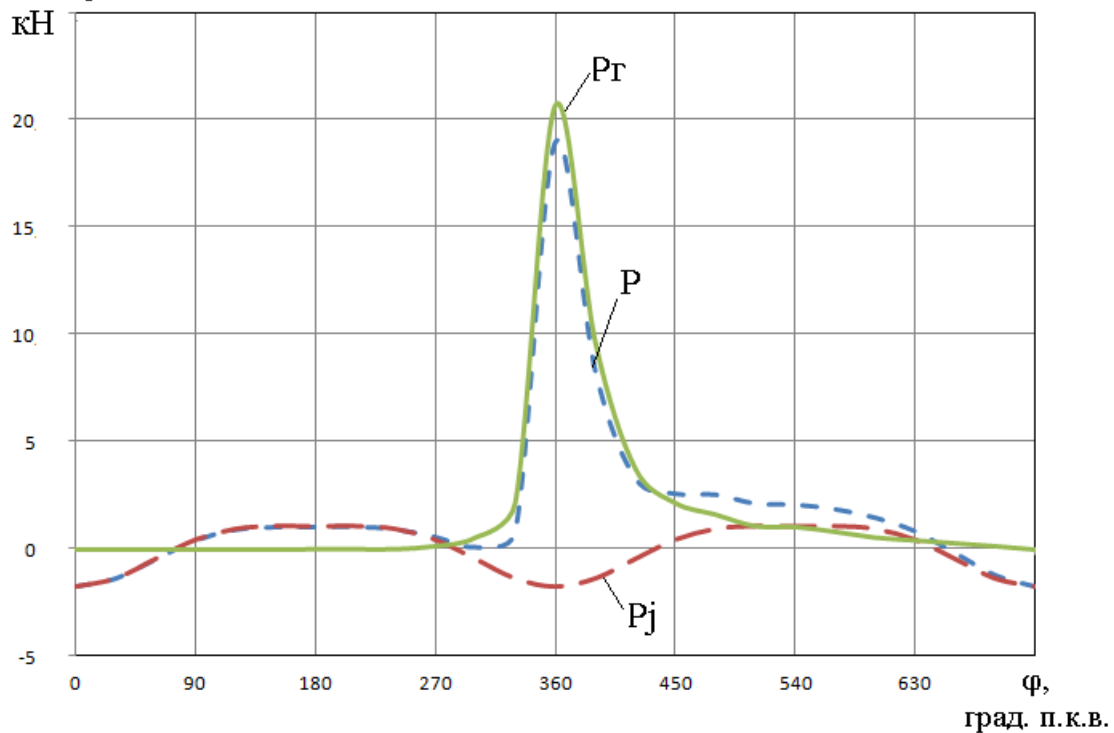


Рисунок 3.2 – Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

$S, K, N,$   
кН

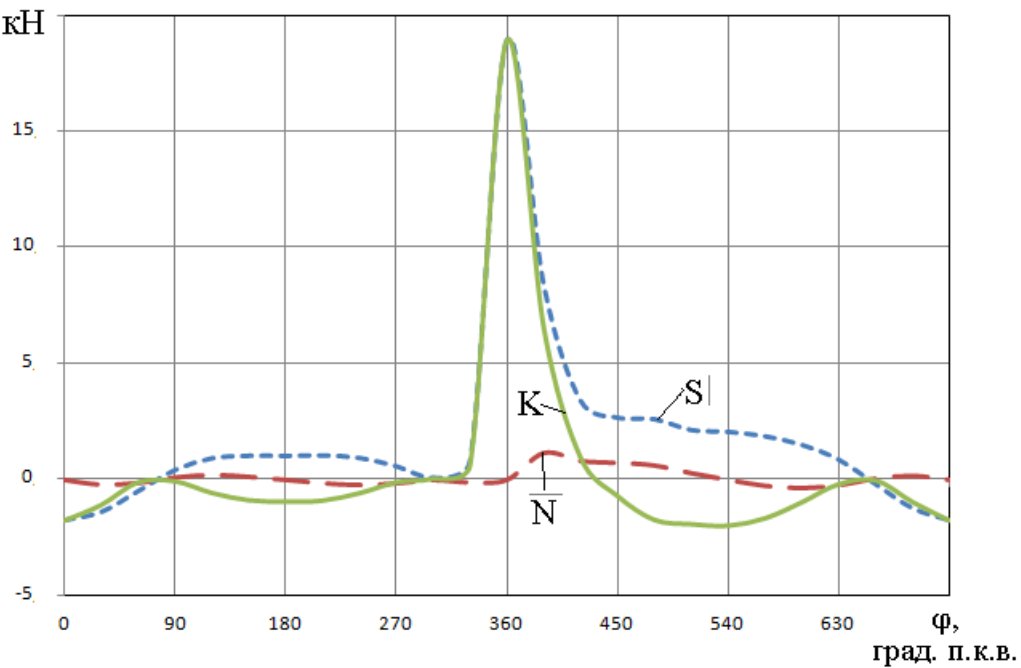


Рисунок 3.3 – Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі.

Індикаторний крутний момент на валу від одного циліндру (для  $30^\circ$ ) по формулі (3.30):

$$M_{i1} = T \cdot R_k \quad (3.30)$$

$$M_{i1} = -0,884 \cdot 0,025 = -23 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для побудови кривої сумарного індикаторного моменту складають таблицю, до якої зносять значення моментів для кожного кривошипу вала з урахуванням порядку роботи циліндрів та їх розташування.

Таблиця 3.3 – Розрахунок сумарного крутного моменту двигуна

| $\varphi$ | М      |
|-----------|--------|
| °         | і сумм |
| п.к.в.    | Н      |
| М         |        |
| 0         | 0      |
| 3         | -      |
| 0         | 23,0   |
| 6         | -      |
| 0         | 13,6   |
| 9         | 9      |
| 0         | ,2     |
| 1         | 1      |
| 20        | 6,4    |
| 1         | 9      |
| 50        | ,6     |
| 1         | 0      |
| 80        | ,0     |
| 2         | -      |
| 10        | 9,6    |
| 2         | -      |
| 40        | 16,4   |
| 2         | -      |
| 70        | 9,2    |
| 3         | -      |
| 00        | 14,7   |
| 3         | -      |
| 30        | 16,4   |

|    |   |   |
|----|---|---|
| 60 | 3 | 0 |
| 90 | 3 | 1 |
| 20 | 4 | 1 |
| 50 | 4 | 7 |
| 80 | 4 | 4 |
| 10 | 5 | 2 |
| 40 | 5 | 0 |
| 70 | 5 | - |
| 00 | 6 | - |
| 30 | 6 | - |
| 60 | 6 | 6 |
| 90 | 6 | 2 |
| 20 | 7 | 0 |

Середній індикаторний момент (для 4-х тактного двигуна) по формулі (3.31):

$$M_{i\text{cp}} = \sum M_i \frac{\Delta\varphi}{720} = 12,5 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.31)$$

де  $\Delta\varphi = 30^\circ$  – рекомендований кут між розрахунковими точками.

Середній ефективний момент по формулі (3.32):

$$M_e = M_{i\text{cp}} \cdot \eta_m \quad (3.32)$$

$$M_e = 12,5 \cdot 0,8 = 10,0 \text{ Н/м}$$

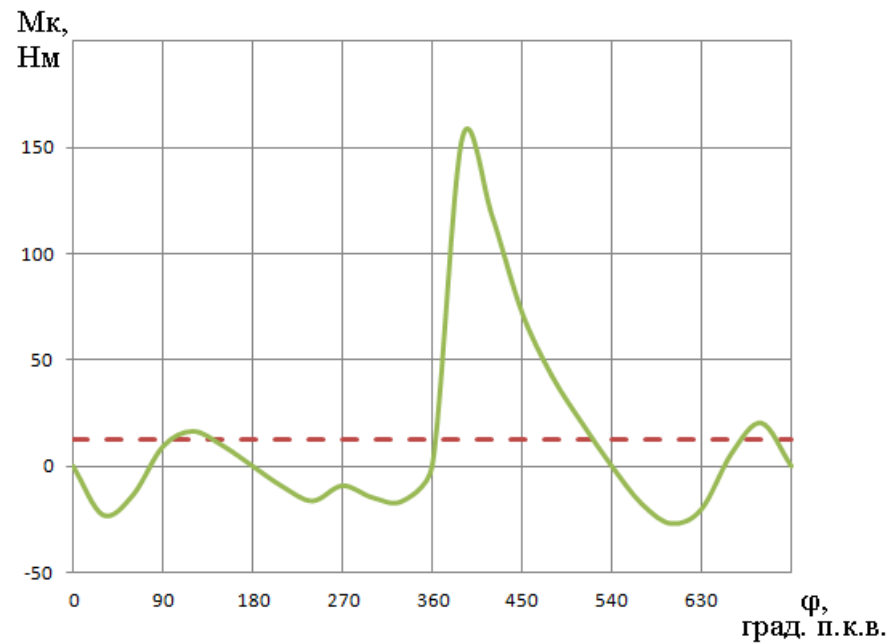


Рисунок 3.4 – Крутний момент двигуна.

Значення середнього ефективного моменту на валу двигуна може бути вираховано також за формулою (3.33):

$$M_e = 30 \frac{N_e}{\pi n} \quad (3.33)$$

$$M_e = 30 \frac{4,05}{3,14 \cdot 3800} = 10,183 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Значення показника  $M_e$ , що знайдені за останнім двома формулами не повинні відрізнятися одна від іншої більш ніж на 3...4 %.

Похибка складає 1,8%.

### 3.3 Розрахунок фаз газорозподілу двигуна MeM3-307

З теплового розрахунку маємо: діаметр циліндра  $D = 69 \text{ мм}$ ; площі поршня  $F_p = 50,24 \text{ см}^2$  частота обертів при номінальній потужності  $n_N =$

3500 хв<sup>-1</sup>, кутова частота оберту колінчатого валу  $\omega = 2\pi n_N/60 = 2\pi 3500/70 = 733$  рад/с, а радіальна частота оберту розподільного валу  $\omega_x = \omega/2 = 733/2 = 366,5$  рад/с, середня швидкість поршня  $v_{п.ср} = 17,967$  м/с, швидкість сумішу в прохідному сечінні сідлу клапану при максимальному його підйомі  $w_{вп} = 95$  м/с.

Механізм газорозподільного верхньоклапанний з розположенням клапонів у шатровій камері згорання, з верхнім розположенням розподільного вала.

Розрахунок проведений для випускних клапанів у двох варіантах: для двохклапоної голівки з одним впускним клапаном та для чотирьох – клапоної головки з тим же самим прохідним сечінням у горловині, але з двома впускними клапанами. Приведені також розрахункові данні (самі розрахунки не приводяться) чотирьохклапанних голівок зі збільшеними прохідними сечіннями у горловині клапана, що дозволяє знизити значення  $w_{вп}$  з 95 до 90 м/с.

1. Основні розміри прохідних січень у горловинах та клапанах. Площини прохідних січень та діаметри клапанів при їх максимальному підйомі.

Для одного клапана:

$$F_{хл(1)} = v_{п.ср} F_{п} / (i w_{вп}) = 17,967 \cdot 50,24 / (1 \cdot 95) = 9,502 \text{ см}^2$$

$$D_{хл(1)} = \sqrt{4 F_{хл(1)} / \pi} = \sqrt{4 \cdot 9,502 / \pi} = 3,478 \text{ см};$$

Для кожного із двох клапанів:

$$F_{хл(2)} = 17,967 \cdot 50,24 / (2 \cdot 95) = 4,751 \text{ см}^2;$$

$$D_{хл(1)} = \sqrt{4 \cdot 4,751 / \pi} = 2,46 \text{ см}$$

Площини прохідних січень та діаметрів горловин:

Для одного клапана:

$$F_{\text{гор}(1)} = 1,12 F_{\text{хл}(1)} = 1,12 \cdot 9,502 = 10,64 \text{ см}^2;$$

$$D_{\text{гор}(1)} = \sqrt{4 \cdot F_{\text{гор}(1)} / \pi} = \sqrt{4 \cdot 10,64 / \pi} = 3,681 \text{ см};$$

Для кожного із двох клапанів:

$$F_{\text{гор}(2)} = 1,12 \cdot 4,751 = 5,32 \text{ см}^2;$$

$$D_{\text{гор}(2)} = \sqrt{4 \cdot 5,32 / \pi} = 2,603 \text{ см}$$

2. Основні розміри кулачків для впускних клапанів.

Радіус початкової окружності кулачка

$$R_{0(1)} = (1,3-2,0)h_{\text{хл}(1)\text{max}} = (1,3/2,0) \cdot 10,22 = 13,3 \text{ мм} - 20,4 \text{ мм},$$

Приймаємо  $R_{0(1)} = 20 \text{ мм}$ ;

$$R_{0(2)} = (1,3/2,0) \cdot 7,22 = 9,4 \text{ мм} - 14,44 \text{ мм},$$

Приймаємо  $R_{0(2)} = 15 \text{ мм}$ .

Максимальний підйом товкача, приводящого у рух один впускний клапан.

$$H_{\text{max}(1)} = h_{\text{хл}(1)\text{max}} l_{\text{т}(1)} / l_{\text{кл}(1)} = 10,22 \cdot 33,05 / 54,05 = 6,25 \text{ мм},$$

де  $l_{\text{т}(1)} = 33,05 \text{ мм}$  та  $l_{\text{хл}(1)} = 54,05 \text{ мм}$  - відстань від опори однопальченого ричага відповідно до кулачка (товкача) та до клапана, прийняті по конструктивним даним;

Максимальний підйом товкача, приводящого у рух одночасно два

випускних клапана.

$$H_{\text{тmax}(2)} = h_{\text{кл}(2)\text{max}} l_{\text{т}(2)} / l_{\text{кл}(2)} = 7,22 \cdot 40 / 49,8 = 5,8 \text{ мм},$$

де значення  $l_{\text{т}(2)} = 40,0 \text{ мм}$  та  $l_{\text{кл}(2)} = 49,8 \text{ мм}$  прийняті по конструктивним зображенням.

3. Профілювання безударного кулачка, приводящого у рух один впускний клапан.

Тривалість участку сбігу кулачка, соответствующего вибору зазору на участках набігу и сбігу кулачка по формулі (3.34):

$$\varphi_0 = \frac{\pi \Delta s}{2 \cdot 108 \omega'_{\text{ток}}} = \frac{\pi 0,25}{2 \cdot 108 \cdot 0,02} = 0,3426946 \text{ рад} = 19,69^\circ = 19^\circ 38' \quad (3.34)$$

де  $\Delta s = 0,25 \text{ мм}$  - величина зазору, включаючого у себе температурний зазор та упругі деформації механізму газорозподілу.

$$\omega_{\text{ток}} = (0,08 - 0,022) \text{ мм/град-швидкість товкача при набіганні}$$

$$\text{Прийнята} = 0,02 \text{ мм/град}$$

Відповідно з прийнятими фазами газорозподілу устаноується углова пропродовженість кожного участку.

Перевірка прийнятих величин по формулі (3.35):

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 - \pi \varphi_0 180 = 0 \quad (3.35)$$

$$0,4712389 + 0,1047197 + 0,6632251 - \pi 71 / 180 = 1,2391837 - 1,2391837 = 0$$

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_3} = \frac{0,1047197}{0,6632251} = 0,1578947 - \text{знаходяться у допустимих преділах} = 0,1 -$$

$$0,25$$

$$\frac{\Phi_2 + \Phi_3}{\Phi_1} = \frac{0,1047197 + 0,6632251}{0,4712389} = 1,6296294 - \text{знаходиться у допустимих}$$

Преділах = 1,5-3,0

Діаметр горловини, мм по формулі (3.36):

$$d_{\text{ГОРЛ}} = \sqrt{4 \cdot F_{\text{ГОРЛ}} / \pi} \cdot 10 = \sqrt{4 \cdot 24,30 / 3,14} \cdot 10 = 57,88 \text{ мм} \quad (3.36)$$

Діаметр  $d_{\text{ГОРЛ ВП}}$  впускного клапана повинен знаходитись в межах:

$$d_{\text{ГОРЛ ВП}} = (0,30 \dots 0,52) D_{\text{П}} = 0,42 \cdot 126,38 = 55,08 \text{ мм}$$

Діаметри горловин выпускных клапанів приймають на 10-20% менше  $d_{\text{ГОРЛ ВП}}$

$$d_{\text{ГОРЛ ВЫП}} = 0,9 \cdot d_{\text{ГОРЛ ВП}} \dots 0,8 \cdot d_{\text{ГОРЛ ВП}} = 0,85 \cdot 57,88 = 49,20 \text{ мм}$$

У сучасних двигунів кут нахилу фаски тарілки впускного клапана зазвичай приймається рівним 45°, а впускного клапана - 45° або 30°.

Якщо відомі  $F_{\text{КЛ}}$  і  $\alpha$ , то максимальна висота підйому клапана може бути визначена при  $\alpha = 45^\circ$ :

$$\begin{aligned} h_{\text{КЛ}} &= \sqrt{4,93 \cdot d_{\text{ГОРЛ}}^2 + 4,44 \cdot F_{\text{КЛ}}} / 2,22 - d_{\text{ГОРЛ}} \\ &= \sqrt{4,93 \cdot 3350,09 + 4,44 \cdot 20,25} / 2,22 - 49,6 = 13,2 \text{ мм} \end{aligned}$$

Основні розміри кулачків для впускних клапанів

Радіус начальной окружности кулачка:

$$r_0 = (1,3 - 2,0) \cdot h_{\text{КЛ}(1)\text{max}} = 10,5 \text{ мм} \div 16,22 \text{ мм}$$

Приймаємо  $r_0 = 16$  мм

Максимальний підйом штовхача, що приводить в рух один впускний клапан по формулі (3.37):

$$h_{\tau \max} = h_{\text{кл} \max} * \frac{l_{\tau}}{l_{\text{кл}}} = 8,11 * \frac{33,05}{54,05} = 4,95 \text{ мм} \quad (3.37)$$

де  $l_{\tau} = 33,05$  мм і  $l_{\text{кл}} = 54,05$  мм - відстані від опори одноплечного важеля відповідно до кулачка і до клапана.

Тривалість ділянки сбега кулачка, що відповідає вибору зазору ( $\Delta S$ ) на ділянках набігання і сбега кулачка по формулі (3.38):

$$\Phi_0 = \frac{\pi * \Delta S}{2 * 180 * \omega'_{\text{ток}}} = \frac{\pi * 0,25}{2 * 180 * 0,02} = 0,3426946 \text{ рад} = 19,63^{\circ} = 19^{\circ} 38' \quad (3.38)$$

де  $\Delta S = 0,25$  мм - величина зазора, включаючого в себе температурний зазор и упругие деформации механизма газораспределения;  $\omega'_{\text{ток}} = (0,08 - 0,022)$  мм/град - скорость толкателя при набегании, принята = 0,02 мм/град.

Фази газорозподілення:

попередження відкриття впускного клапана -  $\varphi_{np} = 26^{\circ}$ ,

запізнювання закриття впускного клапана -  $\varphi_{zn} = 78^{\circ}$ ,

тривалість відкриття впускного клапана за кутом повороту розподільного вала -  $142^{\circ}$ , тоді  $\varphi_{po} = 71^{\circ}$ .

Відповідно до заданими фазами газорозподілу встановлюється кутова тривалість кожної ділянки прискорень при дотриманні вимог закону прискорень ненаголошеного кулачка Курци:

ділянку позитивних прискорень:

$$\Phi_1 = 27^\circ = 0,4712389 \text{ рад}$$

перша ділянка негативних прискорень:

$$\Phi_2 = 6^\circ = 0,1047197 \text{ рад}$$

друга ділянка негативних прискорень -  $\Phi_3 = 38^\circ = 0,6632251 \text{ рад}$

Перевірка прийнятих величин:

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 - \pi \cdot \varphi_{po} / 180 = 0,4712389 + 0,1047197 + 0,6632251 - \pi \cdot 71 / 180 = 0$$

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_3} = \frac{0,1047197}{0,6632251} = 0,1578947 - \text{в допустимих межах } = 0,1 - 0,25$$

$$\frac{\Phi_2 + \Phi_1}{\Phi_3} = \frac{0,1047197 + 0,4712389}{0,6632251} = 1,6296294 - \text{знаходиться в межах } = 1,5 - 3,0$$

Визначення допоміжних величин і коефіцієнтів закону руху штовхача по формулі (3.39)(3.40)(3.41):

$$z = \frac{5}{8}; \quad k_1 = 8 \cdot z \cdot \left(\frac{\Phi_2}{\pi}\right)^2 = 8 \cdot \frac{5}{8} \cdot \left(\frac{0,1047197}{3,1415926}\right)^2 = 0,0055555 \quad (3.39)$$

$$k_2 = \frac{5+z}{6} \cdot \Phi_3^2 = \frac{5+\frac{5}{8}}{6} \cdot (0,6632251)^2 = 0,4123758 \quad (3.40)$$

$$k_3 = \frac{4+2z}{4} \cdot \Phi_3 = \frac{4+2 \cdot \frac{5}{8}}{4} \cdot 0,6632251 = 1,1606439 \quad (3.41)$$

$$K_1 = k_1 + k_2 + k_3 \cdot \Phi_2 = 0,0055555 + 0,4123758 + 1,1606439 \cdot 0,1047197 = 0,5394736 \quad (3.42)$$

$$K_2 = k_3 + 4 \cdot z \cdot \frac{\Phi_2}{\pi} = 1,1606439 + 4 \cdot \frac{5}{8} \cdot \frac{0,1047197}{3,1415926} = 1,2439771; \quad (3.43)$$

$$c_{11} = \frac{K_1 \cdot \omega''_{\text{мок}} + K_2 \cdot h_{\Gamma \text{max}}}{2K_1 + K_2 \cdot \Phi_1} = \frac{0,5394736 \cdot 1,1459156 + 1,2439771 \cdot 4,95}{2 \cdot 0,5394736 + 1,2439771 \cdot 0,4712389} = 4,069211, \quad (3.44)$$

$$\text{де } \omega''_{\text{мок}} = \omega'_{\text{мок}} \cdot 180 / \pi = 0,02 \cdot 180 / 3,1415926 = 1,1459156;$$

$$c_{12} = (c_{11} - \omega''_{\text{мок}}) \cdot \Phi_1 / \pi = (4,0692111 - 1,1459156) \cdot 0,4712389 / 3,1415926 = 0,4384843; \quad (3.45)$$

$$c_{32} = (2c_{11} - \omega''_{\text{мок}}) / K_2 = (2 \cdot 4,0692111 - 1,1459156) / 1,2439771 = 5,6210894; \quad (3.46)$$

$$c_{21} = c_{32} \cdot k_3 = 5,6210894 \cdot 0,4132758 = 6,5240831; \quad (3.47)$$

$$c_{22} = c_{32} \cdot k_1 = 5,6210894 \cdot 0,0055555 = 0,0312279; \quad (3.48)$$

$$c_{31} = c_{32} \cdot \frac{1-z}{6\Phi_3^2} = 5,6210894 \cdot \frac{1-\frac{5}{8}}{6 \cdot 0,6632251^2} = 0,7986906; \quad (3.49)$$

$$c_{33} = c_{32} \cdot K_2 = 5,6210894 \cdot 0,4123758 = 2,3180012 \quad (3.50)$$

Перевірка обчислених значень коефіцієнтів:

$$c_{11} \cdot \Phi_1 + c_{21} \cdot \Phi_2 + c_{22} + c_{33} - h_{\text{max}} = 4,0692111 \cdot 0,4712389 + 6,5240831 \cdot 0,1047197 + 0,0312279 + 2,3180012 - 4,95 = -0,0000003; \quad (3.51)$$

$$c_{31} \cdot \Phi_3^4 - c_{32} \cdot \Phi_3^2 + c_{33} = 0,7986906 \cdot 0,6632251^4 - 5,6210894 \cdot 0,6632251^2 +$$

$$2,3180012 = 0,0000001; \quad (3.52)$$

$$c_{11} + c_{12} \cdot \pi / \Phi_1 - \omega''_{\text{мок}} = 4,0692111 - 0,4384843 \cdot 3,1415926 / 0,4712389 - 1,1459156 = 0,0000668; \quad (3.53)$$

$$c_{21} + 4c_{31} \cdot \Phi_3^3 - 2c_{32} \cdot \Phi_3 = 6,5240831 + 4 \cdot 0,7986906 \cdot 0,6632251^3 - 2 \cdot 5,6210894 \cdot 0,6632251 = -0,0000002; \quad (3.54)$$

$$c_{11} + c_{12} \cdot \pi / \Phi_1 - c_{21} - c_{22} \cdot \pi / (2\Phi_2) = 4,0692111 + 0,4384843 \cdot 3,1415926 / 0,4712389 - 6,5240831 - 0,0312279 \cdot 3,1415926 / 2 \cdot 0,1047197 = -0,0000621; \quad (3.55)$$

$$c_{22} \cdot \left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2 + 12c_{31} \cdot \Phi_3^2 - 2c_{32} \cdot \left(\frac{3,1415926}{2 \cdot 0,1047197}\right) = 0,0312279 \cdot \left(\frac{3,1415926}{2 \cdot 0,1047197}\right) + 12 \cdot 0,7986906 \cdot 0,6632251^2 - 2 \cdot 5,6210894 = -0,0000773 \quad (3.56)$$

Підйом (переміщення) штовхача по куту повороту кулачка (розподільного валу)  $\varphi_{p0}$

Підйом штовхача на ділянці сбіга ( $\varphi_{k0} = 0^\circ - 19^\circ 38' = 19,633^\circ$ )

$$h_0 = \Delta s \left(1 - \cos \frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi_{k0}\right) \quad (3.57)$$

$$h_0 = 0,25 \left(1 - \cos \frac{3,1415926}{2 \cdot 0,34269946} \varphi_{k0}\right) = 0,25 (1 - \cos 4,5836622 \cdot \varphi_{k0})$$

У початку ділянки при, по формулі (3.58):

$$\varphi_{k0} = \varphi_k = 0^\circ, h_0 = 0,25 (1 - \cos 4,5836622 \cdot 0) = 0 \text{ мм} \quad (3.58)$$

У кінці ділянки при, по формулі (3.59):

$$\varphi_{k0} = \varphi_{\text{кон}} = 19,633^\circ \quad (3.59)$$

$$h_{ok} = 0.25(1 - \cos 4.5836622 \cdot 19,633) = 0.25 \text{ мм}$$

Підйом товкача на  $h_T = h_0 - \Delta s$  ділянки сбігу (вибір зазору) = 0

Підйом товкача на ділянку позитивних прискорень

$$(\varphi_{k0} = 0^\circ - 27^\circ)$$

$$h_1 = \Delta s - c_{11}\varphi_{k1} - c_{12}\sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{k1} \quad (3.60)$$

$$\begin{aligned} h_1 &= 0,25 - 4,0692111\varphi_{k1} - 0,4384843\sin\frac{3,1415926}{0,4712689}\varphi_{k1} = \\ &= 0,25 - 4,0692111\varphi_{k1} - 0,4384843\sin 6,66666665\varphi_{k1} \end{aligned}$$

В началі ділянки при  $\varphi_{k1} = \varphi_{k1н} = 0^\circ$

$$h_{1н} = 0,25 - 4,0692111 * 0 - 0,4384843 * \sin(6,66666665 * 0^\circ) = 0$$

$$h_1 = h_0 - \Delta s = 0.25 - 0.25 = 0$$

У кінці ділянки при  $\varphi_{k1} = \varphi_{k1н} = 27^\circ = 0.4712389 \text{ рад}$

$$h_{1к} = 0,25 - 4,0692111 * 0.4712389 - 0,4384843 * \sin(6,66666665 * 0.4712389) = 2,167 \text{ мм}$$

$$\text{а } h_T \approx 1,917 \text{ мм}$$

Підйом товкача на перших отрицательних ділянках прискорення:

$$(\varphi_{k2} = 0^\circ - 6^\circ)$$

$$h_2 = h_{1к} + c_{21}\varphi_{k2} + c_{22}\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{k2}$$

$$h_2 = 2,1675705 + 6,5240831 * \varphi_{k2} + 0.0312279 * \sin\left(\frac{3.1415926}{2 * 0.1047197}\varphi_{k2}\right) =$$

$$= 2,1675705 + 6,5240831 * \varphi_{k2} + 0.0312279 * \sin(15.0000070 * \varphi_{k2})$$

У началі ділянки при  $\varphi_{k2} = \varphi_{k2н} = 0^\circ = 0\text{рад}$

$$h_2 = 2,167 \text{ мм}, \text{ а } h_T = 1,917 \text{ мм}$$

У кінці ділянки при  $\varphi_{k2} = \varphi_{k2н} = 6^\circ = 0.1047197\text{рад}$

$$h_{2к} =$$

$$2,1675705 + 6,5240831 * 0.1047197 + 0.0312279 ** \sin(15.0000070 * 0.1047197) = 2,8819984 \text{ мм}$$

$$\text{а } h_T = 2,631 \text{ мм}$$

Підйом товкача на вторих ділянках отрицательных ускорень:

$$(\varphi_{k2} = 0^\circ - 38^\circ)$$

$$h_3 = h_{2к} + c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{k3})^4 - c_{32}(\Phi_3 - \varphi_{k3})^2 + c_{33}; (1.29)$$

$$h_3 = 2.8819984 + 0,7986906 * (0,6632251 - \varphi_{k3})^4 - 5,6210894 ** (0,6632251 - \varphi_{k3})^2 + 2,3180012;$$

У началі ділянки при  $\varphi_{k2} = 0^\circ = 0\text{рад}$

$$h_{3н} = 2.8819984 + 0,7986906 * (0,6632251 - 0)^4 - 5,6210894 ** (0,6632251 - 0)^2 + 2,3180012 = 2,881 \text{ мм}$$

$$h_T = 2,621 \text{ мм}$$

У кінці ділянки при  $\varphi_{k2} = 38^\circ = 0,6632251\text{рад}$

$$h_{3к} = 2.8819984 + 0,7986906 * (0,6632251 - 0,6632251)^4 - 5,6210894 * (0,6632251 - 0,6632251)^2 + 2,3180012 = 5,2 \text{ мм}$$

$$h_{Tmax} = 4,95\text{мм}$$

Швидкість штовхача по куту повороту кулачка  $\varphi_k$

Швидкість товкача на ділянках сбіга ( $\varphi_{k0} = 0^\circ - 19.633^\circ$ )

$$\omega_{T0} = \omega_k * 10^{-3} \Delta s \frac{\pi}{2\Phi_0} \sin \frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi_{k0}$$

(3.61)

де  $\omega_k = 282,6 \text{ рад/с}$  - швидкість оберту кулачкового вала

$$\omega_{T0} = 286,6 * 10^{-3} * 0,25 * \frac{3,1415926}{2*0,3426946} \sin \frac{3,1415926}{2*0,3426946} \varphi_{k0}$$

(3.62)

У началі ділянки при  $\varphi_{k0} = \varphi_{k0н} = 0^\circ$ ,  $\omega_{T0} = 0$

У кінці ділянки при  $\varphi_{k0} = \varphi_{k0н} = 19,633^\circ$ ,  $\omega_{T0} = 0,3238 \text{ м/с}$

Швидкість товкача на ділянках позитивних ускорень

$$(\varphi_{k1} = 0^\circ - 27^\circ)$$

$$\omega_{T1} = \omega_k * 10^{-3} * \left( c_{11} - c_{12} \frac{\pi}{\Phi_1} \cos \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{k1} \right)$$

(3.63)

$$\omega_{T1} = 0,2826 * \left( 4,0692111 - 0,4384843 \frac{3,1415926}{0,4712389} \cos \frac{3,1415926}{0,4712389} \varphi_{k1} \right)$$

У началі ділянки при  $\varphi_{T1} = \varphi_{T1н} = 0^\circ$ ,  $\omega_{T1} = 0,3238 \text{ м/с}$

У кінці ділянки при  $\varphi_{k1} = \varphi_{k1н} = 27^\circ$ ,  $\omega_{T1} = \omega_{T1к} = \pm \omega_{Tmax}$

$$\omega_{T1} = \omega_{Tmax} = \pm 1,9760$$

Швидкість товчкача на перших участках отрицательних ускорень:

$$\begin{aligned}
 &(\varphi_{к2} = 0^\circ - 6^\circ) \\
 &\omega_{т2} = \omega_{к} * 10^{-3} * \left( c_{21} + c_{22} \frac{\pi}{\Phi_2} \cos \frac{\pi}{\Phi_2} \varphi_{к2} \right) \\
 &\omega_{т2} = 0,2826 * \left( 6,5240831 + 0,0312279 \frac{3.1415926}{0,1047197} \cos \frac{3.1415926}{0,1047197} \varphi_{к1} \right)
 \end{aligned}
 \tag{3.64}$$

У началі діляниці при  $\varphi_{к2} = \varphi_{к2н} = 0^\circ$ ,  $\omega_{т2н} = 1,9760 \text{ м/с}$

У кінці діляниці при  $\varphi_{к2} = \varphi_{к2к} = 6^\circ$ ,  $\omega_{т2к} = 1,8437 \text{ м/с}$

Швидкість товчкача на вторих участках отрицательних ускорень:

$$\begin{aligned}
 &(\varphi_{к3} = 0^\circ - 38^\circ) \\
 &\omega_{т3} = \omega_{к} * 10^{-3} (2 * c_{32} (\Phi_3 - \varphi_{к3}) - 4 * c_{31} (\Phi_3 - \varphi_{к3})^3) \\
 &0,2826 * \\
 &(2 * 5,6210894 * (0,6632251 - \varphi_{к3}) - 4 * 0,7986906 * (0,6632251 - \\
 &\varphi_{к3})^3) = \omega_{т3}
 \end{aligned}
 \tag{3.65}$$

У началі діляниці при  $\varphi_{к3} = \varphi_{к3н} = 0^\circ$ ,  $\omega_{т3} = 1,8437 \text{ м/с}$ ;

У кінці діляниці при  $\varphi_{к3} = \varphi_{к3к} = 38^\circ$ ,  $\omega_{т3} = 0 \text{ м/с}$ .

Швидкість штовхача:

Швидкість товчкача на діляницях сбігу ( $\varphi_{к0} = 0^\circ - 19^\circ 38' = 19,63^\circ$ )

У началі діляниці при  $\varphi_{к0} = \varphi_{к0н} = 0^\circ = 0 \text{ рад}$

$$j_{m0} = \omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot s \cdot \left(\frac{\pi}{2\Phi_0}\right)^2 \cdot \cos \frac{\pi}{2\Phi_0} \cdot \varphi_{\kappa 0} =$$

$$282,6^2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25 \cdot \left(\frac{3,1415926}{2 \cdot 0,3426946}\right)^2 \cdot \cos \frac{3,1415926}{2 \cdot 0,3426946} \cdot 0 = 419,47834 = 420 \text{ м/с}^2;$$

(3.66)

У кінці ділянки при  $\varphi_{\kappa 0} = \varphi_{\kappa 0\kappa} = 19^\circ 38' = 0,3426081$  рад

$$j_{m0\kappa} = 0 \text{ м/с}^2$$

Швидкість товкача на участках положительных ускорень:

$$(\varphi_{\kappa 1} = 0^\circ - 27^\circ)$$

У началі ділянки  $\varphi_{\kappa 1} = \varphi_{\kappa 1\mu} = 0^\circ = 0$  рад

$$j_{m1\mu} = \omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{12} \cdot \left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2 \cdot \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \varphi_{\kappa 1} = 887,3639623 \cdot \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot 0 = 0 \text{ м/с}^2$$

(3.67)

У кінці ділянки  $\varphi_{\kappa 1\kappa} = 27^\circ = 0,4712389$  рад

$$j_{m1\kappa} = 887,3639623 \cdot \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot 27 = 0 \text{ м/с}^2$$

Швидкість товкача на перших участках отрицательных ускорень:

$$(\varphi_{\kappa 2} = 0^\circ - 6^\circ)$$

В началі ділянки при  $\varphi_{\kappa 2} = \varphi_{\kappa 2H} = 0^\circ = 0$  рад

$$j_{m2H} = -\omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{22} \cdot \left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2 \cdot \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot \varphi_{\kappa 2} = -561,1384852 \cdot \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot 0 = 0 \text{ м/с}^2; (3.68)$$

У кінці ділянки при  $\varphi_{\kappa 2} = \varphi_{\kappa 2\kappa} = 6^\circ = 0,1047197$  рад

$$j_{m2\kappa} = -561,1384852 \cdot \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot 6 = -561,1384852 = 561 \text{ м/с}^2.$$

Швидкість на вторих ділянках отрицательных ускорений

$$(\varphi_{\kappa 3} = 0^\circ - 38^\circ)$$

У началі ділянки при  $\varphi_{\kappa 3} = \varphi_{\kappa 3H} = 0^\circ = 0$  рад

$$j_{m3H} = \omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot [12c_{31} \cdot (\Phi_3 - \varphi_{\kappa 3H})^2 - 2c_{32}] = 282,6^2 \cdot 10^{-3} \cdot [12 \cdot 0,7986906 \cdot (0,6632251 - 0)^2 - 2 \cdot 5,6210894] = -561 \text{ м/с}^2; \quad (3.69)$$

У кінці ділянки при  $\varphi_{\kappa 3} = \varphi_{\kappa 3\kappa} = 38^\circ = 0,6632251$  рад

$$j_{m3\kappa} = \omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot [12c_{31} \cdot (\Phi_3 - \varphi_{\kappa 3\kappa})^2 - 2c_{32}] = 282,6^2 \cdot 10^{-3} \cdot [12 \cdot 0,7986906 \cdot (0,6632251 - 0,6632251)^2 - 2 \cdot 5,6210894] = -898 \text{ м/с}^2.$$

Максимальне та мінімальне ускорение толкателя: (м/с<sup>2</sup>)

$$j_{m\max} = \omega_k^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{12} \cdot \left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2 = 282,6^2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4384843 \cdot \left(\frac{\pi}{0,4712389}\right)^2 =$$

$$1556,380663 \text{ м/с}^2 \text{ (допустимо до } 3500 \text{ м/с}^2 \text{); (3.70)}$$

$$j_{m\min} = -\omega_k^2 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot c_{32} = -282,6^2 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 5,6210894 = -897,8314274 = -898$$

$$\text{м/с}^2 \quad (\text{допустимо} \quad \text{до} \quad 1500 \quad \text{м/с}^2).$$

(3.71)

Значення  $j_{m0}, j_{m1}, j_{m2}, j_{m3}$  заносяться в таблицю

Мінімальний і максимальний радіуси кривизни профілю ненаголошеного кулачка при плоскому штовхачі:

$$\rho_{\min} = r_k + h - 2c_{32} = 15,75 + 5,2 - 2 \cdot 5,6210894 = 9,7078212 \text{ мм, где}$$

$$h = h_{\text{тmax}} + \Delta s = 4,95 + 0,25 = 5,2 \text{ мм; } r_k = r_0 - \Delta s = 16 - 0,25 = 15,75 \text{ мм.}$$

(3.72)

$$\rho_{\max} = r_k + \Delta s + c_{11} \cdot \Phi_1 / 2 + c_{12} \left[ \left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2 - 1 \right] = 15,75 + 0,25 +$$

$$\frac{4,0692111 \cdot 0,4712389}{2} + 0,4384843 \cdot \left[ \left(\frac{\pi}{0,4712389}\right)^2 - 1 \right] = 36,00778528 \text{ мм.}$$

(3.73)

Проведені розрахунки показують, що розрахований ненаголошений кулачок задовольняє всім висунутим вимогам.

Таблиця 3.4 – Дані розрахунку кулачка

| Параметри  |        |            |        |            |                         |                            |
|------------|--------|------------|--------|------------|-------------------------|----------------------------|
| фр,<br>п.к | ф<br>к | hкл,<br>мм | hт, мм | Wт,<br>м/с | jт,<br>м/с <sup>2</sup> | Фкл,<br>мм <sup>2</sup> *с |

|                             |                        |              |                |              |                  |          |
|-----------------------------|------------------------|--------------|----------------|--------------|------------------|----------|
| .B.                         | 0                      |              |                |              |                  |          |
| 32<br>7.3<br>6 <sup>0</sup> | 0                      | 0.25         | 0              | 0            | 419.<br>4783     | 0        |
| 34<br>7 <sup>0</sup>        | 1<br>9.<br>6<br>3<br>3 | 0.25         | 0              | 0.32<br>3836 | 0.06<br>4651     | 0        |
| 35<br>0 <sup>0</sup>        | 3                      | 0.31<br>3092 | 0.0630<br>9177 | 0.37<br>3673 | 532.<br>305      | 4.01E-04 |
| 35<br>4 <sup>0</sup>        | 7                      | 0.42<br>8206 | 0.1782<br>0591 | 0.58<br>3052 | 1132<br>.07      | 4.25E-03 |
| 0 <sup>0</sup>              | 1<br>3                 | 0.73<br>5529 | 0.4855<br>2913 | 1.10<br>1921 | 1553<br>.747     | 1.77E-02 |
| 5 <sup>0</sup>              | 1<br>8                 | 1.14<br>864  | 0.8986<br>4035 | 1.56<br>301  | 1347<br>.867     | 4.14E-02 |
| 10<br>0                     | 2<br>3                 | 1.68<br>669  | 1.4366<br>8975 | 1.88<br>8191 | 698.<br>5092     | 8.12E-02 |
| 14<br>0                     | 2<br>7                 | 2.16<br>7564 | 1.9175<br>6425 | 1.97<br>6063 | 0.00<br>9422     | 1.27E-01 |
| 15<br>0                     | 1                      | 2.28<br>6543 | 2.0365<br>4272 | 1.97<br>1571 | -<br>145.<br>231 | 1.40E-01 |
| 19<br>0                     | 5                      | 2.75<br>978  | 2.5097<br>7951 | 1.87<br>7968 | -<br>542.<br>017 | 2.01E-01 |
| 20<br>0                     | 6                      | 2.87<br>6815 | 2.6268<br>1483 | 1.84<br>3707 | -<br>561.<br>138 | 2.19E-01 |
| 25<br>0                     | 5                      | 3.41<br>8029 | 3.1680<br>2946 | 1.65<br>7346 | -<br>643.<br>917 | 3.16E-01 |
| 35<br>0                     | 1<br>5                 | 4.30<br>9757 | 4.0597<br>5693 | 1.21<br>6945 | -<br>774.<br>488 | 5.57E-01 |

Продовження таблиці 3.4

|         |        |              |                |              |                  |          |
|---------|--------|--------------|----------------|--------------|------------------|----------|
| 45<br>0 | 2<br>5 | 4.90<br>7556 | 4.6575<br>5638 | 0.71<br>0303 | -<br>858.<br>427 | 8.47E-01 |
|---------|--------|--------------|----------------|--------------|------------------|----------|

|                      |        |              |                |                  |                  |              |
|----------------------|--------|--------------|----------------|------------------|------------------|--------------|
| 55<br>0              | 3<br>5 | 5.17<br>9411 | 4.9294<br>1137 | 0.16<br>6221     | -<br>895.<br>733 | 1.16E+0<br>0 |
| 58<br>0              | 3<br>8 | 5.19<br>4816 | 4.9448<br>1603 | 3.18<br>E-07     | -<br>897.<br>831 | 1.26E+0<br>0 |
| 61<br>0              | 3<br>5 | 5.17<br>9411 | 4.9294<br>1137 | -<br>0.16<br>622 | -<br>895.<br>733 | 1.36E+0<br>0 |
| 71<br>0              | 2<br>5 | 4.90<br>7556 | 4.6575<br>5638 | -<br>0.71<br>03  | -<br>858.<br>427 | 1.67E+0<br>0 |
| 81<br>0              | 1<br>5 | 4.30<br>9757 | 4.0597<br>5693 | -<br>1.21<br>694 | -<br>774.<br>488 | 1.96E+0<br>0 |
| 90<br>0              | 6      | 3.51<br>9147 | 3.2691<br>4726 | -<br>1.61<br>711 | -<br>659.<br>072 | 2.17E+0<br>0 |
| 96<br>0              | 6      | 2.87<br>6815 | 2.6268<br>1483 | -<br>1.84<br>371 | -<br>561.<br>138 | 2.29E+0<br>0 |
| 97<br>0              | 5      | 2.75<br>978  | 2.5097<br>7951 | -<br>1.87<br>797 | -<br>542.<br>017 | 2.31E+0<br>0 |
| 10<br>1 <sup>0</sup> | 1      | 2.28<br>6543 | 2.0365<br>4272 | -<br>1.97<br>157 | -<br>145.<br>231 | 2.36E+0<br>0 |
| 10<br>2 <sup>0</sup> | 2<br>7 | 2.16<br>7564 | 1.9175<br>6425 | -<br>1.97<br>606 | 0.00<br>9422     | 2.38E+0<br>0 |
| 10<br>6 <sup>0</sup> | 2<br>3 | 1.68<br>669  | 1.4366<br>8975 | -<br>1.88<br>819 | 698.<br>5092     | 2.42E+0<br>0 |
| 11<br>1 <sup>0</sup> | 1<br>8 | 1.14<br>864  | 0.8986<br>4035 | -<br>1.56<br>301 | 1347<br>.867     | 2.45E+0<br>0 |

Продовження таблиці 3.4

|                      |        |              |                |                  |             |              |
|----------------------|--------|--------------|----------------|------------------|-------------|--------------|
| 11<br>9 <sup>0</sup> | 1<br>0 | 0.55<br>7585 | 0.3075<br>8528 | -<br>0.82<br>275 | 1429<br>.09 | 2.48E+0<br>0 |
|----------------------|--------|--------------|----------------|------------------|-------------|--------------|

|                 |                        |              |                |                  |              |              |
|-----------------|------------------------|--------------|----------------|------------------|--------------|--------------|
| 12<br>6°        | 3                      | 0.31<br>3092 | 0.0630<br>9177 | -<br>0.37<br>367 | 532.<br>305  | 2.49E+0<br>0 |
| 12<br>9°        | 1<br>9.<br>6<br>3<br>3 | 0.25         | 0              | -<br>0.00<br>698 | 0.06<br>4651 | 2.49E+0<br>0 |
| 13<br>3.6<br>3° | 1<br>5                 | 0.25         | 0              | -<br>0.00<br>534 | 152.<br>002  | 2.49E+0<br>0 |
| 13<br>8.6<br>3° | 1<br>0                 | 0.25         | 0              | -<br>0.00<br>357 | 292.<br>2547 | 2.49E+0<br>0 |
| 14<br>3.6<br>3° | 5                      | 0.25         | 0              | -<br>0.00<br>179 | 386.<br>3655 | 2.49E+0<br>0 |
| 14<br>8.6<br>3° | 0                      | 0.25         | 0              | 0                | 419.<br>4783 | 2.49E+0<br>0 |

Час перетин клапанів:

Діаграми підйому штовхачів, побудовані в масштабі по осі абсцис:

$$M_{\phi p} = 1^\circ / \text{мм}$$

По осі ординат:

$$M_{hT} = 0,1\text{мм} / \text{мм},$$

Діаграмами підйому клапана, якщо змінити масштаб по осі ординат:

$$M_{кл} = h_{кл\max} M_{hT} / h_{T\max}.$$

Тоді для газорозподільного механізму з одним впускним клапаном:

$$M_{hкл} = 8,11 \cdot 0,1 / 4,95 = 0,1638 \text{ мм} / \text{м}$$

Час-перетин клапанів за такт впуску:

$$\int_{t_0}^{t_{90}} F_{кл} dt = M_t M_F F_{abcd} \quad (3.74)$$

$$M_t = M_{\varphi p} / 6n_p = 1 / (6 \cdot 2700) = 6,17 \cdot 10^{-5} \text{ с} / \text{мм}$$

$$M_F = M_{hкл} \cdot 2,22 d_{зоп} = 0,1638 \cdot 2,22 \cdot 29,25 = 10,6363 \text{ мм}^2 / \text{мм}$$

Площі під кривими ab і cd без урахування площі, відповідної вибору зазору  $\Delta s$ .

Час-перетин одноклапанного механізму за такт впуску:

$$\int_{t_0}^{t_{90}} = 6,17 \cdot 10^{-5} \cdot 10,6363 \cdot 4090 = 2,684 \text{ мм} \cdot \text{с} \quad (3.75)$$

де  $F_{abcd} = 4090 \text{ мм}^2$

Середня площа прохідного перетину клапана:

$$F_{кл.ср} = \int_{t_0}^{t_{90}} F_{кл} dt (t_{90} - t_0) = M_F \cdot F_{abcd} / l_{ад} \quad (3.76)$$

де  $l_{ад} = 90 \text{ мм}$  - тривалість такту впуску, для одноклапанного механізму

$$F_{\text{кл.ср}} = M_F \cdot F_{\text{abcd}} / l_{\text{ад}} = 10,6363 \cdot 4090 / 90 = 483 \text{ мм}^2 = 4,83 \text{ см}^2$$

Середня швидкість потоку суміші в сідлі клапана для одноклапанного механізму:

$$\omega'_{\text{вн}} = V_{\text{н.ср}} \cdot F_{\text{П}} / F_{\text{кл.ср}} = 16 \cdot 50,24 / 4,83 = 166 \text{ м/с}$$

(3.77)

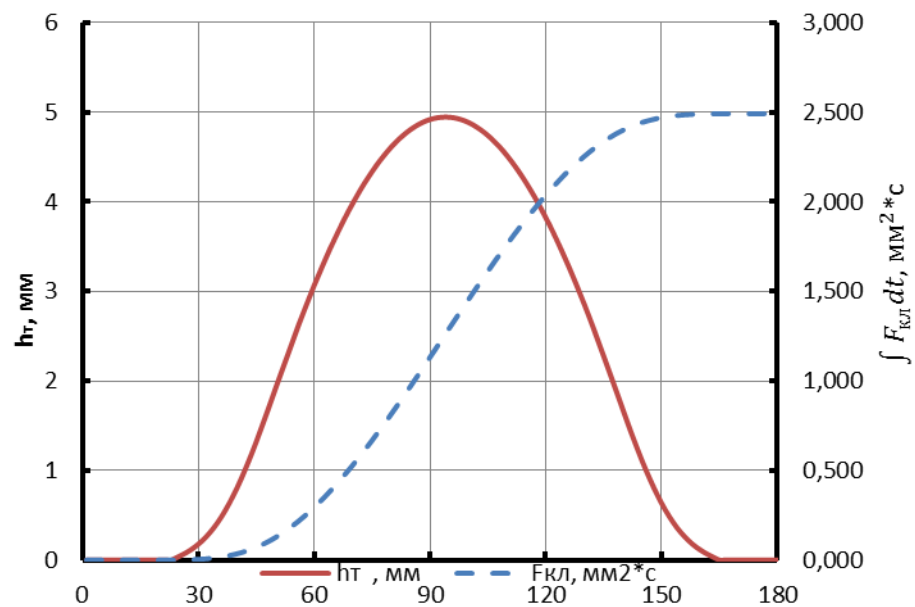


Рисунок 3.5 а) Діаграми підйому, повний час перетину

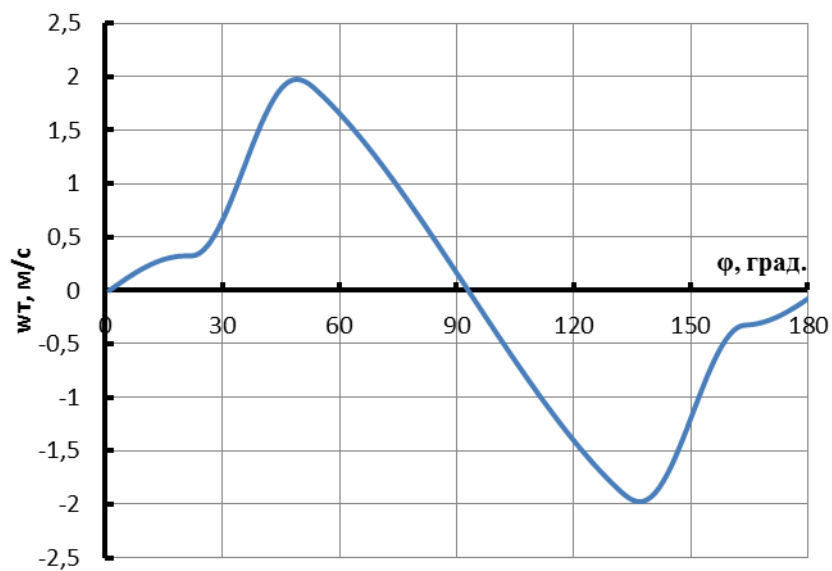


Рисунок 3.6 б) Діаграма швидкості

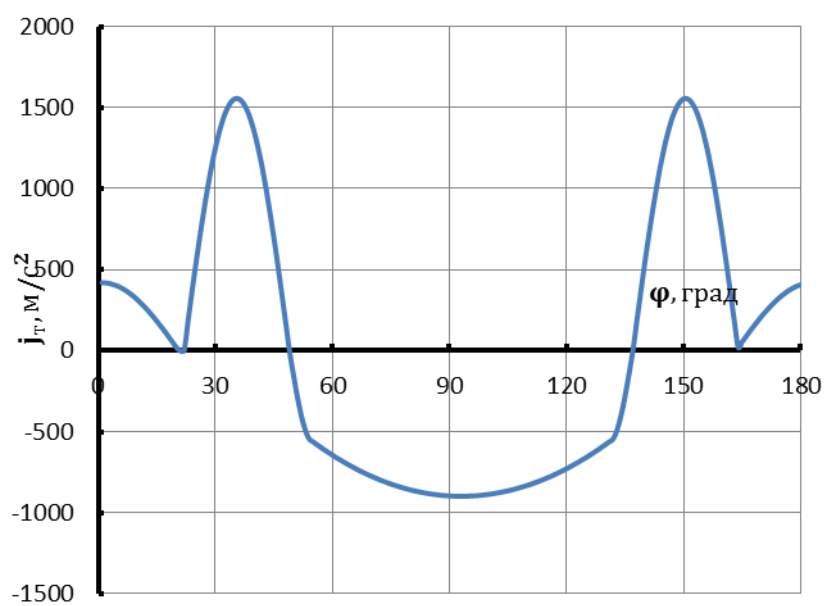


Рисунок 3.7 в) Діаграма швидкості

### 3.3.1 Розрахунок пружини клапана:

Максимальна сила упругості пружин розраховується по формулі (3.78):

$$P_{max} = \frac{K * M_{кл} * \alpha * l_{кл} * \omega_k^2}{l_T} \quad (3.78)$$

$$P_{max} = \frac{1.4 * 180 * 9.95 * 52.6 * 282.6^2 * 10^{-6}}{33.5} = 314 \text{ Н}$$

де,  $K=1,4$  – коефіцієнт запасу;

$$M_{кл} = m_{кл} + \left(\frac{1}{3}\right) * m_{пр} + (m_T + m_{шт}) + \left(\frac{m_T}{m_{кл}}\right)^2 + m'_k = 180 \text{ гр.}$$

$$m_{кл} = 115 \text{ г}, m_{пр} = m_{пр.н} + m_{пр.в} = 50 \text{ г} + 20 \text{ г} = 75. -$$

Маси клапана і пружин, прийняті з конструктивних міркувань по формулі (3.79):

$$m'_k = m_k * \frac{l_{кл}^2}{3 * l_{кл}^2} = 40 \text{ г} \quad (3.79)$$

Маса приведена к осі клапана:

$$m_k = 120 \text{ гр} - \text{маса коромысла.}$$

Мінімальна сила упругості пружин по формулі (3.80):

$$P_{min} = \frac{K * M_{кл} * (r_0 - r_2) * l_{кл} * \omega_k^2}{l_T}$$

(3.80)

$$P_{min} = \frac{1.4 * 180 * (16 - 11) * 52,6 * 282,6^2 * 10^{-6}}{33,5} = 158 \text{ Н}$$

Жорсткість пружини визначимо по формулі (3.81):

$$c = M_{кл} * K * \omega_k^2$$

(3.81)

$$c = 180 * 1.4 * 282,6^2 * 10^{-6} = 20,1 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Деформація пружин по формулі (3.82):

Попередня:

$$f_{min} = (r_0 - r_2) * \frac{l_{кл}}{l_T}$$

(3.82)

$$f_{min} = (16 - 11) * \frac{52,6}{33,5} = 7,85 \text{ мм};$$

Повна визначається по формулі (3.83):

$$f_{max} = f_{min} + h_{клmax}$$

(3.83)

$$f_{max} = 7,85 + 8,11 = 15,96 \text{ мм}$$

Розподіл зусиль м / у зовнішній і внутрішній пружиною:

Внутрішня пружина розраховується про формулі (3.84),(3.85):

$$P_{пр.в max} = 0,35 P_{пр max}$$

(3.84)

$$P_{пр.в max} = 0,35 * 314 = 109,9 \text{ Н}$$

$$P_{\text{пр.в min}} = 0,35P_{\text{пр min}}$$

(3.85)

$$P_{\text{пр.в min}} = 0,35 * 158 = 55,3 \text{ Н}$$

Наружна пружина визначається по формулам (3.86),(3.87):

$$P_{\text{пр.н max}} = P_{\text{пр max}} - P_{\text{пр.в max}}$$

(3.86)

$$P_{\text{пр.н max}} = 314 - 109,9 = 204,1 \text{ Н}$$

$$P_{\text{пр.н min}} = P_{\text{пр.min}} - P_{\text{пр.в min}}$$

(3.87)

$$P_{\text{пр.в min}} = 158 - 55,3 = 102,7 \text{ Н}$$

Жорсткість пружин визначимо по формулі (3.88), (3.89):

$$c_{\text{пр.н}} = \frac{P_{\text{пр.н max}}}{f_{\text{max}}}$$

(3.88)

$$c_{\text{пр.н}} = \frac{204,1}{15,96} = 12,78 \text{ кН/м}$$

$$c_{\text{пр.в}} = \frac{P_{\text{пр.в max}}}{f_{\text{max}}} \quad (3.89)$$

$$c_{\text{пр.в}} = \frac{109,9}{15,96} = 6,88 \text{ кН/м}$$

$$c = c_{\text{пр.в}} + c_{\text{пр.н}} = 12,78 + 6,88 = 19,66 \text{ кН/м}$$

Розміри пружин прийняті по конструктивнимображенням:

Діаметр проволоки  $\delta_{\text{пр.н}} = 3,6 \text{ мм}; \delta_{\text{пр.в}} = 2,4 \text{ мм};$

Средній діаметр пружин  $D_{\text{пр.н}} = 28 \text{ мм}; D_{\text{пр. в}} = 19 \text{ мм};$

Число робочих витков пружин визначимо по формулі (3.90),(3.91):

$$i_{p.n} = \frac{G \delta_{pr.n}^4 f_{max}}{8 P_{pr.n} max D^3_{pr.n}}; \quad (3.90)$$

$$i_{p.n} = \frac{8,3 * 0,36^4 * 1,596}{8 * 204,1 * 10^{-6} * 2,8^3} = 6,2;$$

$$i_{p.v} = \frac{G \delta_{pr.v}^4 f_{max}}{8 P_{pr.v} max D^3_{pr.v}}; \quad (3.91)$$

$$i_{p.v} = \frac{8,3 * 0,24^4 * 1,596}{8 * 109,9 * 10^{-6} * 1,9^3} = 7,3;$$

Повне число витков пружини по формулі (3.92),(3.93):

$$i_{п.н} = i_{p.n} + 2 = 8,2 \quad (3.92)$$

$$i_{п.в} = i_{p.v} + 2 = 9,3 \quad (3.93)$$

Довжина пружин при відкритом клапані по формулі визначимо (3.94), (3.95):

$$L_{н min} = i_{п.н} \delta_{pr.n} + i_{p.n} \Delta_{min} \quad (3.94)$$

$$L_{н min} = 8,2 * 3,6 + 6,2 * 0,3 = 31,4;$$

$$L_{в min} = i_{п.в} \delta_{pr.v} + i_{p.v} \Delta_{min} \quad (3.95)$$

$$L_{в min} = 9,3 * 2,4 + 7,3 * 0,3 = 24,5;$$

Довжина пружин при закритому клапані визначається за формулою (3.96):

$$L_0 = L_{min} + h_{кл min} = 31,4 + 8,11 = 39,51 \text{ мм} \quad (3.96)$$

Довжина вільних пружин визначимо по формулі (3.97), (3.98):

$$L_{H.CB} = L_{H.min} + f_{max} = 31,4 + 15,96 = 47,36 \text{ мм} \quad (3.97)$$

$$L_{B.CB} = L_{B.min} + f_{max} = 24,5 + 15,96 = 40,56 \text{ мм} \quad (3.98)$$

Максимальне і мінімальне напруження в пружинах:

Внутрішня пружина визначається за формулою (3.99), (3.100):

$$\tau_{max} = k'_\epsilon \cdot \frac{8 \cdot P_{np.Hmax} \cdot D_{np.\epsilon}}{\pi \cdot \delta_{np.\epsilon}^3} = 1,17 \cdot \frac{8 \cdot 109,9 \cdot 19 \cdot 10^{-9}}{3,14 \cdot 2,4^3 \cdot 10^{-9}} = 450 \text{ МПа} \quad (3.99)$$

$$\tau_{min} = k'_\epsilon \cdot \frac{8 \cdot P_{np.Hmin} \cdot D_{np.\epsilon}}{\pi \cdot \delta_{np.\epsilon}^3} = 1,17 \cdot \frac{8 \cdot 55,3 \cdot 19 \cdot 10^{-9}}{3,14 \cdot 2,4^3 \cdot 10^{-9}} = 227 \text{ МПа} \quad (3.100)$$

де  $k'_\epsilon = 1,17$  визначен при  $D_{np.\epsilon} / \delta_{np.\epsilon} = 19 / 2,4 = 7,9$ ;

Наружна пружина визначається за формулою (3.101), (3.102):

$$\tau_{max} = k'_H \cdot \frac{8 \cdot P_{np.Hmax} \cdot D_{np.H}}{\pi \cdot \delta_{np.H}^3} = 1,18 \cdot \frac{8 \cdot 204,1 \cdot 28 \cdot 10^{-9}}{3,14 \cdot 3,6^3 \cdot 10^{-9}} = 365 \text{ МПа} \quad (3.101)$$

$$\tau_{min} = k'_H \cdot \frac{8 \cdot P_{np.Hmin} \cdot D_{np.H}}{\pi \cdot \delta_{np.H}^3} = 1,18 \cdot \frac{8 \cdot 102,7 \cdot 28 \cdot 10^{-9}}{3,14 \cdot 3,6^3 \cdot 10^{-9}} = 184 \text{ МПа} \quad (3.102)$$

де  $k'_H = 1,18$  визначен при  $D_{np.H} / \delta_{np.H} = 28 / 3,6 = 7,8$

Середні напруження і амплітуди напруг:

Внутрішня пружина визначається за формулою (3.103), (3.104):

$$\tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min}) / 2 = (450 + 227) / 2 = 338,5 \text{ МПа} \quad (3.103)$$

$$\tau_a = (\tau_{max} - \tau_{min}) / 2 = (450 - 227) / 2 = 111,5 \text{ МПа} \quad (3.104)$$

Так як концентрація напружень в витках пружини враховується коефіцієнтом:

$$k', \text{ а } k_{\tau} / (\varepsilon_M \varepsilon_{II}) \approx 1 \text{ то:}$$

Наружна пружина по формулі (3.105), (3.106):

$$\tau_{ак} = \tau_a k_{\tau} / (\varepsilon_M \varepsilon_{II}) = 111,5 \text{ МПа} \quad (3.105)$$

$$\tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min}) / 2 = (365 + 184) / 2 = 274,5 \text{ МПа} \quad (3.106)$$

$$\tau_a = (\tau_{\max} - \tau_{\min}) / 2 = (365 - 184) / 2 = 90,5 \text{ МПа} \quad (3.107)$$

$$\tau_{ак} = \tau_a = 90,5 \text{ МПа}$$

Запаси прочності пружин:

Внутрішня пружина визначається за формулою (3.108):

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / (\tau_{ак} + \alpha_{\tau} \tau_m) = 350 / (111,5 + 0,2 \cdot 338,5) = 1,95 \quad (3.108)$$

де  $\alpha_{\tau} = 0,2$

Наружна пружина визначається формулі (3.109):

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / (\tau_{ак} + \alpha_{\tau} \tau_m) = 350 / (90,5 + 0,2 \cdot 274,5) = 2,4 \quad (3.109)$$

Розрахунок пружин на резонанс по формулі (3.110), (3.111):

$$n_{c.г} = 2,17 \cdot 10^7 \delta_{np.г} / (i_{p.г} D_{np.г}^2) = 2,17 \cdot 10^7 \cdot 2,4 / (7,3 \cdot 19^2) = 19762 \quad (3.110)$$

$$n_{c.г} / n_p = 19762 / 2700 = 7,8 \neq 1, 2, 3 \dots$$

$$n_{c.г} = 2,17 \cdot 10^7 \delta_{np.н} / (i_{p.н} D_{np.н}^2) = 2,17 \cdot 10^7 \cdot 3,6 / (6,2 \cdot 28^2) = 16071 \quad (3.111)$$

$$n_{c.6} / n_p = 16071 / 2700 = 5,95 \neq 1, 2, 3 \dots$$

$$n_{c.6} / n_p = 7,3 \neq n_{c.6} / n_p = 5,95$$

Так як  $n_{c.6} / n_p = 7,3 \neq n_{c.6} / n_p = 5,95$  резонанс відсутній.

### 3.3.2 Розрахунок поршневого кільця

Середній тиск кільця на стінку циліндру :

$$p_{cp} = 0,152E \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \left(\frac{D}{t}\right)} = 0,152 \cdot 1,24 \cdot 10^5 \frac{\frac{8,7}{2,9}}{\left(\frac{65}{2,9} - 1\right)^3 \left(\frac{65}{2,9}\right)}$$

$$= 0,248 \text{ МПа,}$$

де  $A_0 = 3t = 3 \cdot 2,9 = 8,7 \text{ мм}$

Тиск (МПа) кільця на стінку циліндра в різних точках окружності розраховується за формулою (3.112):

$$p = p_{cp} \cdot \mu_x \quad (3.112)$$

де  $\mu_x$  - змінний коефіцієнт визначається виготовлення відповідно до прийнятої формою епюри тиску кільця на дзеркало циліндра.

Для бензинового двигуна приймаємо грушоподібної форми епюри тиску кільця з наступними параметрами

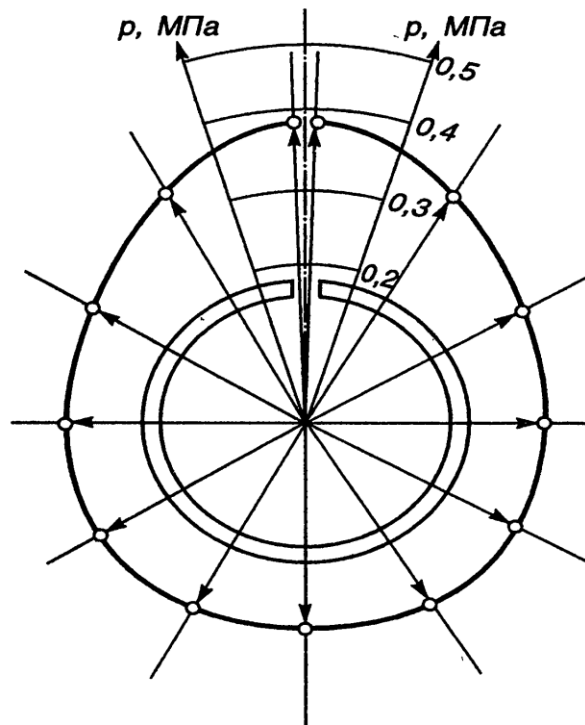


Рисунок 3.7 – Епюра тиску кільця на стінку циліндра

Таблиця 3.5 – Дані по розрахунку епюри

| Кут $\Psi^\circ$ | 0     | 30    | 60    | 90    | 120   | 150   | 180   |
|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\mu_x$          | 1,05  | 1,04  | 1,02  | 1,0   | 1,02  | 1,27  | 1,50  |
| p                | 0,260 | 0,257 | 0,252 | 0,260 | 0,252 | 0,314 | 0,372 |

За цими даними будуюмо грушевидну епюру тиску кільця на стінку циліндра.

Напруга вигину кільця в робочому стані по формулі (3.113):

$$\sigma_{\text{виг1}} = 2,61 \cdot p_{\text{ср}} \left( \frac{D}{t} - 1 \right)^2 = 2,61 \cdot 0,248 \left( \frac{65}{2,9} - 1 \right)^2 \quad (3.113)$$

Напруга вигину при надяганні кільця на поршень по формулі (3.114):

$$\sigma_{\text{виг2}} = \frac{4E(1-0,114A_0/t)}{m(\frac{D}{t}-1,4)(\frac{D}{t})} = 425 \text{ МПа} \quad (3.114)$$

Монтажний зазор в замку поршневого кільця визначимо за формулою (3.115):

$$\Delta_x = \Delta'_x + \pi D \left( \alpha_x (T_k - T_0) - \alpha_{\text{ц}} (T_{\text{ц}} - T_0) \right) = 0,08 + 3,14 \cdot 68 (11 \cdot 10^{-6} (480 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} (383 - 293)) = 0,226 \text{ мм}, \quad (3.115)$$

де  $\Delta'_x = 0,08 \text{ мм}$ ,  $T_{\text{ц}} = 383$ ,  $T_k = 480$  та  $T_0 = 293$

### 3.3.3 Розрахунок розподільного валу

Розподільчі вали виготовляють з вуглецевих (40,45) або легованих (15Х, 12ХН3А) сталей та легованих чавунів.

При роботі двигуна на розподільчий вал зі сторони клапанного приводу діють: сили пружності пружини, сила інерції деталей клапанного механізму та сила тиску газів приведених до штовхача.

Сумарна сила, діюча на кулачок зі сторони клапанного приводу по формулі (3.116):

$$P_T = P_{\text{пр.т}} + P_{j\text{т}} + P_{\text{г.т}} = (P_{\text{пр}} + P_{\text{г}}) \frac{l_{\text{кл}}}{l_{\text{т}}} + M_{\text{т}} \omega_{\text{к}} (r_1 - r_0) \quad (3.116)$$

Найбільша сила  $P_{T\text{max}}$  передається на кулачок від випускного клапана в початковий період його відкриття ( $\varphi_1 = 0$ ).

Для випуклого кулачка за формулою (3.116):

$$\begin{aligned}
 P_{Tmax} &= \left[ P_{пр max} + \frac{\pi d_B^2}{4} (p_r - p'_r) \right] \frac{l_{кл}}{l_T} + M_T \omega_k (r_1 - r_0) \\
 &= \left[ 5,5 + 3,14 \cdot \frac{0,021^2}{4} \cdot (0,933 - 0,1) \cdot 10^6 \right] \frac{52,6}{33,5} + 154 \\
 &\quad \cdot 182^2 (20,5 - 15) \cdot 10^{-6} = 497,5 \text{ Н}
 \end{aligned}$$

де  $P_{пр max}$  – сила пружності пружини при закритому клапані, Н

$d_B^2$  – наружний діаметр тарілки випускного клапану, м,

$p_r$  – тиск в циліндрі в момент початку відкриття випускного клапану для розрахункового режиму, Па;

$p'_r$  – тиск в випускном трубопроводі ( при випуску в атмосферу  $p'_r \approx p_0$ ), Па;

$l_{кл}$  та  $l_T$  – плечі коромисла, мм;

$\omega_k$  – кутова швидкість обертання розподільчого вала, рад/с;

$r_1$  та  $r_0$  – відповідно радіуси початкової окружності та першої ділянки профілю кулачка, м;

$$\begin{aligned}
 M_T &= (m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3}) \left( \frac{l_{кл}}{l_T} \right)^2 + m_T + m_{шт} + m_k'' = 28 + \frac{75}{3} \cdot \left( \frac{52,6}{33,5} \right)^2 + 23 \\
 &= 154 \text{ г}
 \end{aligned}$$

Маса рухаючихся деталей механізму розподілення приведе до штовхача, кг;  $m_{кл}$ ,  $m_{пр}$ ,  $m_T$ ,  $m_{шт}$ ,  $m_k''$  – відщповідно маси клапана, пружин, штовхача, штанги та коромисла, кг.

Основним розрахунком розподільного вала є розрахунок на жорсткість, який полягає у визначенні стріли прогину у під дією сумарно сили  $P_{Tmax}$ .

Розрахункова схема вала являє собою вільно лежить на опорах двухопорного розрізну балку навантажену в місці дії штовхача.

Стріла прогину, мм по формулі (3.117)

$$y = 0, \frac{8P_{Tmax}\alpha^2 b^2}{\frac{E}{d_p^4 - \delta_p^4}} = 0,8 \cdot \frac{497,5 \cdot 50^2 \cdot 74^2}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 124 \cdot 22^4} = 0,00084 \text{ мм} \quad (3.117)$$

де  $a$  та  $b$  – відстань від опор до точки прикладення сили  $P_{Tmax}$  мм;  $l$  – відстань між опорами валу, мм;  $E$  – модуль пружности першого порядку, МПа.

Величина прогину  $y$  не повинна перевищувати 0,02-0,05 мм. Напруження зминання, виникаючі в місцях контакту робочих поверхонь кулачка та штовхача, визначають для плоского та роликового штовхачів:

$$\begin{aligned} \sigma_{cm} &= 0,418 \sqrt{P_{Tmax} E / (b_k r_1)} \quad (3.118) \\ \sigma_{cm} &= 0,418 \sqrt{(P_{Tmax} \frac{E}{b_k}) (\frac{1}{r} + 1/r_1)} \\ &= 0,418 \sqrt{\frac{0,0004915 \cdot 2,2 \cdot 10^5}{0,01} \cdot (\frac{1}{20,5} + \frac{1}{4,5})} = 23 \text{ МПа} \end{aligned}$$

де  $b_k$  – ширина кулачка, м;  $r$  – радіус ролика штовхача, м;

Крім визначення стріли прогину і напруги зминання іноді визначають сумарні напруги  $\sigma_{\Sigma}$ , виникаючі в розподільному валу від сумісної дії з минаючих та скручуючих моментів.

$$\sigma_{cm} < [\sigma_{cm}] = 400 \text{ МПа. )}$$

Скручуючий момент від кожного кулачка зазвичай досягає максимальної величини в кінці першого періоду підйому штовхача, коли його точка дотику з кулачком найбільш віддалена від осі штовхача.

## 4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ

В економічному розділі дипломного проекту необхідно:

- здійснити відбір ідей (товару, послуги, технології) за темою дипломного проекту;

В межах завдання слід послідовно проаналізувати та подати у вигляді таблиці:

- зміст ідеї, що пропонується (табл.1);
- можливі напрямки застосування;
- основні вигоди, що може отримати користувач товару (за кожним напрямком застосування)
- здійснити підбір команди;
- розробити концепції реалізації проекту;
- визначити перспективи ринкової реалізації проекту.

Таблиця 4.1 - Опис ідеї

| Зміст ідеї                        | Напрямки застосування | Вигоди для споживачів<br>(користувачів) |
|-----------------------------------|-----------------------|-----------------------------------------|
| Вдосконалення двигуна<br>MeM3-307 | 1.Привід човна        | 1.Швидкісний                            |
|                                   |                       | 2.Довговічний                           |
|                                   |                       |                                         |

\* на підставі даних табл.1 дати цілісне уявлення про зміст ідеї та можливі базові потенційні ринки, в межах яких потрібно шукати групи потенційних клієнтів.

- проаналізувати ринкові можливості запуску реалізації ідеї;

В межах завдання слід послідовно проаналізувати характеристику потенційного ринку та подати у вигляді табл.2:

Таблиця 4.2 - Попередня характеристика потенційного ринку

| № | Показники стану ринку (найменування)                     | Характеристика                         |
|---|----------------------------------------------------------|----------------------------------------|
| 1 | Головні конкуренти                                       | Кк Мемз-307                            |
|   |                                                          |                                        |
|   |                                                          |                                        |
| 2 | Динаміка ринку (якісна оцінка)                           | Спадає                                 |
| 3 | Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень) | Габарити рішення надійності            |
| 4 | Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації      | Вплив на несучу здатність маст.утворен |

- визначити потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та сформувати орієнтовний перелік вимог до товару (робіт чи послуг) для кожної групи (табл. 3):

Таблиця 4.3 – Попередня характеристика потенційних клієнтів

| № п/п | Потреба, що формує ринок | Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку) | Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів | Вимоги споживачів (користувачів) |
|-------|--------------------------|--------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|----------------------------------|
| 1     | Покупець                 | Основний                                   | Задоволений                                                       | Якість                           |
| 2     | Продавець                | Допоміжний                                 | Надійний                                                          | Захист                           |

- здійснити SWOT- аналіз середовища реалізації інноваційного проекту (табл. 4)

Таблиця 4.4- SWOT- аналіз

| <b>Сильні сторони:</b>                                                                                                                                                                                                                              | <b>Слабкі сторони:</b>                                                                                                                                                                                                       |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>- Якість</li> <li>- Надійність</li> <li>- Довговічність</li> <li>- Низька ціна</li> <li>- Дешевий в обслуговуванні</li> </ul>                                                                                | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Галасливий двигун</li> <li>- Велика витрата палива</li> <li>- Гідрокомпенсатор клапану</li> <li>- Прокладка головки блоку циліндра</li> <li>- Датчик управління двигуном</li> </ul> |
| <b>Можливості:</b>                                                                                                                                                                                                                                  | <b>Загрози:</b>                                                                                                                                                                                                              |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>- Частота оберту колінчастого валу</li> <li>- Температура масла у картері двигуна</li> <li>- Тиск катерного газу</li> <li>- Тиск масла у системі змащення</li> <li>- Тиск масла у системі двигуна</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Перегрів двигуна</li> <li>- Тиск газу на двигун</li> <li>- Корозійність</li> <li>- Утрата зовнішності</li> <li>- Багато навантаження</li> </ul>                                     |

- розробити ринкову стратегії проекту. Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 5).

Таблиця 4.5 - Вибір цільових груп потенційних споживачів

| /п                                                               | Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів | Готовність споживачів сприйняти продукт | Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту) | Інтенсивність конкуренції в сегменті | Простота входу у сегмент |
|------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------|
| 1                                                                | Власники бізнесу                                 | Середня                                 | Середній                                            | Висока                               | Середня                  |
| 2                                                                | Менеджери                                        | Висока                                  | Високий                                             | Висока                               | Низька                   |
| 3                                                                | Аналітики                                        | Низька                                  | Низький                                             | Низька                               | Висока                   |
| Які цільові групи обрано: Аналітики, Менеджери, Власники бізнесу |                                                  |                                         |                                                     |                                      |                          |

- ідентифікувати стейкхолдерів, здійснити їх пріоритизацію та побудувати Карту стейкхолдерів, яка дозволить візуалізувати картину взаємозв'язків стейкхолдерів.

Створення карти має відбуватись у 4 етапи:

- 1) ідентифікація – окреслення актуальних груп стейкхолдерів;
- 2) аналіз – дослідження впливу та інтересів стейкхолдерів;
- 3) візуалізація – візуальна ілюстрація взаємодії зі стейкхолдерами;
- 4) пріоритезація – вибір ключових стейкхолдерів, які найкраще відповідали б істотним питанням, визначеним на попередньому етапі.

З метою відображення взаємозв'язків стейкхолдерів на Kartі має бути виокремлено три концентричних області, в яких розміщено всіх зацікавлених осіб інноваційного проекту за можливостями впливу на них ініціатора проекту.

Область внутрішніх стейкхолдерів – область повноважень відповідальності ініціатора.

Внутрішні зацікавлені сторони знаходяться в прямій підлеглості ініціатора, що дозволяє використовувати досить прості методи адміністрування проекту.

Залежні зацікавлені сторони формально ініціатору проекту не підлеглі, проте тісні ділові стосунки потребують на пошук взаємовигідних рішень та компромісів. На периферії ж знаходяться зовнішні зацікавлені сторони. Це область стейкхолдерів опосередкованого впливу на успішність реалізації інноваційного проекту.



Рисунок 4.1- Карта стейкхолдерів

- визначити витрати на оплату праці з урахуванням балансу робочого часу одного працівника (табл.6);
- визначити суму ЄСВ.

Таблиця 4.6 – Розрахунок витрат на оплату праці

| Посада       | К-ть осіб | Посадовий оклад, грн | Тривалість виконання робіт, днів | Витрати на оплату праці, грн. |                        |                 |              | ЄСВ, грн        |
|--------------|-----------|----------------------|----------------------------------|-------------------------------|------------------------|-----------------|--------------|-----------------|
|              |           |                      |                                  | Основна заробітна плата, грн  | Преміальний відсоток % | Сума премії грн | Разом, грн   |                 |
| Дизайнер     | 5         | 12000                | 25                               | 14700                         | 15                     | 2205            | 16905        | 3719,1          |
| Розробник    | 1         | 10500                | 15                               | 13150                         | 12                     | 1578            | 14728        | 3240,16         |
| Менеджер     | 2         | 11000                | 22                               | 17500                         | 17                     | 2975            | 20475        | 4504,5          |
| <b>Разом</b> | <b>8</b>  | <b>33500</b>         | <b>62</b>                        | <b>45350</b>                  | <b>44</b>              | <b>6758</b>     | <b>52108</b> | <b>11463,76</b> |

- визначити матеріальні витрати та вартість спожитих послуг (табл.7);

Таблиця 4.7 – Розрахунок вартості матеріальних витрат

| Матеріальні цінності | Кількість | Ціна, грн | Сума, грн |
|----------------------|-----------|-----------|-----------|
| Витратні матеріали   | 15        | 2500      | 37500     |
| Монтажні роботи      | 2         | 4700      | 9400      |
| Орендні затрати      | 1         | 12000     | 12000     |
| Транспорні витрати   | 4         | 1600      | 6400      |
| <b>Разом</b>         | 22        | 20800     | 65300     |

Таблиця 4.8 – Розрахунок вартості спожитих послуг

| Вид послуг                 | Норматив    | Обсяг послуг | Тарифи      | Сума, грн    |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| Електропостачання          | 200         | 250          | 2,5         | 625          |
| Водопостачання             | 300         | 290          | 25          | 7250         |
| Теплопостачання            | 1500        | 3500         | 10          | 3500         |
| Інтернет-послуги           | 1000        | 1100         | 2           | 2200         |
| Послуги мобільного зв'язку | 30          | 20           | 5           | 100          |
|                            |             |              |             |              |
|                            |             |              |             |              |
| <b>Разом</b>               | <b>3300</b> | <b>5160</b>  | <b>44,5</b> | <b>13675</b> |

- визначити річну суму амортизації з урахуванням первісної вартості основних засобів та норми амортизації;

Таблиця 4.9 – Розрахунок амортизації

| Група основних засобів | Норма амортизації | Первісна вартість ОЗ на 01.01 | Надійшло ОЗ |          | Вибуло ОЗ |          | Сума грн |
|------------------------|-------------------|-------------------------------|-------------|----------|-----------|----------|----------|
|                        |                   |                               | ата         | ер. вар. | ата       | ер. вар. |          |
| 1                      | 2                 | 3                             | 4           | 5        | 6         | 7        | 8        |
| Поршень                | 3.25              | 400                           | 3.02.20     | 00       | 3.09.20   | 00       | 123,07   |

|                  |      |      |         |     |         |     |         |
|------------------|------|------|---------|-----|---------|-----|---------|
| Розподільчий вал | 2.5  | 1700 | 3.02.20 | 700 | 3.09.20 | 700 | 680     |
| Колінчатий вал   | 1.25 | 1800 | 3.02.20 | 800 | 3.09.20 | 800 | 1440    |
| Кільце           | 1    | 625  | 3.02.20 | 25  | 3.09.20 | 25  | 625     |
| Клапан           | 3.5  | 300  | 3.02.20 | 00  | 3.09.20 | 00  | 85,71   |
| Разом            | 10,5 | 4825 |         | 825 |         | 825 | 2953,78 |

- визначити витрати на поточний ремонт у розмірі 12% річних від балансової вартості основних засобів (чи малоцінних необоротних матеріальних активів);

- визначити потребу в бруто-інвестиціях та зазначте можливі варіанти фінансування проекту;

- визначити сукупність витрат за проектом;

Таблиця 4.10 – Кошторис витрат

| Калькуляційні статті                                                     | Витрати, грн. |
|--------------------------------------------------------------------------|---------------|
| Сировина та матеріали                                                    | 37500         |
| Електропостачання                                                        | 625           |
| Водопостачання                                                           | 7250          |
| Теплопостачання                                                          | 3500          |
| інші                                                                     | 19330         |
| <b>Разом</b>                                                             | <b>30705</b>  |
| Заробітна плата основних виробничих працівників                          | 52108         |
| ЄСВ                                                                      | 11463,76      |
| амортизація                                                              | 2953,78       |
| Витрати на утримання та експлуатацію основних засобів<br>поточний ремонт | -             |
| Загальновиробничі витрати                                                | -             |
| <b>Виробнича собівартість</b>                                            |               |
| Адміністративні витрати                                                  | -             |

|                           |                  |
|---------------------------|------------------|
| Інші витрати              | -                |
| <b>Повна собівартість</b> | <b>131776.76</b> |

- здійснити розрахунок очікуваної ціни реалізації інноваційного продукту за формулою:

$$Цр = (Пс/с + Опр) \times (1 + ПДВ) = (131776,76 + 20000) \times (1 + 0,2) = 182120,11 \text{ грн};$$

де Цр – ціна реалізації інноваційного продукту, грн.;

Пс/с – повна собівартість інноваційного продукту, грн.;

Опр – очікуваний прибуток, грн.;

ПДВ – податок на додану вартість, грн. (згідно Податкового кодексу України – 20%);

- визначити очікуваний дохід та фінансовий результат;
- визначити фінансовий результат за інноваційним проектом

Таблиця 4.11 - Розрахунок фінансового результату

| Обсяги реалізації інноваційного продукту | Ціна, грн. | Дохід, грн. | Витрати, грн. | Фінансовий результат, грн. |
|------------------------------------------|------------|-------------|---------------|----------------------------|
| Двигун МеМЗ-307                          | 182120,11  | 20000       | 82813         | 102813                     |

- визначити термін окупності проекту;
- зробити короткий опис існуючих ризиків та шляхів їх упередження чи мінімізації;
- зробити висновки.

Висовок: в ході виконання роботи було проведено розрахунок на економічність оптимізації двигуна Мемз-307.

На основі виконаних розрахунків можна зробити висновок що двигун економічно вигідний з тривалою окупаємістю.

## **5 ОХОРОНА ПРАЦІ**

### **ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

В даному розділі дипломної роботи на тему: «Оптимізація системи газорозподілу двигуна MeMЗ-307 для приводу човна» розглянуті небезпечні чинники, які впливають на дослідник під час проведення іспитів. Розглянуті заходи по їх усуненню.

#### **5.1 Аналіз потенційних небезпек**

а. Недоліки в ергономічності робочого місця дослідника в приміщенні дослідницької лабораторії, що може призвести до зниження працездатності та в подальшому - захворювання опорно-рухового апарату.

б. Можливість ураження електричним струмом, де основними причинами можуть бути: порушення правил з електробезпеки, що може призвести к травмам або до летального наслідку.

в. Небезпеки, які пов'язані під час підготовки до випробувань двигуна, зокрема: можливістю отриманню механічних травм при заміні системи паливоподачі, при установці датчиків кількості обертів;

г. Негативний вплив шуму при роботі двигуна.

д. Можливість отруєння випаровуваннями бензину, при заправці двигуна палтвом. Подразнююча дія при потраплянні палива на відкриті ділянки шкіри, невикористання індивідуальних засобів захисту.

е. Підвищенні нервово психологічні навантаження, які пов'язані з високою інтенсивністю праці, що може призвести до психоемоційних перенавантажень або стресів при проведенні іспитів

є. Незадовільні параметри мікроклімату в приміщенні лабораторії ПК.

ж. Незадовільний рівень освітлення приміщення дослідницької лабораторії

з. Небезпеки, які пов'язані з використанням ПК при обробці отриманих результатів, зокрема: негативний вплив ПК, локальне стомлення; загальна втома; електромагнітне випромінювання; електростатичні поля.

и. Можливість загорання бензину, або вибухів парів бензину. При необережному поводженні з вогнем.

и. Небезпеки, які пов'язані з умовами праці в надзвичайних ситуаціях.

## 5.2 Заходи забезпечення безпеки

а. Заходи безпеки, при організації робочого місця дослідника ПК

Забезпечення сприятливих умов праці передбачає створення фізіолого-гігієнічного комфорту для виконання науково-дослідних робіт.

Дослідники під час роботи працюють переважно сидячи за столом. Тому дуже важливо, щоб площа та об'єм робочою зони відповідали вимогам ДСТУ 8604:2015 «Дизайн і ергономіка».

Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги».

б. Електрообладнання повинно відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безопасной эксплуатации электроустановок потребителей» та іншим діючим нормативним актам.

Кабелі для ПК розташовуються в пластикові коробки. Електрообладнання необхідно заземлювати або занулювати у відповідності з ПУЕ - 2013 «Правила улаштування електроустановок».

Електричне блокування - це автоматичні пристрої, за допомогою яких запобігаються небезпечні дії людини.

в. Заходи безпеки, при підготовці двигуна до випробувань.

Для виключення механічних травм, при виконанні монтажних робіт, дослідник зобов'язаний пройти навчання і перевірку знань з питань охорони

праці та техніки безпеки згідно НАОП 10.00-4.12-05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці». Необхідне запобігання нахожденню персоналу у небезпечних зонах та передбачення встановлення захисних пристроїв. При роботі з інструментом необхідне виконання НПАОП 0.00-1.30-01 «Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями».

### 5.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці

Під час роботи з елементами системи паливоподачі, заповнених бензином під високим тиском, використовують індивідуальні засоби захисту:

- захисні окуляри згідно ДСТУ 7239:2011 «ССБП. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація»;
- захисні фартухи згідно НПАОП 0.00-4.26-96 «Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту».

Для мінімізації негативного впливу шуму передбачено використання індивідуальних і колективних засобів захисту.

До колективних відносять: шумопоглинальні екрани, згідно з ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку»; та винос шумо-генеруючого обладнання в окреме приміщення,

Для попередження отруєнь шкідливими речовинами передбачено устрій місцевої витяжної вентиляція, яка забезпечує вловлювання шкідливих виділень (газів, парів, пилу) безпосередньо в місцях їх виділення, а відтак запобігає їх поширенню в приміщенні. Згідно з ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»

е. Для ефективної роботи слід забезпечити належні метеоумови на робочому місці. Параметри мікроклімату приміщення встановлюють згідно

ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» в залежності від категорії робіт за важкістю.

Для забезпечення цих параметрів передбачають системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря у відповідності СНиП 2.04.05-91У «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

є. Для забезпечення оптимальної працездатності і збереження здоров'я протягом часу роботи з комп'ютером повинні згідно Кодекса законів про Працю України.

ж. Оцінку рівня умов, важкості та напруженості праці за бальною шкалою розглянемо на прикладі оцінки факторів виробничого середовища для дослідника лабораторії обладнаної ПК.

У відповідності до вихідних даних, які заміряли в лабораторії, вносимо їх значення та час дії до стовпчиків 1, 2, 3, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Відповідно до додатків методичних вказівок [25], за витратами енергії, визначаємо категорію робіт для дослідника лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 230 *Вт* та повинні відповідати легким фізичним роботам – категорії 2а.

З додатків [25], відповідно до категорії робіт 2а, розряду зорових робіт А-1 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК (ГДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Результати оцінювання за бальною шкалою

Таблиця 5.1 – Результат оцінювання

| Фактор (показник)                                                                                                  | Виміряні показники<br>$P_{вим}$ | Час дії<br>$год.(хв.)$ | ГДК, ГДР, показники,<br>$P_{дон}$ | $X_{визн}$ , бали | Клас умов праці | $X_i$ , бали |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|------------------------|-----------------------------------|-------------------|-----------------|--------------|
| 1                                                                                                                  | 2                               | 3                      | 4                                 | 5                 | 6               | 7            |
| Мікроклімат за ТНС-індексом, $t, ^\circ C$                                                                         | 26,5                            | 10                     | 22,0-25,1                         | 3                 | 3.3             | 3            |
| Освітленість приміщення $E, лк$                                                                                    | 430                             | 10                     | 500                               | —                 | 3.1             | 1            |
| Розряд і підрозряд зорових робіт, $З_{ор}$                                                                         | A-1                             | —                      | —                                 | —                 | —               | —            |
| Рівень шуму $L, дБА$                                                                                               | 108                             | 6                      | 65                                | —                 | 3.4             | 3            |
| Загальні енергозатрати організму, $Bm$                                                                             | 350                             | 8                      | 290                               | 21                |                 |              |
| Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук) | 61500                           | 8                      | 40000                             | 1,54              | 4               | 4            |
| Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)                                                                 | 78                              | 8                      | 75                                | 1,04              |                 |              |
| Тривалість робочого дня, $год.$                                                                                    | 10                              | 10                     | 8                                 | 0,23              |                 |              |

Для окремих факторів і показників за методикою визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти  $X_{визн}$  та вносять їх значення до стовпчика 5, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

- для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС-індекс, додаток Б [25].

Розрахунковий коефіцієнт  $X_{визн}$  при оцінка мікроклімату визначаємо в балах, за формулою (5.1):

$$X_{\text{визн}} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{T} = \frac{3 \cdot 10}{10} = 3 \quad (5.1)$$

для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця, за формулою (5.2):

а.) Загальні енергозатрати організму,  $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{350 \cdot 8 \cdot 1,0}{8 \cdot 290} = 1,21 \quad (5.2)$$

б.) Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук),  $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{61000 \cdot 8 \cdot 1,0}{8 \cdot 40000} = 1,54;$$

в.) Тривалість зосередження уваги (% від часу зміни),  $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{78 \cdot 8 \cdot 1,0}{8 \cdot 75} = 1,04;$$

г.) Тривалість робочого дня (зміни),  $K_{\text{знач}} = 0,15$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 0,15}{8 \cdot 8} = 0,23;$$

Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

- для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта  $X_{визн} = 3$ , з таблиці 7.2 [25] – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

- при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до  $P_{вим} = 430$  лк, за додатками Г та табл. Г.1 [25] – 3 клас, 1 ступінь (3.1);

- для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму  $P_{вим} = 108$  дБА, за додатками Д та табл. Д.1 [25] – 3 клас, 4 ступінь (3.4);

- клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників  $X_{визн}$  за формулою (5.3): [25]

$$X_{сум} = \sum_{i=1}^n X_i = 1,21 + 1,54 + 1,04 + 0,23 = 4,02$$

(5.3)

Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії виробничих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК належать до 4 класу, 4 ступеню.

Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та особливо шкідливих, важких та особливо важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів виробничого середовища та показників важкості та напруженості праці за бальною шкалою, та вносимо

їх значення до стовпчика 7, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

- для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час його дії уже врахований, тому –  $X_{cm} = X_i = 3$ ;

- при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці та діє протягом 10 годин, тому коректування не потрібно –  $X_{cm} = X_i = 1$ ;

- для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 4 ступеню умов праці та діє протягом 6 годин, тому значення  $X_i$  визначаємо за формулою (5.4): [25]

$$X_i = X_{ст} \cdot \frac{T}{8} = 1 \cdot \frac{4 \cdot 6}{8} = 3$$

(5.4)

- для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 4 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому –  $X_{cm} = X_i = 4$ ;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень  $X_i$ , за формулою (5.5): [25]

$$X_{факт} = \sum_{i=1}^n X_i = 3 + 1 + 3 + 4 = 11$$

(5.5)

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану –  $X_{факт} = 11$ , на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці [25]. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 24 %.

На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції:

1. Умови, важкості та напруженості праці на робочому місці дослідника лабораторії, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 3 ступеню (особливо важкі та особливо шкідливі умови праці), що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця;

2. Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці -дослідника належать до категорії 2а, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії 2а, а саме:

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом -  $19,2-21,9^{\circ}\text{C}$ ;

- освітленість приміщення для роботи з дисплеями й відеотерміналами відповідає розряду зорових робіт А-1, нормована загальна освітленість якого, на робочих столах –  $E = 500 \text{ лк}$ ;

- рівень шуму в робочій зоні дослідника –  $65 \text{ дБА}$ ;

- загальні енергозатрати організму, до  $232 \text{ Вт}$ ;

- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 40000;

- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 100%;

- тривалість робочого дня 8 год.

3. Для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:

- для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціювання приміщення;

- для забезпечення нормованої освітленості приміщення яка відповідає розряду зорових робіт необхідно провести додаткові розрахунки та визначитися з потужністю ламп, типом ламп та світильників та їх раціональним розміщенням;

- для зниження рівня шуму в робочій зоні дослідника необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;

- для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня 8 год

- для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1-2 години;

- для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

4. Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, відповідно до таблиці [25], у розмірі 24%

#### 5.5 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки

Для запобігання виникненню пожежі в лабораторії ПК на площу приміщення, яка складає 20 м<sup>2</sup>, необхідно 2 вогнегасника ПВП-5, відповідно до ДСТУ Б В.1.1-36:2016, НАПБ А.01.001-14

Комплекс протипожежних заходів для приміщення дослідницької лабораторії, обладнаного ПК з ВДТ розроблений відповідно до вимог НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні».

## 5.6 Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях

У разі загорання проводки, спробувати загасити вогнище вогню за допомогою вогнегасників, та звернутися до Державної служби України з надзвичайних ситуацій. Якщо пожежу не вдалося загасити вогнегасником, виникає можливість розповсюдження пожежі по приміщенню.

З цивільного захисту відомо, що в умовах надзвичайних ситуацій найголовніше знати свої дії і чітко їх наслідувати. Для цього необхідне регулярне проведення інструктажів по пожежній безпеці відповідно до НАПБ А.01.001-2004 "Правила пожежної безпеки в Україні".

Для ефективнішого управління персоналом проводити навчання по пожежній безпеці. При пожежі дзвонити в пожежну службу і включити сигнал тривоги. Відключити усі електроприлади за допомогою автоматів на щитку.

У випадках неможливості загасити пожежу, слід прикрити ніс і рот тканиною, бажано вологою, і повзучи пробиратися поряд із стінкою до виходу.

Якщо спалахнув одяг, потрібно лягти на підлогу (землю) і, перекочуючись, збити вогонь або накинути на себе пальто, плащ і щільно притиснути, щоб припинити приплив повітря до вогню.

Необхідно триматися чимдалі від вікон, дзеркал, світильників, уважно стежити, щоб не впала на голову штукатурка.

Коли приїдуть пожежники, якомога більше розповісти про причину пожежі, описати матеріали, що горять, надати усю інформацію про пожежу.

У разі спалаху випробувального двигуна внутрішнього згорання, спробувати загасити вогонь за допомогою вогнегасників порошкового типу.

## 5.7 Висновки до розділу Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

В даному розділі розглянуто аналіз потенційних небезпек при проведенні іспитів двигуна MeM3-307 та при дослідженні іспиту дослідниками в лабораторії ПК. Виконано розрахунок рівня умов праці, важкості та напруженості праці при роботі на ПК.

## ВИСНОВКИ

В результаті виконаної магістерської випускної роботи було виконано:

Аналіз роботи бензинового двигуна MeMЗ-307, проведено тепловий та динамічні розрахунки при номінальних режимах, проведено розрахунки на міцність розподільного валу, компресійного кільця поршню.

Виконані розрахунки фаз газорозподілу.

Проведені економічні розрахунки та аналіз факторів ризику з охорони праці.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.

2. DAEWOO SENS. Ремонт и эксплуатация. Режим доступа: <http://www.daewoo-sens.avtosmanual.ru/daewoosens-70.html>

3. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.

4. Дьяченко, В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник [Текст] / В.Г. Дьяченко. – Х.: ХНАДУ

5. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Main>

6. Скоростная характеристика двигателя (внешняя характеристика) [Электронный ресурс]. – Сайт «Автомеханик». – 2015. – Режим доступа: <http://avtomehanik.org/skorostnaya-harakteristika-dvigatelya.htm>

7. Расчёт механизма газораспределения [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://studbooks.net/2433434/tehnika/raschyot\\_mehanizma\\_gazoraspredeleniya](https://studbooks.net/2433434/tehnika/raschyot_mehanizma_gazoraspredeleniya)

8. Энциклопедия по машиностроению XXL [Электронный ресурс]. – Режим доступа <https://mash-xxl.info/info/386389/>

9. Расчет клапанных пружин [Электронный ресурс]. – Режим доступа <https://mash-xxl.info/info/587763/>

10. Скоростная характеристика двигателя (внешняя характеристика) [Електронний ресурс]. – Сайт «Автомеханик». – 2015. – Режим доступу: <http://avtomehanik.org/skorostnaya-harakteristika-dvigatelya.htm>

11. Организация процесса сгорания и выбросы вредных веществ в бензиновых двигателях. [Електронний ресурс]. – Сайт «Устройство автомобиля». – Режим доступу: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru/sistemy-snizheniya-toksichnosti/organizatsiya-protsesta-sgoraniya-i-vy-brosy-vredny-h-veshhestv-v-benzinovy-h-dvigatelyah/>

12. Методичні вказівки для економічного обґрунтування дипломних проектів для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма: «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання / Укл.: Борисенко О.Є.– Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 34 с.

13. Методичні вказівки до виконання розділу "Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях" у дипломних проектах (роботах) студентів спеціальностей 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання», 7(8).05050305 «Колесні та гусеничні транспортні засоби», 7(8).070101101 «Транспортні системи», 7(8).070101102 «Організація вантажо- та пасажиро-перевезень на автомобільному транспорті», 7(8).070101104 «Регулювання дорожнього руху» усіх форм навчання. Укл.: М.І. Лазуткін – Запоріжжя: ЗНТУ, 2014. – 26 с.

14. Робочий день дослідника й організація його робочого місця. // [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://helpiks.org/1-15766.html>

15. Раціональний режим дослідника і організація робочого місця. // [Електронний ресурс]. – 2017. – Режим доступу: [http://studopedia.com.ua/1\\_13261\\_ratsionalniy-trudoviy-rezhim-doslidnika-i-organizatsiya-robochogo-mistsya.html](http://studopedia.com.ua/1_13261_ratsionalniy-trudoviy-rezhim-doslidnika-i-organizatsiya-robochogo-mistsya.html)

16. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок повітрообміну у виробничих приміщеннях при загально обмінній вентиляції» з дисципліни «Охорона праці в галузі» для студентів всіх форм навчання /

Укл. А.С. Лавренко, О.Л. Скуйбіда, А.Є. Островська – Запоріжжя: ЗНТУ, 2014. – 14 с.

17. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в магістерських дипломних роботах (проектах) зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою (спеціалізацією) – «Двигуни внутрішнього згорання» для усіх форм навчання. / Укл. : М. І. Лазуткін – Запоріжжя: Каф. ОП і НС. НУ «Запорізька політехніка», 2020 – 34 с.

18. Робочий день дослідника й організація його робочого місця. // [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://helpiks.org/1-15766.html>

19. Раціональний режим дослідника і організація робочого місця. // [Електронний ресурс]. – 2017. – Режим доступу: [http://studopedia.com.ua/1\\_13261\\_ratsionalniy-trudoviy-rezhim-doslidnika-i-organizatsiya-robochogo-mistsya.html](http://studopedia.com.ua/1_13261_ratsionalniy-trudoviy-rezhim-doslidnika-i-organizatsiya-robochogo-mistsya.html)

20. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок повітрообміну у виробничих приміщеннях при загально обмінній вентиляції» з дисципліни «Охорона праці в галузі» для студентів всіх форм навчання / Укл. А.С. Лавренко, О.Л. Скуйбіда, А.Є. Островська – Запоріжжя: ЗНТУ, 2014. – 14 с.

21. Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. [На заміну ГН 3.3.5-8.6.6.1-2002 ; чинний від 2014-05-30]. К. : МОЗ України, 2014. 37 с. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0472-14>. (Державні санітарні норми та правила)

22. Стеблюк М. І. Цивільна оборона та цивільний захист : навчальний посібник для вузів. К. : Знання, 2013. 487 с.

23. Кодекс цивільного захисту України [Електронний ресурс] – Чинний від 2012-11-21. : станом на 01.01.2019 р. – К. : ВР України, 2012. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/5403-17>. – (Закон України)

24. Про захист людини від впливу іонізуючих випромінювань [Електронний ресурс] – Чинний від 1998-01-14. : станом на 29.09.2013 р. – К. : ВР України, 1998. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/15/98-вр>. – (Закон України)

25. Лазуткін М. І., Журавель М. О. Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці : методичні вказівки до лабораторного заняття з дисципліни «Цивільний захист і охорона праці в галузі» : для студентів усіх спеціальностей та усіх форми навчання : Запоріжжя: ЗНТУ. Каф. ОП і НС,

26. Положення про єдину державну систему цивільного захисту [Електронний ресурс] : – Чинний від 2014-01-31. – К. : Кабінет Міністрів України, 2014. – URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/11-2014-п>. – (Положення)

Додаток А - Протоколи розрахунку двигуна МеМЗ-307 в програмі  
DVS2

|  | P        | N        | S        | T        | K        | M        |
|--|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|  | 13994    | 657,469  | 14009,5  | 2838,52  | 13718,9  | 134,83   |
|  | 13925,3  | 726,417  | 13944,2  | 3133,48  | 13587,6  | 148,84   |
|  | -13849,5 | -794,086 | -13872,3 | -3422,11 | -13443,6 | -162,55  |
|  | -13766,8 | -860,358 | -13793,6 | -3703,83 | -13287,1 | -175,932 |
|  | -13677,1 | -925,115 | -13708,4 | -3978,09 | -13118,5 | -188,959 |
|  | -13580,7 | -988,243 | -13616,6 | -4244,34 | -12938,2 | -201,606 |
|  | -13477,4 | -1049,63 | -13518,2 | -4502,08 | -12746,5 | -213,849 |
|  | -13367,5 | -1109,17 | -13413,4 | -4750,79 | -12543,9 | -225,662 |
|  | -13251   | -1166,76 | -13302,3 | -4990    | -12330,9 | -237,025 |
|  | -13128   | -1222,3  | -13184,8 | -5219,25 | -12107,8 | -247,914 |
|  | -12998,6 | -1275,68 | -13061,1 | -5438,11 | -11875,1 | -258,31  |
|  | -12862,9 | -1326,82 | -12931,2 | -5646,17 | -11633,4 | -268,193 |
|  | -12721   | -1375,62 | -12795,2 | -5843,06 | -11383,1 | -277,545 |
|  | -12573,1 | -1422    | -12653,2 | -6028,41 | -11124,9 | -286,349 |
|  | -12419,2 | -1465,87 | -12505,4 | -6201,9  | -10859,1 | -294,59  |
|  | -12259,4 | -1507,17 | -12351,7 | -6363,22 | -10586,5 | -302,253 |
|  | -12093,9 | -1545,81 | -12192,3 | -6512,1  | -10307,5 | -309,325 |
|  | -11922,9 | -1581,73 | -12027,4 | -6648,3  | -10022,8 | -315,794 |
|  | -11746,4 | -1614,87 | -11856,9 | -6771,61 | -9732,97 | -321,651 |
|  | -11564,6 | -1645,17 | -11681   | -6881,83 | -9438,55 | -326,887 |
|  | -11377,6 | -1672,57 | -11499,9 | -6978,82 | -9140,17 | -331,494 |

Додаток Б - Протокол розрахунку двигуна МеМЗ-307  
в програмі Дизель - РК

2020-11-18 20-21-40 "MeM3-307"

Режим: #1 : "RPM=3000";

Назв.: "Alpha определяет qc"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Топливо: Petrol regular

----- МОШНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

|         |           |                                                       |              |
|---------|-----------|-------------------------------------------------------|--------------|
| 3000.0  | - n       | - Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]          |              |
| 70.025  | - Ne      | - Мощность, [кВт]                                     |              |
| 8.6771  | - Pe      | - Среднее эффективное давление, [бар]                 |              |
| 222.91  | - Me      | - Крутящий момент, [Нм]                               |              |
| 0.05569 | - qc      | - Цикловая подача топлива, [г]                        |              |
| 0.28633 | - be      | - Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]       |              |
| 0.29574 | - be_ISO  | - Удельный эффект. расх. топлива по ISO, [кг/(кВт*ч)] |              |
| 0.28575 | - Eta_e   | - Эффективный КПД                                     |              |
| 10.391  | - Pi      | - Среднее индикаторное давление, [бар]                |              |
| 0.34220 | - Eta_i   | - Индикаторный КПД                                    |              |
| 9.5000  | - Sp      | - Средняя скорость поршня, [м/с]                      |              |
| 1.3994  | - Pтр     | - Давление трения, [бар]                              | (Intern.Exp) |
| 0.86112 | - Eta mex | - Механический КПД                                    |              |

----- ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----

|         |          |                                              |
|---------|----------|----------------------------------------------|
| 1.0000  | - Po*    | - Давление заторм. потока, [бар]             |
| 288.00  | - To*    | - Температура заторможенного потока, [K]     |
| 1.0000  | - Po_т   | - Статическое давление за турбиной, [бар]    |
| 0.98000 | - Po_vx* | - Давление заторм. потока за фильтром, [бар] |

----- НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----

|          |            |                                                      |
|----------|------------|------------------------------------------------------|
| 0.98000  | - Pк       | - Давление перед впускным коллектором, [бар]         |
| 288.00   | - Tk       | - Температура перед впускным коллектором, [K]        |
| 0.08353  | - Gair     | - Расход воздуха (+EGR) через цилиндры двиг., [кг/с] |
| 0.0000   | - КПД_тк   | - КПД агрегата наддува                               |
| 1.0438   | - Pt*      | - Среднее давление перед турбиной, [бар]             |
| 1013.4   | - Tt*      | - Средняя температура перед турбиной, [K]            |
| 0.08891  | - Ggas     | - Расход О.Г. через цилиндры двиг., [кг/с]           |
| 0.99999  | - Alfa_sum | - Коэфф. избытка воздуха суммарный                   |
| -0.31487 | - Pnx      | - Среднее давление насосных ходов, [бар]             |
| 0.89786  | - Eta_v    | - Коэффициент наполнения                             |
| 0.87990  | - Eta_vo   | - Коэфф. наполнения рассч. по парам. окруж. среды    |
| 0.07237  | - Gamma_r  | - Коэффициент остаточных газов                       |
| 0.99989  | - Fi       | - Коэффициент продувки                               |
| 1.3565   | - G_забр.% | - % заброса О.Г. во впускной коллектор               |
| 0.21132  | - G_утеч.% | - % утечек через поршневые кольца                    |

----- ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----

|                                                                             |            |                                                   |
|-----------------------------------------------------------------------------|------------|---------------------------------------------------|
| 0.97031                                                                     | - Ps       | - Среднее давление во впуск. коллект., [бар]      |
| 304.17                                                                      | - Ts       | - Средн. температ. во впуск. коллект., [K]        |
| 22.105                                                                      | - Ws       | - Средняя скорость воздуха, [м/с]                 |
| 354.17                                                                      | - Tws      | - Средняя температура стенки вп. колл., [K]       |
| 96.472                                                                      | - Alfa_ws  | - Коэфф. теплоотдачи во вп. колл., [Вт/(м2*K)]    |
| 230.93                                                                      | - Alfa_wsc | - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м2*K)]     |
| 120.73                                                                      | - v_sc_max | - Мах скорость в среднем сечении вп.канала, [м/с] |
| 9.5581                                                                      | - MF_горла | - Сумм. эфф. сечение горла клап. каналов, [см2]   |
| Оцен. разм. клап.: Кол=1 Dv= 45.8 Dt= 43.1 Ds=10.8 Lv= 12.7 Lv max= 11.4 мм |            |                                                   |

----- ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----

|        |      |                                             |
|--------|------|---------------------------------------------|
| 1.0396 | - Pr | - Среднее статическое давление О.Г., [бар]  |
| 1012.5 | - Tr | - Средняя статическая температура О.Г., [К] |

51.491 - Wr - Средняя скорость газа, [м/с]  
 23.346 - Sh - Число Струхала:  $Sh = a \cdot \tau / L$  (д.б.  $Sh > 8$ )  
 900.41 - Twr - Средняя температура стенки вып. колл., [K]  
 172.49 - Alfa\_wr - Коэфф. теплоотдачи в вып. колл., [Вт/(м<sup>2</sup>\*K)]  
 806.25 - Alfa\_wcr - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м<sup>2</sup>\*K)]  
 333.19 - v\_cr.max - Мах скорость в средн. сечении вып.канала, [м/с]  
 8.1121 - MF\_горла - Сумм. эфф. сечение горла клап. каналов, [см<sup>2</sup>]  
 Оцен. разм. клап.: Кол=1 Dv= 41.6 Dt= 38.9 Ds= 9.9 Lv= 8.3 Lv\_max= 10.4 мм

----- СГОРАНИЕ -----

1.0000 - Alfa - Коэффициент избытка воздуха при сгорании  
 45.842 - Pz - Максимальное давление цикла, [бар]  
 2693.6 - Tz - Максимальная температура цикла, [K]  
 13.000 - Fi\_pz - Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]  
 16.000 - Fi\_tz - Угол максимальн. температуры, [град. за ВМТ.]  
 1.7021 - dP/dFi - Макс. скор. нарастания давл., [бар/град]  
 1.9224 - Ring\_Intn - Интенс. детонации / звук. воздейств., [МВт/м<sup>2</sup>]  
 3944.8 - F\_max - Макс. усилие на поршне от газовых сил, [кг]  
 25.000 - Teta\_on - Опережение впрыска / зажигания, [град.до ВМТ]  
 0.15459 - Teta\_здр - Период задержки воспламен. в цилиндре, [град]  
 24.845 - SOC - Начало сгорания, [град.до ВМТ] (Start Of Comb)  
 44.000 - Fi\_горен - Продолжительность сгорания, [град.п.к.в.]  
 4.6655 - m\_v - Показатель сгорания в цилиндре по Вибе  
 66.666 - Октан.чсл- Мин. октановое число топлива -грань детонации

----- ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

5216.9 - NOx.в,ppm- Концентр. влажных NOx, [1/млн, (ppm)]  
 27.040 - NO - Эмиссия NOx привед. к NO, [г/(кВт\*ч)] (Zeldovich)  
 0.0000 - SO2 - Эмиссия SO2, [г/кВтч]

----- ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ -----

1.4040 - Pa - Давление начала сжатия, [бар]  
 392.53 - Ta - Температура начала сжатия, [K]  
 12.227 - Pc - Давление конца сжатия, [бар]  
 672.89 - Tc - Температура конца сжатия, [K]  
 6.4007 - Pb - Давление начала выпуска, [бар]  
 1694.5 - Tb - Температура начала выпуска, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА -----

1333.8 - T\_cp - Средняя эквивалентная температура цикла, [K]  
 475.60 - Alfa\_w - Ср. коэфф. теплоотд. от газа к стен, [Вт/м<sup>2</sup>/K]  
 456.93 - Tw\_поршн - Средн. температура огневого днища поршня, [K]  
 413.00 - Tw\_штулк - Средн. температ. огневой поверхн. штулки, [K]  
 423.09 - Tw\_крышк - Средн. температ. огневой поверхн. крышки, [K]  
 398.24 - Tw\_охл\_крыш - Средн. температура со стороны охлаждения крышки цилиндра, [K]  
 386.65 - Tкип. - Температ.кипения в сист. жид. охлаждения, [K]  
 12235. - Alf\_w\_охл- Средн. коэфф. теплоотдачи [Вт/(м<sup>2</sup>\*K)] от стенки крышки цилиндра к охлад. среде.  
 3679.5 - q\_крышки - Тепловой поток в крышку цилиндра, [Дж/с]  
 3542.7 - q\_поршня - Тепловой поток в поршень, [Дж/с]  
 3860.6 - q\_цилинд - Тепловой поток во штулку цилиндра, [Дж/с]

----- ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС -----

6.5000 - Степ.сжат- Степень сжатия (для ПДП при обоих поршнях в ВМТ)  
 71.000 - Нач.вып - Начало выпуска, [град. до НМТ] (ВПуск. вала)  
 16.000 - Кон.вып - Конец выпуска, [град. за хМТ] (ВПуск. вала)  
 16.000 - Нач.впуск- Начало впуска, [град. до хМТ] (ВПуск. вала)  
 70.000 - Кон.впуск- Конец впуска, [град. за НМТ] (ВПуск. вала)