

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова**

**Первомайський навчально науковий інститут**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

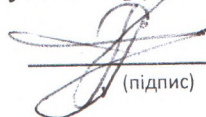
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

**на тему:** Підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 78 кВт, за рахунок системи електронного керування дросельною заслінкою. Прототип 4Ч 9,2/9,2.

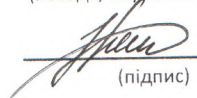
Виконав: студент групи 44-ЕМ-23

  
(підпис)

**Ремешевський В.О.**

Керівник роботи:

старший викладач  
(посада, науковий ступень, вчене звання)

  
(підпис)

**Швець І.А.**

Первомайськ - 2025 р.

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

**Факультет – Інженерно-економічний**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«    »    2025 р.

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

Студенту Ремешевському Віталію Олександровичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 78 кВт, за рахунок системи електронного керування дросельною заслінкою. Прототип 4Ч 9,2/9,2.».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.25 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4Ч 9,2/9,2, номінальною потужністю 75 кВт.

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Розробка системи електронного керування дросельною заслінкою.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення автомобіля (ГК), 2. Двигун 4Ч 9,2/9,2 (СК).

3. Схема електронного керування (ПС) 4. Дросельна заслінка (СК).



# Консультанти розділів роботи

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

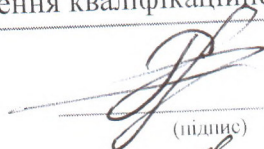
Дата видачі завдання «10» лютого 2025 р.

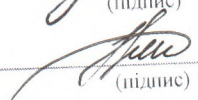
## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| Номер | Назва етапів роботи                                                                                          | Термін виконання етапів роботи | Прим |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|------|
| 1.    | Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу                                    | 10.02.2025                     |      |
| 2.    | Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми                  | 24.02.2025                     |      |
| 3.    | Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна | 10.03.2025                     |      |
| 4.    | Розробка системи електронного керування                                                                      | 14.03.25                       |      |
| 5.    | Організація охорони праці та захист навколишнього середовища                                                 | 31.03.2025                     |      |
| 6.    | Робота з габаритним кресленням об'єкту встановлення двигуна                                                  | 11.04.25                       |      |
| 7.    | Робота з складальним кресленням двигуна                                                                      | 14.04.2025                     |      |
| 8.    | Робота з кресленням системи електронного керування                                                           | 25.04.25                       |      |
| 9.    | Робота з кресленням дросельної заслінки                                                                      | 28.04.2025                     |      |
| 10.   | Загальні висновки по кваліфікаційній роботі                                                                  | 9.05.25                        |      |
| 11.   | Оформлення кваліфікаційної роботи                                                                            | 12.05.2025                     |      |

Студент

Керівник роботи

  
(підпис)

  
(підпис)

Ремешевський В.О.

Швець І.А.

## Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 78 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 9,2/9,2 за рахунок системи електронного керування дросельною заслінкою.

В роботі описано об'єкт встановлення двигуна, яким є легковий автомобіль ГАЗ-24 «Волга». Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

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

Описано умови роботи двигуна та його систем. Проаналізовано існуюча система керування дросельною заслінкою, а також зазначено їх переваги та недоліки. Запропоновано схему керування з електронним керуванням що використовує принцип зворотного зв'язку та має електричний привід. Розраховано конструктивні та електродинамічні параметри приводу дросельної заслінки.

Описано проблеми щодо шкідливого впливу спроектованого двигуна на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду токсичних компонентів спроектованого двигуна. Проаналізовано основні небезпеки що виникають час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації спроектованого двигуна.

**Ключові слова:** автомобіль, бензиновий двигун, параметри робочого циклу, система керування, дросельна заслінка, привід, вібрація, шум.

## Annotation

In the qualification work, in accordance with the assignment, a solution is proposed to improve the reliability of a 78 kW automobile engine designed on the basis of the 4CH 9.2/9.2 prototype engine by means of an electronic throttle control system.

The paper describes the engine installation object, which is a GAZ-24 Volga passenger car. The design and operation features of the prototype engine are considered and described.

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

The operating conditions of the engine and its systems are described. The existing throttle control system is analyzed, and their advantages and disadvantages are noted. An electronically controlled control scheme using the feedback principle and having an electric drive is proposed. The structural and electrodynamic parameters of the throttle drive are calculated.

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

**Keywords:** automobile, gasoline engine, operating cycle parameters, control system, throttle valve, drive, vibration, noise.

## ЗМІСТ

|                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП                                                                                               | 8  |
| РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО<br>ВСТАНОВЛЕННЯ                                    | 10 |
| 1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу                                                    | 10 |
| 1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу                                                             | 12 |
| 1.3 Висновки по розділу                                                                             | 20 |
| РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО<br>ДВИГУНА                                            | 21 |
| 2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна                                        | 21 |
| 2.2. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми                                                   | 33 |
| 2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ                                                      | 40 |
| 2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу                                             | 48 |
| 2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-<br>прототипу та висновки по розділу | 55 |
| РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОННОГО КЕРУВАННЯ<br>ДРОСЕЛЬНОЮ ЗАСЛІНКОЮ                           | 57 |
| 3.1. Існуюча система регулювання частоти обертання колінчастого валу                                | 57 |
| 3.2. Опис вдосконаленої системи керування частоти обертання<br>колінчастого валу                    | 59 |
| 3.3 Розрахунок параметрів крокового двигуна для приводу заслінки                                    | 62 |
| 3.4 Висновки по розділу                                                                             | 68 |
| РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ<br>З ОХОРОНИ ПРАЦІ                              | 69 |
| 4.1. Загальні положення                                                                             |    |

|            |              |          |        |      |                          |          |       |
|------------|--------------|----------|--------|------|--------------------------|----------|-------|
|            |              |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ |          |       |
| Зм.        | Лист         | № докум. | Підпис | Дата |                          |          |       |
| Розробив   | Ремешевський |          |        |      | Пояснювальна<br>записка  | Лист.    | Аркуш |
| Перевірив  | Швець І.А.   |          |        |      |                          |          | 6     |
|            |              |          |        |      |                          | ПННІ НУК |       |
| Н. Контр.  | Швець І.А.   |          |        |      |                          |          |       |
| Затвердив. | Нестеренко   |          |        |      |                          |          |       |

|                                                               |    |
|---------------------------------------------------------------|----|
| 4.2 Забруднення навколишнього середовища при експлуатації ДВЗ | 70 |
| 4.3 Техніка безпеки при обслуговуванні двигуна                | 74 |
| 4.4 Висновки по розділу                                       | 77 |
| ВИСНОВКИ                                                      | 78 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ                                    | 79 |
| ДОДАТКИ                                                       |    |
| Додаток 1 Специфікація двигун 4Ч 9,2/9,2                      |    |
| Додаток 2 Специфікація дросельна заслінка                     |    |

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 7     |

## ВСТУП

Сучасні автомобілі постійно вдосконалюються, впроваджуючи новітні технології для підвищення ефективності, економічності та безпеки. Однією з таких інновацій є система електронного керування дросельною заслінкою (Electronic Throttle Control, ETC), яка поступово витісняє традиційний механічний привід.

Основна функція дросельної заслінки полягає у регулюванні потоку повітря, що надходить до двигуна, що безпосередньо впливає на його роботу та продуктивність. У традиційних системах ця заслінка керується механічним зв'язком через трос або важіль від педалі акселератора. Натомість в електронній системі використовується набір датчиків, електронного блоку управління (ECU) та виконавчого механізму, що дозволяє точніше дозувати подачу повітря та адаптувати роботу двигуна до різних умов експлуатації. Застосування електронного керування дросельною заслінкою має низку переваг. Воно сприяє покращенню паливної економічності, зниженню викидів шкідливих речовин та забезпеченню плавності роботи двигуна. ETC дає змогу реалізовувати додаткові функції, як адаптивний круїз-контроль, система стабілізації та різні режими керування для покращення динамічних характеристик автомобіля.

Як показує практика, перехід від механічного до електронного керування процесами дозування паливо-повітряної суміші значно покращує економічність двигуна. Саме завдяки підвищенню ефективності процесів дозування та процесів регулювання потрібної кількості паливо-повітряної суміші можна досягнути виконання вимог ГОСТ 10511-83 за якістю регулювання та підтримки частоти колінчастого валу двигуна на заданому рівні. Існуючі системи управління, головним чином мікропроцесорні, у порівнянні з механічними, здатні набагато ефективніше забезпечити вирішення вищезазначених завдань що і підтверджує **актуальність даної роботи.**

**Мета роботи:** у, підвищенні надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 78 кВт, спроектованого на базі 4Ч 9,2/9,2 за рахунок системи електронного керування дросельною заслінкою.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 8     |



**Завдання** які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення автомобіля;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати умови роботи двигуна та розглянути особливості роботи його систем. Розглянути існуючу систему керування дросельною заслінкою, та виявити її переваги та недоліки. Запропонувати нове конструктивне рішення щодо системи керування дросельною заслінкою з урахуванням сучасних та передових рішень з використанням електричного приводу. Визначити параметри елементів запропонованої системи.
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

**Об'єктом розгляду** в даній кваліфікаційній роботі є процеси, що відбуваються в системі керування дросельною заслінкою, та оцінити їх вплив на ефективність роботи бензинового двигуна.

**Предметом розгляду** в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з підвищенням ефективності роботи бензинового двигуна за рахунок застосування сучасної системи керування.

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

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
|     |      |          |        |      |                          | 9     |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          |       |

## 1. ОПИС ДВИГУНА ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

### 1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

«Волга» ГАЗ-24-10 - легковий автомобіль. Він рекомендується для експлуатації по дорогах з твердим покриттям. Розроблений Горьківським автозаводом у тисяча дев'ятсот вісімдесят шостому році. Він по суті є модернізацією моделі «Волга» ГАЗ-24. Щоб задовольнити споживачів і урізноманітнити виробництво, конструктори запропонували декілька модифікацій базового автомобіля ГАЗ-24-10 «Волга».

Так наприклад автомобіль «Волга» ГАЗ-24-12 оснащений кузовом «універсал», підходить для перевезення вантажів і пасажирів. У кузові є 3 ряду сидінь. Рівна поверхня для дрібних вантажів утворюється при складанні сидінь 2- і 3 рядів.

Для того щоб поліпшити доступ в задній частині кузова є двері, а посилені ресори задні використовуються для збільшеного навантаження. Розміщення органів управління є дуже зручним для водія, а за допомогою контрольно-вимірювальних приладів є можливість відслідковування технічного стану в будь-який момент експлуатації автомобіля.



Рис. 1.1 – легковий автомобіль ГАЗ-24 «Волга»

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 10    |

Для застосування в галузі охорони здоров'я була розроблена модифікація «Волга» ГАЗ-24-13 - санітарна. Вона призначалася для перевезення хворих людей до шпиталю. Модель також рекомендувалася для лікарів, щоб вони могли надавати термінову медичну допомогу пацієнтам. У салоні обов'язково монтувався незалежний обігрівач, а також перегородка, щоб відокремлювати кабінку водія і кімнату для транспортування пацієнтів. На автомобіль встановлювалась фара шукач і ліхтар сигнальний з емблемою червоного хреста.

Автомобіль ГАЗ-24-14 оснащений кузовом «універсал», таким, який має і модель ГАЗ-24-12. Але на відміну від попередника, він включає в себе обладнання, щоб користувачам міг працювати як таксі. «Волга» ГАЗ-24-17 - це автомобіль-таксі, але газобалонний, завдяки апаратурі, що призначена для роботи на зрідженому газі. На цій модифікації «Волги» стоять посилені ресори. Нижче наведено технічні характеристики автомобіля «Волга» ГАЗ-24-10

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики автомобіля «Волга» ГАЗ-24-10

| № п/п | Назва параметру             | Значення параметру            |
|-------|-----------------------------|-------------------------------|
| 1     | Тип кузова                  | седан                         |
| 2     | Кількість дверей            | 4                             |
| 3     | Кількість місць             | 5                             |
| 4     | Ширина                      | 1800 мм                       |
| 5     | Довжина                     | 4 735 мм                      |
| 6     | Висота                      | 1490 мм                       |
| 7     | Колісна база                | 2800 мм                       |
| 8     | Колія передня               | +1476 мм                      |
| 9     | Об'єм багажника мінімальний | 500 л                         |
| 10    | Дорожній просвіт            | 174 мм                        |
| 11    | Тип двигуна                 | бензиновий, карбюраторний     |
| 12    | Об'єм двигуна               | 2445 см <sup>3</sup>          |
| 13    | Потужність, кВт             | 73, при обертах 4500 хв-1     |
| 14    | Крутний момент              | 182 Н*м при обертах 2600 хв-1 |
| 15    | Паливо                      | АІ-76                         |
| 16    | Максимальна швидкість       | 150 км/год                    |
| 17    | Час розгону                 | (0-100 км/год) 20 с           |
| 18    | Споряджена маса автомобіля  | 1400 кг                       |
| 19    | Допустима повна маса        | 1940 кг                       |
| 20    | Об'єм паливного бака        | 55 л                          |

## 1.2 Опис двигуна прототипу.

Опис двигуна та необхідні технічні характеристики було отримано на основі даних з джерела [8].

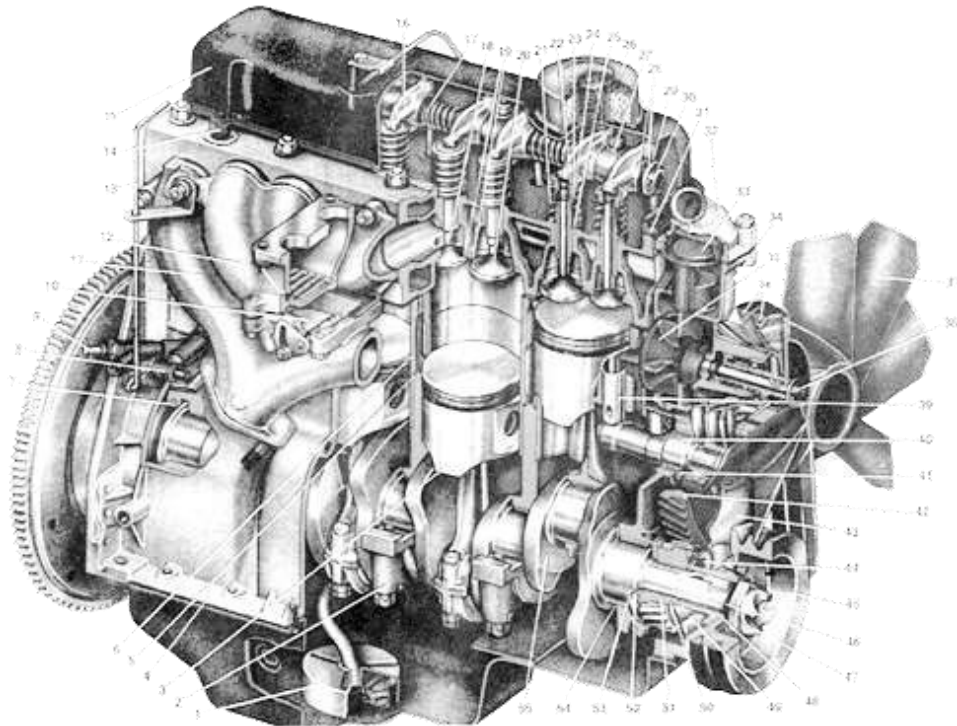


Рисунок 1.2 - Двигун ЗМЗ-402

1 – масло приймач; 2 - кришка корінного підшипника колінчастого валу; 3 – поршень; 4 - блок циліндрів; 5 - прокладка гільзи циліндра; 6 - гільза циліндра; 7 - задній сальник колінчастого валу; 8 - краник для зливу охолоджувальної рідини; 9 - краник обігрівача кузова; 10 - заслінка підігріву суміші; 11 - випускний колектор; 12 - впускна труба; 13 - тяга управління зливним краником; 14 - датчик показчика температури охолоджуючої рідини; 15 - кришка коромисел; 16 – коромисло; 17 - розпірна пружина коромисел; 18- випускний клапан; 19 - сидла клапанів; 20 - впускний клапан; 21 - пружина клапану; 22 - сухарик клапану; 23 - тарілка пружини клапана; 24 – масло відбивний ковпачок; 25 - опорна шайба пружини клапана; 26 - кришка маслозаливної горловини; 27 - стійка осі коромисел; 28 - плоскі шайби осі коромисел; 29 - пружинна шайба осі коромисел; 30 - вісь коромисел; 31 - прокладка кришки коромисел; 32 - випускний патрубок охолоджуючої сорочки; 33 – термостат; 34 - корпус насоса охолоджуючої рідини; 35 - крильчатка насоса охолоджуючої рідини; 36 – паси вентилятора; 37 – вентилятор; 38 - гайки кріплення маточини вентилятора; 39 - штовхач клапану; 40 - розподільний вал; 41 – упорний фланець розподільного валу; 42 - шестерня розподільного валу; 43 - кришка розподільних шестерень; 44 - передній сальник колінчастого валу; 45 - шків колінчастого валу; 46 - зубчаста шайба храповика колінчастого валу; 47 - храповик колінчастого валу; 48 - маточина шків колінчастого валу; 49 - відбивач кришки розподільних шестерень; 50 - масловідбивач колінчастого валу; 51 - розподільна шестірня колінчастого валу; 52 - шайба колінчастого валу; 53 - передня шайба упорного підшипника колінчастого валу; 54 - задня шайба упорного підшипника колінчастого валу; 55 - колінчастий вал.

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

ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ

Аркуш

12

Двигун моделі 402 випускався на Заволзькому моторному заводі на базі двигуна автомобіля ГАЗ-21. Двигун - чотиритактний, карбюраторний, з верхнім розташуванням клапанів, чотирициліндрові, з рідинним охолодженням.

Хід поршня дорівнює діаметру циліндра і становить 92 мм. Порівняно малий хід поршня, і зумовив його малу середню швидкість. Це забезпечило малий знос циліндро-поршневої групи і високу довговічність вузла.

Колінчастий вал - пятиопорний, з великою робочою поверхнею як шатунних, так і корінних підшипників. Внаслідок цього питомі навантаження на підшипники порівняно малі. Вкладиші корінних і шатунних підшипників виготовлені зі сталеві стрічки, залитої алюмінієвим сплавом. Такі вкладиші здатні сприймати великі навантаження, зберігаючи високу працездатність. Розподільний вал спирається на п'ять підшипників, виконаних з сталєбаббітової стрічки.

Сідла клапанів виготовлені з легованого чавуну високої твердості, що витримує високу температуру і ударні навантаження. Напрямні втулки клапанів виконані з металокераміки з високими зносостійкими якостями.

Клапани виготовлені з жароміцної сталі: фаска тарілки випускних клапанів заправлена більш жароміцним сплавом. Всі відповідальні поверхні, що піддаються стиранню (кулачки і шийки розподільного валу, наконечники штанг штовхачів, штовхачі, коромисла, регулювальні гвинти коромисел та інші), виготовлені зі спеціального матеріалу і піддані термічній обробці. У верхню частину циліндра встановлені вставки, виконані з кислотривкого зносостійкого чавуну.

Всі поверхні що труться змащуються під тиском. В системі змащення встановлено повно-потіковий фільтр тонкого очищення з паперовим фільтруючим елементом. У результаті зазначених конструктивних і технологічних заходів ресурс двигуна досягнув - 200 тис. км пробігу автомобіля по дорогах 1 категорії.

При даній конструкції колектору з підігрівом центральної частини впускного трубопроводу відпрацьованими газами, що забезпечує рівномірний розподіл горючої суміші по циліндрах, а також при обраних оптимальних фазах відкриття впускних і випускних клапанів, двигун може розвивати потужність рівну 100 к. с. (при 4500 хв<sup>-1</sup> колінчатого валу,).

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
|     |      |          |        |      |                          | 13    |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          |       |

У конструкції двигуна враховано зручність обслуговування його в процесі експлуатації. З лівого боку двигуна розташовані бензиновий паливо-підкачувальний насос, стартер, розподільник запалювання, показчик тиску масла і датчик показчика тиску масла, масляний фільтр, фільтр тонкого очищення палива, свічки запалювання, з правого боку - генератор, газопровід з сектором регулювання підігріву суміші, зливний кран охолоджуючої рідини з тягою, кран отоплювача кузова, датчик температури води і карбюратор. Мастило підшипників насоса охолоджуючої рідини здійснюється через прес-маслінку з правого боку двигуна. Достатня кількість мастила визначається візуально по виходу мастила з контрольного отвору на корпусі насоса.

У конструкції двигуна також передбачена можливість легкого ремонту. Для цієї мети циліндри виконані у вигляді окремих деталей - «мокрих» гільз, що легко вставляються в блок циліндра, а корінні і шатунні підшипники мають тонкостінні сталєво-алюмінієві вкладиші, які можна замінити, не вдаючись до послуг ремонтних заводів, а іноді навіть не знімаючи двигуна з автомобіля.

Для виготовлення деталей двигуна широко застосовані алюмінієві сплави, крім такої традиційної алюмінієвої деталі як поршень, з алюмінієвого сплаву виготовлені також основні корпусні деталі: блок циліндрів, картер зчеплення, головка циліндрів, кришка розподільних шестерень, кришка насоса охолоджуючої рідини, випускний патрубок охолоджуючої сорочки, корпус масляного насоса, корпус і кришка масляного фільтра, впускна труба.

Двигун встановлений на шасі на трьох гумових подушках: дві розташовані в передній частині двигуна (по одній з кожного боку), одна - ззаду, під подовжувачем коробки передач. Передні подушки розташовані похило в поперечній площині двигуна. Зверху і знизу подушки мають сталеві пластини.

Блок циліндрів складає одне ціле з верхньою частиною картера. Він відлитий під тиском з високоміцного алюмінієвого сплаву. Блок циліндрів розділений на дві частини горизонтальною перегородкою, в якій зроблені чотири отвори для установки гільз циліндрів. Верхня частина утворює загальну для всіх циліндрів охолоджуючу сорочку. По контуру сорочки є десять бобишок для шпильок

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 14    |



кріплення головки циліндрів. Нижня частину блоку розділена на чотири відсіки поперечними перегородками, у які встановлюються корінні підшипники колінчастого валу.

Колінчастий вал встановлено на п'яти корінних підшипниках. Кришки підшипників виготовлені з ковкого чавуну, кожна кришка кріпиться до блоку двома шпильками. У першій кришці торці оброблені спільно з блоком для установки шайб і підшипника. Всі кришки мають шипи, щільно входять в пази блоку. Така конструкція кришок підшипників і виготовлення їх з чавуну (коефіцієнт лінійного розширення алюмінієвого сплаву вдвічі більше, ніж у чавуну) забезпечують малу зміну робочих зазорів в підшипниках при нагріванні і охолодженні двигуна. Кришки підшипників розточуються в зборі з блоком тому при ремонті їх треба встановлювати на свої місця. Для полегшення установки на всіх кришках, крім першої та п'ятої, вибиті їх порядкові номери.

Гнізда для підшипників розподільного валу розташовані у верхній лівій частині поперечних перегородок блоку. Третя і четверта перегородки мають знизу похилі площини для кріплення масляного насоса. У середній горизонтальній перегородці (з лівої сторони) просвердлені вісім отворів для штовхачів штанг клапанів: чотири отвори, виконані в литві, з'єднують порожнину клапана камери і камери штовхачів з масляним картером.

Камера штовхачів закрита штампованою з листової сталі кришкою. Кришка по контуру ущільнюється коркової прокладкою і кріпиться до блоку двома шпильками, під гайки яких поставлені фіброві ущільнюючі прокладки.

З лівого боку блоку відлиті припливи для установки масляного фільтра, бензонасоса, приводу розподільника і бобишків для показника рівня масла. З правого боку (у верхній картерній частини стінки блоку) розташований приплив, через який проходить поздовжній масляний канал.

Бобишки для кріплення кронштейнів двигуна розташовані в передній частині блоку з правої і лівої сторін. На правій стороні спереду передбачено дві бобишки для кріплення генератора. Нижній фланець блоку кріпиться шпильками до масляного картера. До передній стінці блоку на паронітовій прокладці кріпиться

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 15    |

відлита з алюмінієвого сплаву кришка розподільних шестерень. В отвір у кришці для виходу носка колінчастого валу запресована обойма з само затяжним гумовим сальником.

До заднього торця блоку шістьма болтами кріпиться відлитий також з алюмінієвого сплаву картер зчеплення. Точне розташування картера зчеплення, необхідне для правильної роботи коробки передач, забезпечується двома установочними штифтами. Задній торець картера зчеплення і отвір в ньому необхідний для установки коробки передач та для забезпечення співвісності первинного валу коробки передач з колінчастим валом обробляються в зборі з блоком, і тому картери зчеплення не взаємозамінні. Циліндри двигуна виконані у вигляді легко змінних мокрих гільз, відлитих з сірого чавуну. Для підвищення зносостійкості гільза у верхній частині забезпечена вставкою з корозійностійкого чавуну.

Гільза вставляється в гніздо блоку нижньою частиною. У площині нижнього стику гільза ущільнена прокладкою з м'якої міді товщиною 0,3 мм, а по верхньому торця - прокладкою головки циліндрів. Для належного ущільнення верхній торець гільзи виступає над площиною блока. При цьому прокладка повинна бути обтиснута. Для надійного ущільнення необхідно, щоб різниця у виступі гільз над площиною блока на одному двигуні не перевищувала 0,025 мм. При зміні гільз у циліндрів рівномірність виступу можна забезпечити підбором прокладок відповідної товщини.

Головка, загальна для всіх циліндрів, відлита з алюмінієвого сплаву і піддана термообробці (загартування і старіння). Впускні і випускні канали виконані окремо для кожного циліндра і розташовані з правого боку головки. Гнізда для клапанів розташовані в ряд по поздовжній осі двигуна. Сідла всіх клапанів - вставні, виготовлені з жароміцного чавуну високої твердості. Завдяки великому натягу при посадці сідла в гніздо головки (на заводі перед складанням головка нагрівається до +170 °С, а сідла охолоджуються приблизно до -70 °С, при цьому сідло вільно вставляється в гніздо в голівці), а також досить великим коефіцієнтом лінійного розширення матеріалу сідла, забезпечується надійна і міцна посадка сідла в гнізді.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 16    |

Втулки клапанів, виготовлені з металокераміки пресуванням суміші із залізного, мідного і графітового порошоків з подальшим спіканням, мають високі антифрикційні якості. Втулки так само, як і сідла клапанів збираються з головкою, попередньо нагрітій (втулки - охолоджені). Фаски в сідлах і отвори у втулках обробляються в зборі з головкою. Головка циліндрів кріпиться до блоку десятима сталевими шпильками. Під гайки шпильок поставлені плоскі сталеві шайби. Між головкою і блоком є прокладка з азбестового полотна, армованого металевим каркасом і просоченого графітом. Вікна в прокладці під камери згорання і отвір масляного каналу окантовані жерстю. Правильне положення голівки на блоці забезпечується двома встановленими штифтами-втулками, запресованими в блок циліндрів (в бобишки шпильок кріплення головки).

Поршні відлили із сплаву з високим вмістом кремнію і термічно оброблені. Головка поршня - циліндрична, з плоским днищем. На циліндричній поверхні головки проточені три канавки: дві верхні служать для розміщення компресійних кілець, а нижня - для маслорозподільного. Проточка для маслорозподільного кільця має отвори, через які зайве масло, знімається маслорозподільним кільцем зі стінок циліндра, відводиться в картер двигуна.

Тронк поршня – овальний та конусний. Велика вісь овалу розташована в площині, перпендикулярній осі поршневого пальця. В тронку поршня з лівого боку зроблено Т-подібний проріз. Пружні властивості тронку, завдяки наявності прорізів, і зміщення поршневого пальця роблять роботу поршня більш безшумною.

Щоб поршні працювали правильно, вони повинні бути встановлені в циліндри в певному положенні. Для цього на одній з бобишок поршень зазначеної стороною повинен бути обернений до задньої частини двигуна.

Для полегшення підбору поршні і гільзи розділені (по діаметру) на п'ять груп, що позначаються відповідною літерою, яка вибирається на днище поршня і на зовнішній поверхні нижньої частини гільзи.

Компресорні кільця відлиті з сірого чавуну. Верхнє компресійне кільце працює в найбільш важких умовах (при високій температурі і тиску, а також при недовіданій мастилі). Для збільшення зносостійкості його зовнішня поверхня,

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 17    |

прилегла до циліндра, покрита шаром хрому. Шар хрому значно збільшує термін служби верхнього кільця. Це сприяє також збільшенню терміну служби нижнього кільця і дзеркала циліндра.

На внутрішньої циліндричної поверхні нижнього компресійного кільця зроблена виточка. На поршень кільце має бути встановлено виточкою догори. Порушення цієї умови викликає різке зростання витрати масла і димлення двигуна. Верхнє кільце виточки не має.

Маслоз'ємне кільце збірне. Воно складається з двох сталевих кільцевих дисків і двох сталевих розширювачів: осьового і радіального. Замок кілець прямий.

Поршневі пальці плаваючого типу (вони не закріплені ні в поршні, ні в шатуні), сталеві, зовнішня поверхня їх загартована. Так як лінійне розширення матеріалу поршня приблизно в 2 рази більше, ніж у пальця, то при кімнатній температурі палець входить в отворів бобишок поршня з мінімальним зазором.

Шатуни сталеві ковані. У поршневу головку шатуна запресована тонкостінна бронзова втулка з покриттям оловом. Кривошипна головка шатуна роз'ємна. Кришка кривошипної головки кріпиться до шатуна двома шліфованими, термічно обробленими сталевими болтами. Гайки контрять штампованими з листової сталі шайбами. Кришки шатунів обробляються в зборі з шатуном, і тому їх не можна переставляти з одного шатуна на інший. Для запобігання можливої помилки на шатуні і на кришці вибиті порядкові номери циліндрів. Вони повинні бути розташовані з одного боку. У стрижні шатуна у кривошипної головки є отвір, через який проводиться змащення дзеркала циліндра. Цей отвір має бути направлено в праву сторону двигуна, тобто в сторону, протилежну розподільного валу.

Колінчастий вал відлитий з високоміцного чавуну. Він має п'ять опор. Колінчастий вал в зборі з маховиком і зчепленням динамічно збалансований. Шатунні і корінні шийки порожнисті. Порожнини в шатунних шийках закриті пробками. Ці порожнини служать для видалення продуктів зносу з масла, що надходить на шатунні шийки.

Осьове переміщення колінчастого валу обмежується двома сталє-бабітовими шайбами підшипника, розташованими по обидва боки переднього корінного

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 18    |

підшипника. Передня шайба бабітовою стороною звернена до сталевій упорній шайби на колінчастому валу, задня - до щоби колінчастого валу. Передня шайба утримується від обертання двома штифтами, запресованими в блок і кришку корінного підшипника. Виступаючі кінці штифтів входять в пази шайби. Задня шайба утримується від обертання своїм виступом, що входять в паз на задньому торці кришки корінного підшипника. Досягається він підбором відповідної товщини передньої шайби.

На передньому кінці колінчастого валу на шпонках встановлені сталева шайба, шестерня приводу розподільного валу, масло відбивач і маточина шків колінчастого валу. Всі ці деталі стягнуті болтом-храповиком (для пуску двигуна від рукоятки). Болт-храповик ввертається в різьбовий отвір, наявний в передньому торці колінчастого валу.

Шків привода насоса охолоджуючої рідини, вентилятора і генератора (кріпиться до маточини трьома болтами) має на ободі дві мітки (риски). Передній кінець колінчастого валу ущільнений само затяжним гумовим сальником, запресованим в кришку розподільних шестерень. Для полегшення умов роботи сальника перед ним на валу встановлений масло відбивач. Крім того, корпус сальника має відбортівку, що відводить масло, що сходить по стінці кришки. Зовні сальник захищений відбивачами, що перешкоджають проникненню на нього бруду. Надійна робота сальника після переробки забезпечується гарним centruванням його по колінчастому валу.

Задній кінець колінчастого валу ущільнений набивкою з азбестового шнура, просоченого антифрикційним складом і покритого графітом. Набивка закладена в канавку в блоці циліндра і в сальникотримачу, прикручена двома болтами до блоку. На шийці колінчастого валу під сальником є мікрошнек, а перед сальником - гребінь. Стиги утримувача сальника ущільнені гумовими прокладками Г-подібної форми. У задньому торці колінчастого валу розточені гніздо для встановлення шарикопідшипника первинного валу коробки передач.

Маховик відлитий з сірого чавуну. Він кріпиться до фланця на задньому кінці колінчастого валу чотирма шліфованими болтами. Гайки зафіксована

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 19    |

відгінними вусиками пластини. На маховик напресований зубчастий обід для пуску двигуна стартером. До заднього торця маховика шістьма болтами прикріплено зчеплення. На фланці кожуха зчеплення і маховику вибита мітка «О». При складанні двигуна обидві мітки повинні бути суміщені, щоб не порушити балансування колінчастого валу.

Корінні і шатунні підшипники колінчастого валу забезпечені тонкостінними взаємозамінними вкладишами, які виготовлені з маловуглецевої сталеві стрічки, залитої тонким шаром антифрикційного алюмінієвого сплаву з вмістом олова. У кожному підшипнику встановлено по два вкладиша. Осьовому переміщенню і обертанню вкладишів в постілях блоку або шатуна перешкоджають виступи на вкладишах, що входять у відповідні пази в постелях блоку або в шатунах.

Всі корінні вкладиші мають кільцеву канавку для безперервного живлення маслом шатунних шийок колінчастого валу. Посередині корінних вкладишів є отвір, через яке подається масло до підшипників з каналу. Отвори в шатунних вкладишах збігаються з отворами в шатунах. Для збереження взаємозамінності і попередження помилок при встановленні нових вкладишів на всіх корінних і шатунних вкладишах зроблені отвори.

### 1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є легковий автомобіль. Описано особливості будови та роботи автомобіля та зазначено його технічні характеристики.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи роботи та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Розглянуто роботу його систем, агрегатів та механізмів. Оцінено технічні показники двигуна-прототипу та потенційні можливості щодо покращення показників надійності та довговічності установки на різних режимах роботи за рахунок внесення конструктивних змін.

## РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

### 2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

#### 2.1.1 Умова завдання:

|                                                         |                  |
|---------------------------------------------------------|------------------|
| Ефективна потужність, в кВт                             | $P_e = 78$       |
| Частота обертання колінчастого валу, в $\text{хв}^{-1}$ | $n = 4500$       |
| Ступінь стиску, згідно [1, ст. 7]                       | $\epsilon = 8.5$ |
| Число циліндрів                                         | $i = 4$          |

#### 2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

|                                                                |                 |
|----------------------------------------------------------------|-----------------|
| Коефіцієнт надлишку повітря, згідно [1, ст. 8]                 | $\alpha = 0.97$ |
| Тиск навколишнього середовища, в кПа, згідно [1, ст. 8]        | $p_a = 101.3$   |
| Температура навколишнього середовища, в К, згідно [1, ст. 8]   | $T_a = 293$     |
| Підігрів свіжого заряду, в К, згідно [1, ст. 8]                | $\Delta T = 15$ |
| Тиск залишкових газів, в кПа, згідно [1, ст. 9]                | $p_r = 122$     |
| Температура залишкових газів, в К, згідно [1, ст. 9]           | $T_r = 1050$    |
| Коефіцієнт використання теплоти в точці "z", згідно [1, ст. 9] | $\xi_z = 0.85$  |
| Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст. 9]    | $\xi = 0.97$    |

Паливо:

а) Бензин: А-92 ДСТУ 4063-2001

б) Середній елементарний склад палива

$$C = 0.85 ; \quad H = 0.15 ; \quad O = 0 ; \quad S = 0 ; \quad W = 0.05 ;$$

в) Молекулярна маса бензину

$$m_T = 115 ;$$

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

$$Q_{H.p} = [339 \cdot C + 1256 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 25.14 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 100 = 44135.4$$



### 2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де  $k = 0.9$  - число з інтервалу (0,8...0,9)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.9 \cdot 101.3 = 91.17$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{1.05 \times 10^3} \cdot \frac{122}{8.5 \cdot 91.17 - 122} = 0.05$$

Для бензинових двигунів  $\gamma_r = (0,05...0,08)$ , згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.05 \cdot 1.05 \times 10^3}{1 + 0.05} = 346.55$$

Для бензинових двигунів  $T_d = (320...380)$  К, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_a \cdot (\epsilon \cdot p_d - p_r)}{(\epsilon - 1) \cdot p_a \cdot (T_a + \Delta T)} = \frac{293 \cdot (8.5 \cdot 91.17 - 122)}{(8.5 - 1) \cdot 101.3 \cdot (293 + 15)} = 0.818$$

Для бензинових двигунів  $\Phi_c = (0,75...0,85)$ , згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

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

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

#### 2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.379$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 91.17 \cdot 8.5^{1.379} = 1743.896$$

Для бензинових двигунів  $p_c = (900 \dots 2500)$  кПа, згідно [1, ст. 15].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.  
Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 346.6 \cdot 8.5^{1.4 - 1} = 779.9$$

Для бензинових двигунів  $T_c = (600 \dots 850)$  К, згідно [1, ст. 15].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 779.868 = 21.937$$

#### 2.1.5 Параметри процесу згоряння

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left( \frac{0.85}{12} + \frac{0.15}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0.516$$

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

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.516 = 14.935$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} = 0.97 \cdot 0.516 + \frac{1}{115} = 0.509$$

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

Кількість  $\text{CO}_2$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0$$

де  $K = 0.5$  - водне-вуглецеве відношення;

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = \frac{0.85}{12} - 2 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 0.067$$

Кількість  $\text{CO}$

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = 2 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 4.333 \times 10^{-3}$$

Кількість  $\text{H}_2\text{O}$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = \frac{0.15}{2} - 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 0.073$$

Кількість  $\text{H}_2$

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 2.167 \times 10^{-3}$$

Кількість  $\text{N}_2$

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 0.97 \cdot 0.516 = 0.395$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{CO}} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{H}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.067 \\ 0.004 \\ 0.073 \\ 0.002 \\ 0.395 \end{pmatrix} = 0.541$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.541}{0.509} = 1.063$$

Для бензинових двигунів  $\beta_0 = (1,020...1,120)$ , згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.063 + 0.055}{1.000 + 0.055} = 1.060$$

Для бензинових двигунів  $\beta_0 = (1,020...1,120)$ , згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Кількість теплоти, втраченої внаслідок неповноти згоряння, в кДж/кг

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119950 \cdot (1 - 0.97) \cdot 0.516 = 1856.369$$

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

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

$$\text{для } H_2: mCv''_{H_2} = 19,198 + 0,001758 \cdot T_z;$$

$$\text{для } CO: mCv''_{CO} = 22,1 + 0,001430 \cdot T_z;$$

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{H_2} \cdot 19.198 \\ M_{CO} \cdot 22.1 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 22.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.541} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.395 \cdot 21.554 \\ 0.002 \cdot 19.198 \\ 0.004 \cdot 22.1 \\ 0.067 \cdot 38.609 \\ 0.073 \cdot 22.459 \end{pmatrix} = 23.767$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{H_2} \cdot 0.001758 \\ M_{CO} \cdot 0.001430 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.5411} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.3953 \cdot 0.0015 \\ 0.0022 \cdot 0.0018 \\ 0.0043 \cdot 0.0014 \\ 0.0665 \cdot 0.0033 \\ 0.0728 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0021$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'єму:

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

$$mCv''(T_Z) = a + b \cdot T_Z = 23.767 + 0.002 \cdot 0$$

Максимальну температуру робочого циклу в К визначимо методом послідовних наближень, з наступного рівняння

$$\frac{\xi_Z \cdot (Q_{H.p} - \Delta Q_H)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + mCv' \cdot T_c - \beta \cdot (a + b \cdot T_Z) \cdot T_Z = 0$$

Приймаємо в першому наближенні, в К

$$T_Z = 2696.546$$

Тоді складові рівняння будуть дорівнювати:

$$A = \frac{\xi_Z \cdot (Q_{H.p} - \Delta Q_H)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot (44135.4 - 1856.369)}{0.509 \cdot (1 + 0.055)} = 66922.756$$

$$B = mCv' \cdot T_c = 21.937 \cdot 779.868 = 17108.201$$

$$C = \beta \cdot (a + b \cdot T_Z) \cdot T_Z = 84030.958$$

Перевіряємо баланс лівої та правої частини рівняння

$$A + B - C = 66922.756 + 17108.201 - 84030.958 = 0$$

Так як перевірка показала правильність прийнятого значення, то величину температури залишаємо рівною:

$$T_Z = 2696.554$$

Для бензинових двигунів  $T_Z = (2300 \dots 2900)$  К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c} = 1.06 \cdot 1743.896 \cdot \frac{2696.554}{779.868} = 6389.813$$

Для бензинових двигунів  $p_{\max} = (3500 \dots 8000)$  кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

### 2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{6389.813}{1743.896} = 3.664$$

Для бензинових двигунів  $\lambda = (2,9...5,0)$ , згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 16]

$$n_2 = 1.220$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\epsilon^{n_2}} = \frac{6389.813}{8.5^{1.22}} = 469.458$$

Для бензинових двигунів  $p_b = (350...600)$  кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} = \frac{2696.554}{8.5^{1.22-1}} = 1683.98$$

Для бензинових двигунів  $T_b = (1200...1700)$  К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1683.98}{\sqrt[3]{\frac{469.458}{122}}} = 1074.627$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|1050 - 1074.627|}{1050} \cdot 100 = 2.345 \quad \%$$

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

### 2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = A \cdot (B - C)$$

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\epsilon - 1} = \frac{1.744 \times 10^3}{8.5 - 1} = 232.52$$

$$B = \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) = \frac{3.664}{1.22 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{8.5^{1.22 - 1}} \right) = 6.254$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.379 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{8.5^{1.379 - 1}} \right) = 1.466$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B - C) = 232.52 \cdot (6.254 - 1.466) = 1113.312$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.97 \cdot 1113.312 = 1079.913$$

Для бензинових двигунів  $p_{mi} = (400 \dots 1400)$  кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{0.97 \cdot 14.935 \cdot 1079.913}{0.818 \cdot 44135.4 \cdot 1.205} = 0.36$$

Для бензинових двигунів  $\eta_i = (0,25 \dots 0,40)$ , згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.36 \cdot 44135.4} = 0.227$$

Для бензинових двигунів  $b_i = (0,205 \dots 0,300) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$ , [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.



### 2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м/с

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.092 \cdot 4500}{30} = 13.8$$

де  $s_{пр} = 0.092$  м - хід поршня по прототипу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (0.04 + 0.0135 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.04 + 0.014 \cdot 13.8) \cdot 10^3 = 226.3$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1079.913 - 226.3 = 853.613$$

Для бензинових двигунів  $p_{me} = (600 \dots 1300)$  кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{853.613}{1079.913} = 0.79$$

Для бензинових двигунів  $\eta_M = (0,70 \dots 0,90)$ , згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.36 \cdot 0.79 = 0.284$$

Для бензинових двигунів  $\eta_e = (0,25 \dots 0,33)$ , згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.284 \cdot 44135.4} = 0.287$$

Для бензинових двигунів  $b_e = (0,250 \dots 0,325) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$ , згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.287 \cdot 78 = 22.364$$

### 2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де  $\tau = 4$  - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{78 \cdot 10^3}{853.613 \cdot 4500} = 2.437$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{2.437}{4} = 0.609$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де  $d_{пр} = 0.092$  м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.092}{0.092} = 1.000 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.609}{\pi}} = 91.879 \quad \text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.092$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 91.879 = 91.879 \quad \text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.092$$

### 2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 92 \text{ мм}$$

$$\text{або в м} \quad d' = d \cdot 10^{-3} = 92 \cdot 10^{-3} = 0.092$$

Хід поршня

$$s = 92 \text{ мм}$$

$$\text{або в м} \quad s' = s \cdot 10^{-3} = 92 \cdot 10^{-3} = 0.092$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 92^2 \cdot 92 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 2.446$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{853.613 \cdot 2.446 \cdot 4500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 78.308$$

Отримана величина відрізняється від заданої в кВт на:

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

$$\text{де} \quad P_{cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{78.308 + 78}{2} = 78.154$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{cp}} \cdot 100 = \frac{|78.308 - 78|}{78.154} \cdot 100 = 0.394 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

## 2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

### 2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в  $\text{м}^3$

$$V_s = \frac{\pi \cdot d'^2}{4} \cdot s' = \frac{\pi \cdot 0.092^2}{4} \cdot 0.092 = 6.116 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в  $\text{м}^3$

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{6.116 \times 10^{-4}}{8.5 - 1} = 8.154 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в  $\text{м}^3$

$$V_a = V_s + V_c = 6.116 \times 10^{-4} + 8.154 \times 10^{-5} = 6.931 \times 10^{-4}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в  $\text{м}^3$

$$V_z = V_c = 8.154 \times 10^{-5}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

$$p(\varphi) = p_d \cdot (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi) / V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де  $V$  - об'єм робочого тіла в мЗ,

$p$  - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

|                    |                  |                    |                     |
|--------------------|------------------|--------------------|---------------------|
| $V(0) = 0.00008$   | $p(0) = 91.17$   | $V(180) = 0.00069$ | $p(180) = 91.17$    |
| $V(10) = 0.00009$  | $p(10) = 91.17$  | $V(190) = 0.00069$ | $p(190) = 91.802$   |
| $V(20) = 0.0001$   | $p(20) = 91.17$  | $V(200) = 0.00068$ | $p(200) = 93.746$   |
| $V(30) = 0.00013$  | $p(30) = 91.17$  | $V(210) = 0.00066$ | $p(210) = 97.145$   |
| $V(40) = 0.00017$  | $p(40) = 91.17$  | $V(220) = 0.00064$ | $p(220) = 102.262$  |
| $V(50) = 0.00021$  | $p(50) = 91.17$  | $V(230) = 0.00061$ | $p(230) = 109.509$  |
| $V(60) = 0.00026$  | $p(60) = 91.17$  | $V(240) = 0.00057$ | $p(240) = 119.513$  |
| $V(70) = 0.00032$  | $p(70) = 91.17$  | $V(250) = 0.00053$ | $p(250) = 133.211$  |
| $V(80) = 0.00037$  | $p(80) = 91.17$  | $V(260) = 0.00048$ | $p(260) = 152.021$  |
| $V(90) = 0.00043$  | $p(90) = 91.17$  | $V(270) = 0.00043$ | $p(270) = 178.118$  |
| $V(100) = 0.00048$ | $p(100) = 91.17$ | $V(280) = 0.00037$ | $p(280) = 214.901$  |
| $V(110) = 0.00053$ | $p(110) = 91.17$ | $V(290) = 0.00032$ | $p(290) = 267.784$  |
| $V(120) = 0.00057$ | $p(120) = 91.17$ | $V(300) = 0.00026$ | $p(300) = 345.465$  |
| $V(130) = 0.00061$ | $p(130) = 91.17$ | $V(310) = 0.00021$ | $p(310) = 461.747$  |
| $V(140) = 0.00064$ | $p(140) = 91.17$ | $V(320) = 0.00017$ | $p(320) = 637.034$  |
| $V(150) = 0.00066$ | $p(150) = 91.17$ | $V(330) = 0.00013$ | $p(330) = 894.769$  |
| $V(160) = 0.00068$ | $p(160) = 91.17$ | $V(340) = 0.0001$  | $p(340) = 1237.662$ |
| $V(170) = 0.00069$ | $p(170) = 91.17$ | $V(350) = 0.00009$ | $p(350) = 1585.595$ |

|                  |                   |                  |                  |
|------------------|-------------------|------------------|------------------|
| V(360) = 0.00008 | p(360) = 1743.896 | V(540) = 0.00069 | p(540) = 469.458 |
| V(370) = 0.00009 | p(370) = 5873.88  | V(550) = 0.00069 | p(550) = 122     |
| V(380) = 0.0001  | p(380) = 4717.805 | V(560) = 0.00068 | p(560) = 122     |
| V(390) = 0.00013 | p(390) = 3540.739 | V(570) = 0.00066 | p(570) = 122     |
| V(400) = 0.00017 | p(400) = 2621.55  | V(580) = 0.00064 | p(580) = 122     |
| V(410) = 0.00021 | p(410) = 1972.03  | V(590) = 0.00061 | p(590) = 122     |
| V(420) = 0.00026 | p(420) = 1525.603 | V(600) = 0.00057 | p(600) = 122     |
| V(430) = 0.00032 | p(430) = 1217.8   | V(610) = 0.00053 | p(610) = 122     |
| V(440) = 0.00037 | p(440) = 1002.412 | V(620) = 0.00048 | p(620) = 122     |
| V(450) = 0.00043 | p(450) = 849.016  | V(630) = 0.00043 | p(630) = 122     |
| V(460) = 0.00048 | p(460) = 737.984  | V(640) = 0.00037 | p(640) = 122     |
| V(470) = 0.00053 | p(470) = 656.595  | V(650) = 0.00032 | p(650) = 122     |
| V(480) = 0.00057 | p(480) = 596.493  | V(660) = 0.00026 | p(660) = 122     |
| V(490) = 0.00061 | p(490) = 552.1    | V(670) = 0.00021 | p(670) = 122     |
| V(500) = 0.00064 | p(500) = 519.647  | V(680) = 0.00017 | p(680) = 122     |
| V(510) = 0.00066 | p(510) = 496.577  | V(690) = 0.00013 | p(690) = 122     |
| V(520) = 0.00068 | p(520) = 481.173  | V(700) = 0.0001  | p(700) = 122     |
| V(530) = 0.00069 | p(530) = 472.338  | V(710) = 0.00009 | p(710) = 122     |

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 661.82$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{661.82}{6.116 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 1.082 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.082 \times 10^3 \cdot 0.97 = 1.05 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.08 \times 10^3 + 1.05 \times 10^3}{2} = 1.065 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.08 \times 10^3 - 1.05 \times 10^3}{1.065 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 2.839$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

### 2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$  до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$  до ВМТ - точка початку згорання,

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

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

$b'' = 128^\circ$  після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

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

$r'' = 20^\circ$  після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 128^\circ$  до ВМТ - точка закриття впускного клапану;

$c''$  - точка тиску газів у ВМТ;

$z_d$  - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p_c'' = k_p \cdot p_c$$

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 1.744 \times 10^3 = 2.093 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де  $k_z = 0.85$  - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 0.85 \cdot 6.39 \times 10^3 = 5.431 \times 10^3$$

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

| Назва точки: | Кут відносно 0° пкв | Тиск в точці кПа          | Об'єм в циліндрі в данній точці, м <sup>3</sup> |
|--------------|---------------------|---------------------------|-------------------------------------------------|
| r            | $\varphi_r = 0$     | $p(\varphi_r) = 91.17$    | $V(\varphi_r) = 8.154 \times 10^{-5}$           |
| d            | $\varphi_d = 180$   | $p(\varphi_d) = 91.17$    | $V(\varphi_d) = 6.931 \times 10^{-4}$           |
| c            | $\varphi_c = 360$   | $p(\varphi_c) = 1743.896$ | $V(\varphi_c) = 8.154 \times 10^{-5}$           |
| z            | $\varphi_z = 361$   | $p(\varphi_z) = 6384.226$ | $V(\varphi_z) = 8.16 \times 10^{-5}$            |
| b            | $\varphi_b = 540$   | $p(\varphi_b) = 469.458$  | $V(\varphi_b) = 6.931 \times 10^{-4}$           |

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

| Назва точки:   | Кут відносно 0° пкв               | Тиск в точці кПа                      | Об'єм в циліндрі в данній точці, м <sup>3</sup> |
|----------------|-----------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------------------|
| c'             | $\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$   | $p(\varphi_{c'}) = 1.058 \times 10^3$ | $V(\varphi_{c'}) = 1.172 \times 10^{-4}$        |
| f              | $\varphi_f = 360 - f = 345$       | $p(\varphi_f) = 1.421 \times 10^3$    | $V(\varphi_f) = 9.459 \times 10^{-5}$           |
| z'             | $\varphi_{z'} = 360$              | $p(\varphi_{z'}) = 1.744 \times 10^3$ | $V(\varphi_{z'}) = 8.154 \times 10^{-5}$        |
| b''            | $\varphi_{b''} = 360 + b'' = 488$ | $p(\varphi_{b''}) = 559.923$          | $V(\varphi_{b''}) = 5.999 \times 10^{-4}$       |
| r'             | $\varphi_{r'} = 720 - r' = 700$   | $p(\varphi_{r'}) = 122$               | $V(\varphi_{r'}) = 1.046 \times 10^{-4}$        |
| r''            | $\varphi_{r''} = r'' = 20$        | $p(\varphi_{r''}) = 91.17$            | $V(\varphi_{r''}) = 1.046 \times 10^{-4}$       |
| d'             | $\varphi_{d'} = 360 - d' = 232$   | $p(\varphi_{d'}) = 111.265$           | $V(\varphi_{d'}) = 5.999 \times 10^{-4}$        |
| c''            | $\varphi_{c''} = 360$             | $p_{c''} = 2.093 \times 10^3$         | $V(\varphi_{c''}) = 8.154 \times 10^{-5}$       |
| z <sub>д</sub> | $\varphi_{zd} = 366$              | $p_{zd} = 5.431 \times 10^3$          | $V(\varphi_{zd}) = 8.365 \times 10^{-5}$        |



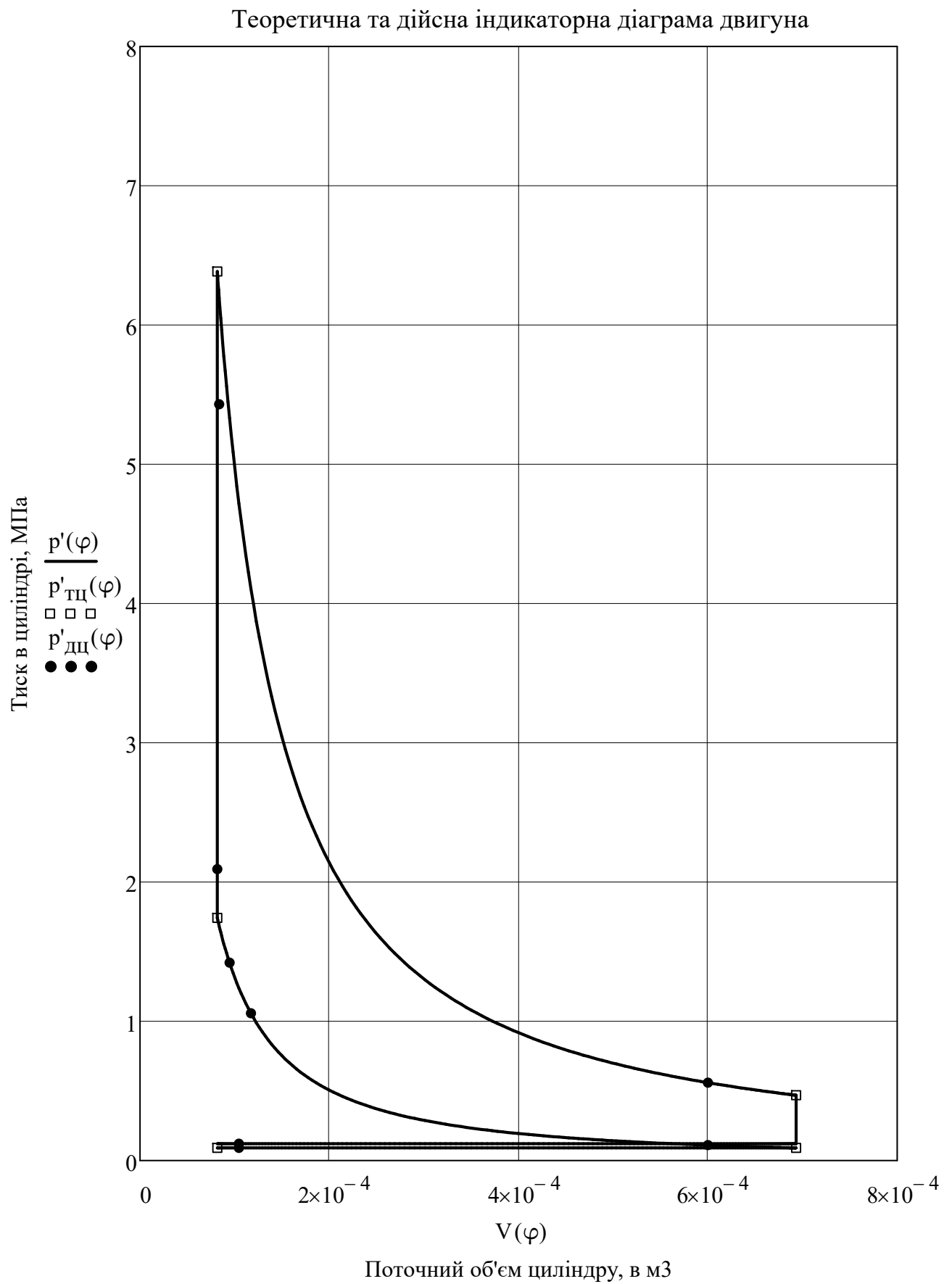


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

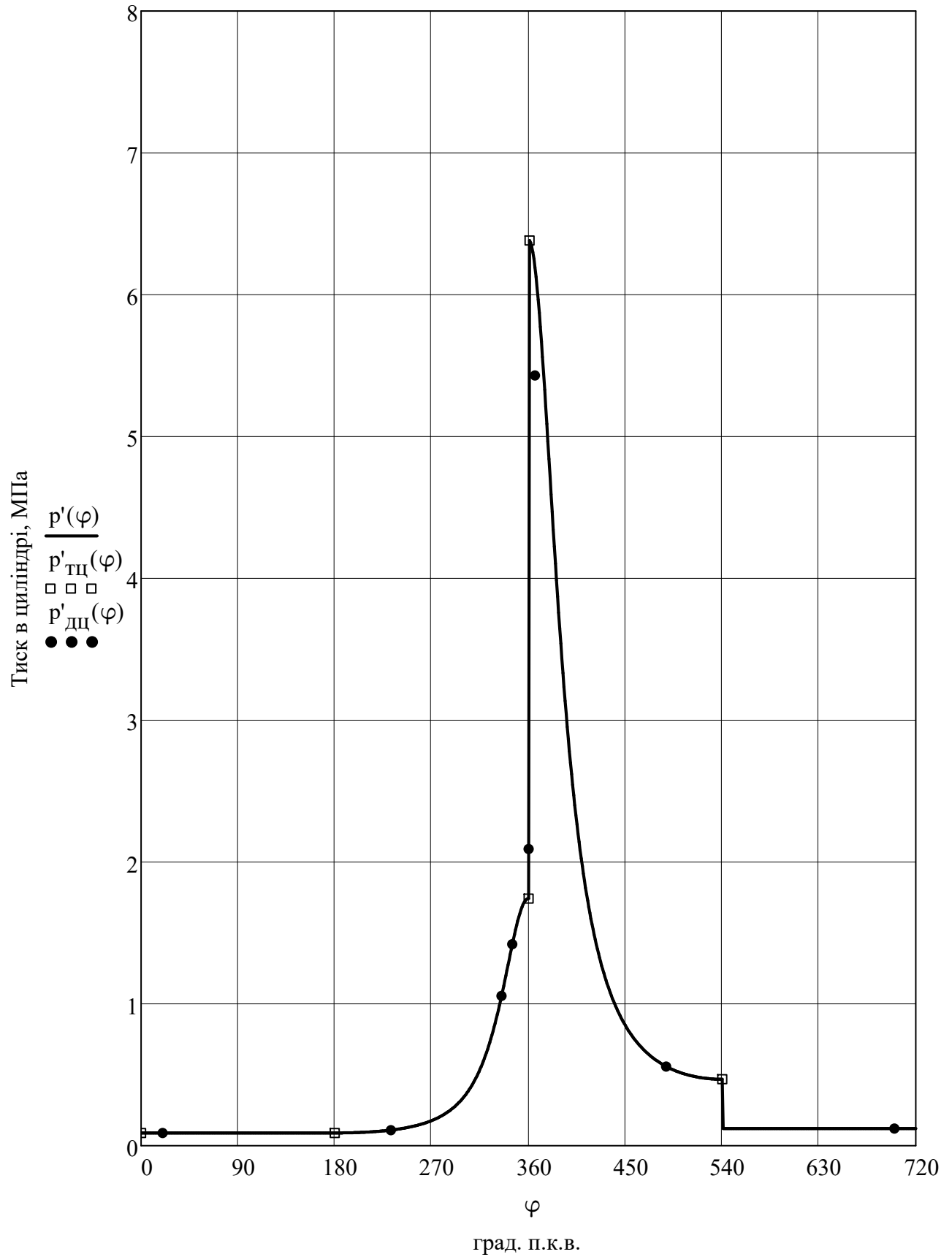


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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

Даний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

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

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

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

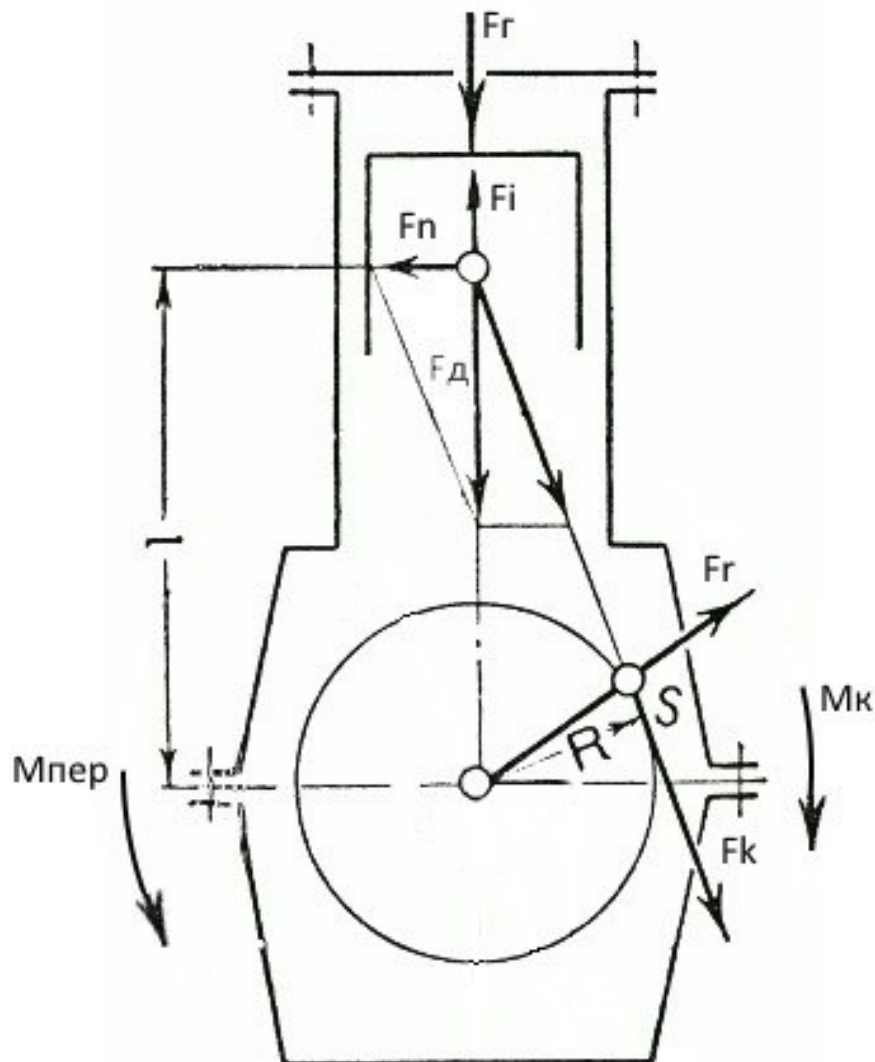


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 0.875$  кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 2.855$  кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 0.875 + \frac{1}{3} \cdot 2.855 = 1.827$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2 \cdot 10^3} = \frac{92}{2 \cdot 10^3} = 0.046$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.046}{0.256} = 0.18$$

Площа поршня, в м<sup>2</sup>

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 92^2}{4 \cdot 10^6} = 0.007$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 4500}{30} = 471.239$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутий момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

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

|                     |                      |                      |                     |
|---------------------|----------------------|----------------------|---------------------|
| $F_r(0) = -0.067$   | $F_i(0) = -23.436$   | $F_d(0) = -23.504$   | $M_k(0) = 0.000$    |
| $F_r(30) = -0.067$  | $F_i(30) = -18.548$  | $F_d(30) = -18.615$  | $M_k(30) = -0.524$  |
| $F_r(60) = -0.067$  | $F_i(60) = -6.941$   | $F_d(60) = -7.009$   | $M_k(60) = -0.316$  |
| $F_r(90) = -0.067$  | $F_i(90) = 4.777$    | $F_d(90) = 4.709$    | $M_k(90) = 0.217$   |
| $F_r(120) = -0.067$ | $F_i(120) = 11.718$  | $F_d(120) = 11.651$  | $M_k(120) = 0.403$  |
| $F_r(150) = -0.067$ | $F_i(150) = 13.771$  | $F_d(150) = 13.704$  | $M_k(150) = 0.245$  |
| $F_r(180) = -0.067$ | $F_i(180) = 13.883$  | $F_d(180) = 13.815$  | $M_k(180) = 0.000$  |
| $F_r(210) = -0.028$ | $F_i(210) = 13.771$  | $F_d(210) = 13.744$  | $M_k(210) = -0.245$ |
| $F_r(240) = 0.121$  | $F_i(240) = 11.718$  | $F_d(240) = 11.839$  | $M_k(240) = -0.41$  |
| $F_r(270) = 0.511$  | $F_i(270) = 4.777$   | $F_d(270) = 5.287$   | $M_k(270) = -0.243$ |
| $F_r(300) = 1.623$  | $F_i(300) = -6.941$  | $F_d(300) = -5.318$  | $M_k(300) = 0.240$  |
| $F_r(330) = 5.275$  | $F_i(330) = -18.548$ | $F_d(330) = -13.273$ | $M_k(330) = 0.374$  |
| $F_r(360) = 10.919$ | $F_i(360) = -23.436$ | $F_d(360) = -12.517$ | $M_k(360) = 0.000$  |
| $F_r(390) = 22.864$ | $F_i(390) = -18.548$ | $F_d(390) = 4.316$   | $M_k(390) = 0.121$  |
| $F_r(420) = 9.468$  | $F_i(420) = -6.941$  | $F_d(420) = 2.527$   | $M_k(420) = 0.114$  |
| $F_r(450) = 4.971$  | $F_i(450) = 4.777$   | $F_d(450) = 9.747$   | $M_k(450) = 0.448$  |
| $F_r(480) = 3.292$  | $F_i(480) = 11.718$  | $F_d(480) = 15.01$   | $M_k(480) = 0.519$  |
| $F_r(510) = 2.628$  | $F_i(510) = 13.771$  | $F_d(510) = 16.399$  | $M_k(510) = 0.293$  |
| $F_r(540) = 2.447$  | $F_i(540) = 13.883$  | $F_d(540) = 16.33$   | $M_k(540) = 0.000$  |
| $F_r(570) = 0.138$  | $F_i(570) = 13.771$  | $F_d(570) = 13.909$  | $M_k(570) = -0.248$ |
| $F_r(600) = 0.138$  | $F_i(600) = 11.718$  | $F_d(600) = 11.856$  | $M_k(600) = -0.41$  |
| $F_r(630) = 0.138$  | $F_i(630) = 4.777$   | $F_d(630) = 4.914$   | $M_k(630) = -0.226$ |
| $F_r(660) = 0.138$  | $F_i(660) = -6.941$  | $F_d(660) = -6.804$  | $M_k(660) = 0.307$  |
| $F_r(690) = 0.138$  | $F_i(690) = -18.548$ | $F_d(690) = -18.41$  | $M_k(690) = 0.518$  |
| $F_r(720) = 0.138$  | $F_i(720) = -23.436$ | $F_d(720) = -23.299$ | $M_k(720) = 0.000$  |

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

|                     |                      |                     |                         |
|---------------------|----------------------|---------------------|-------------------------|
| $F_n(0) = 0.000$    | $F_r(0) = -23.504$   | $F_k(0) = 0.000$    | $M_{пер}(0) = 0.000$    |
| $F_n(30) = -2.403$  | $F_r(30) = -14.92$   | $F_k(30) = -11.388$ | $M_{пер}(30) = 0.524$   |
| $F_n(60) = -1.593$  | $F_r(60) = -2.124$   | $F_k(60) = -6.866$  | $M_{пер}(60) = 0.316$   |
| $F_n(90) = 1.247$   | $F_r(90) = -1.247$   | $F_k(90) = 4.709$   | $M_{пер}(90) = -0.217$  |
| $F_n(120) = 2.649$  | $F_r(120) = -8.119$  | $F_k(120) = 8.765$  | $M_{пер}(120) = -0.403$ |
| $F_n(150) = 1.769$  | $F_r(150) = -12.752$ | $F_k(150) = 5.32$   | $M_{пер}(150) = -0.245$ |
| $F_n(180) = 0.000$  | $F_r(180) = -13.815$ | $F_k(180) = 0.000$  | $M_{пер}(180) = 0.000$  |
| $F_n(210) = -1.774$ | $F_r(210) = -12.789$ | $F_k(210) = -5.336$ | $M_{пер}(210) = 0.245$  |
| $F_n(240) = -2.692$ | $F_r(240) = -8.251$  | $F_k(240) = -8.907$ | $M_{пер}(240) = 0.41$   |
| $F_n(270) = -1.4$   | $F_r(270) = -1.4$    | $F_k(270) = -5.287$ | $M_{пер}(270) = 0.243$  |
| $F_n(300) = 1.209$  | $F_r(300) = -1.612$  | $F_k(300) = 5.21$   | $M_{пер}(300) = -0.24$  |
| $F_n(330) = 1.713$  | $F_r(330) = -10.638$ | $F_k(330) = 8.12$   | $M_{пер}(330) = -0.374$ |
| $F_n(360) = 0.000$  | $F_r(360) = -12.517$ | $F_k(360) = 0.000$  | $M_{пер}(360) = 0.000$  |
| $F_n(390) = 0.557$  | $F_r(390) = 3.459$   | $F_k(390) = 2.64$   | $M_{пер}(390) = -0.121$ |
| $F_n(420) = 0.575$  | $F_r(420) = 0.766$   | $F_k(420) = 2.476$  | $M_{пер}(420) = -0.114$ |
| $F_n(450) = 2.581$  | $F_r(450) = -2.581$  | $F_k(450) = 9.747$  | $M_{пер}(450) = -0.448$ |
| $F_n(480) = 3.413$  | $F_r(480) = -10.46$  | $F_k(480) = 11.293$ | $M_{пер}(480) = -0.519$ |
| $F_n(510) = 2.116$  | $F_r(510) = -15.26$  | $F_k(510) = 6.367$  | $M_{пер}(510) = -0.293$ |
| $F_n(540) = 0.000$  | $F_r(540) = -16.33$  | $F_k(540) = 0.000$  | $M_{пер}(540) = 0.000$  |
| $F_n(570) = -1.795$ | $F_r(570) = -12.943$ | $F_k(570) = -5.4$   | $M_{пер}(570) = 0.248$  |
| $F_n(600) = -2.696$ | $F_r(600) = -8.262$  | $F_k(600) = -8.92$  | $M_{пер}(600) = 0.41$   |
| $F_n(630) = -1.301$ | $F_r(630) = -1.301$  | $F_k(630) = -4.914$ | $M_{пер}(630) = 0.226$  |
| $F_n(660) = 1.547$  | $F_r(660) = -2.062$  | $F_k(660) = 6.666$  | $M_{пер}(660) = -0.307$ |
| $F_n(690) = 2.376$  | $F_r(690) = -14.756$ | $F_k(690) = 11.263$ | $M_{пер}(690) = -0.518$ |
| $F_n(720) = 0.000$  | $F_r(720) = -23.299$ | $F_k(720) = 0.000$  | $M_{пер}(720) = 0.000$  |

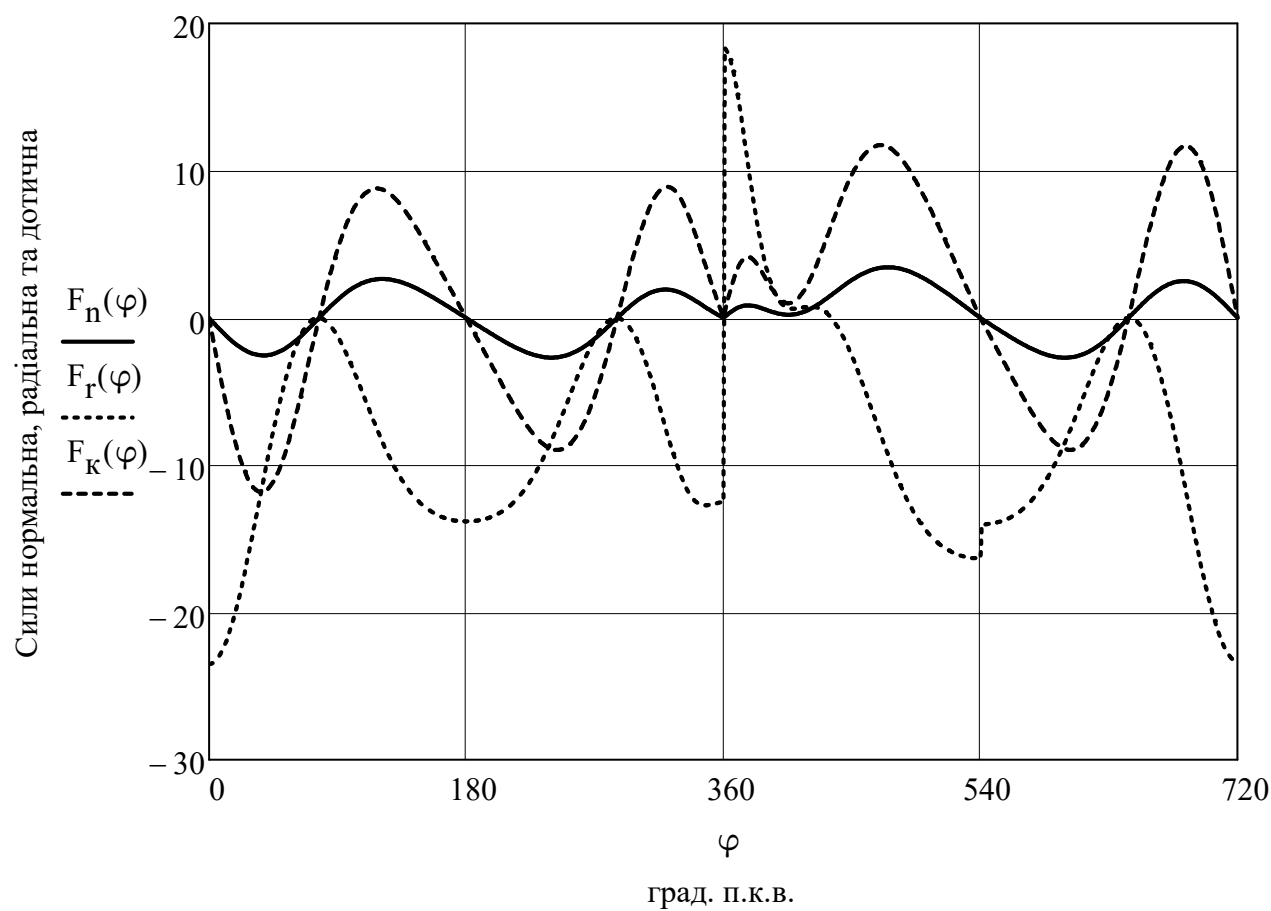
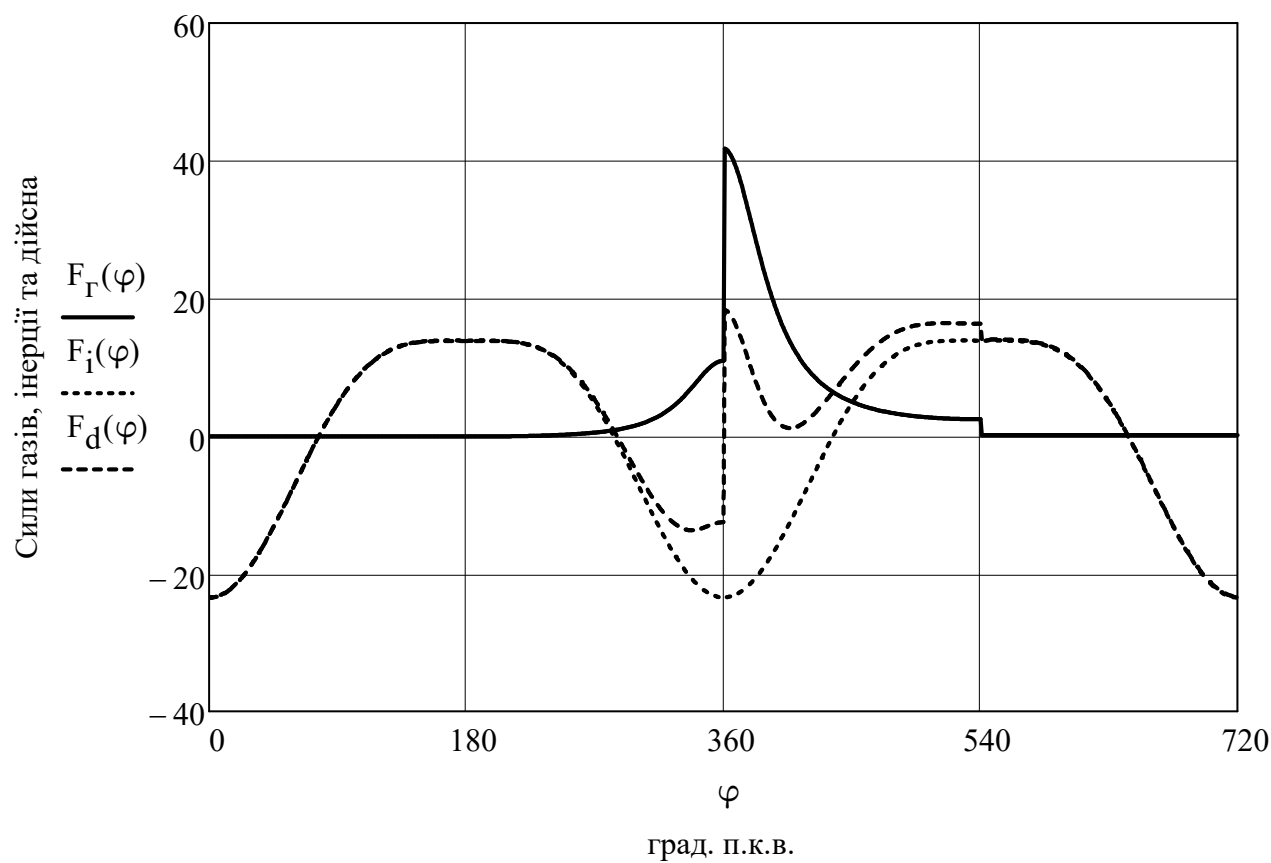


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.



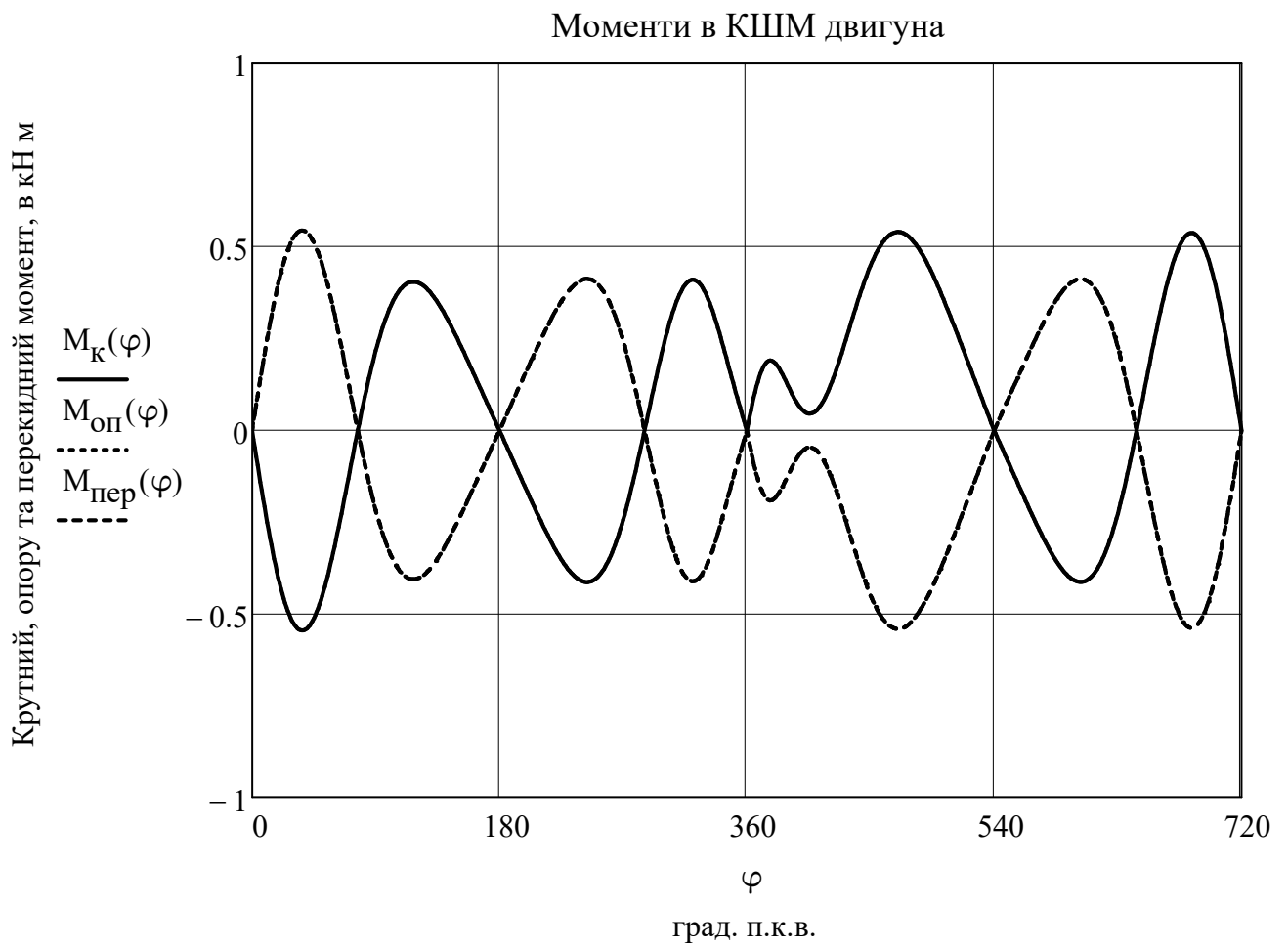


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

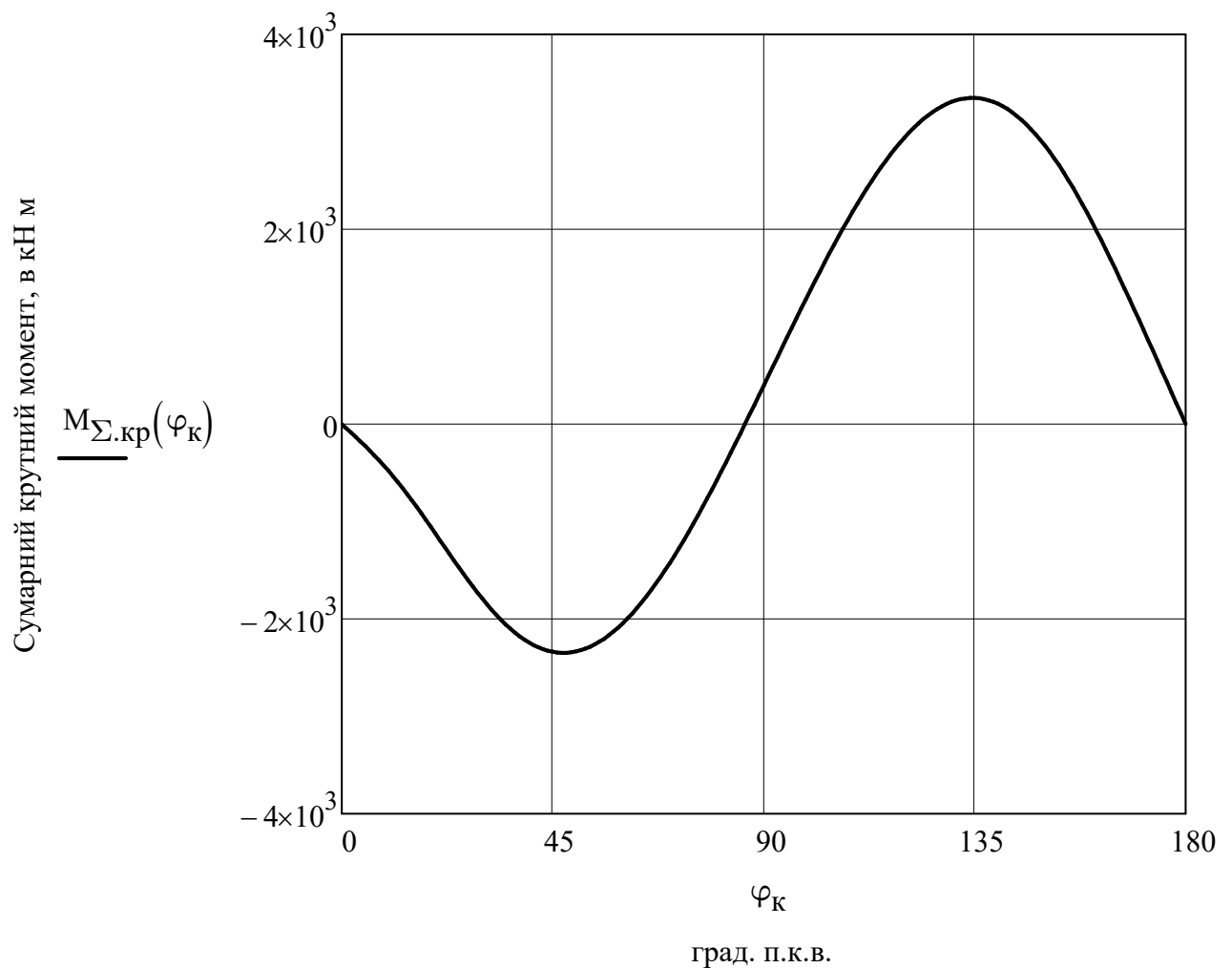


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 9.896 \times 10^{-13}$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -985.494$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -2.102 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -2.263 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.273 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 391.453$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.097 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.201 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.163 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.888 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.04 \times 10^{-12}$$

## 2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

### 2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B} + Q_{H.3}$$

де  $Q_e$  - теплота, еквівалентна ефективній роботі

$Q_B$  - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

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

$Q_M$  - теплота, що відводиться маслом

$Q_{H.B}$  - невраховані теплові втрати

$Q_{H.3}$  - теплота втрачена через неповноту згоряння палива;

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{22.364 \cdot 44135.4}{3.6} = 274182.86$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_e = 10^3 \cdot 78 = 78000$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{78000}{274182.86} \cdot 100 = 28.448$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 274182.86 \cdot 0.284 = 78000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|78000 - 78000|}{78000} \cdot 100 = 0$$

#### 2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в  $\frac{Дж}{с}$

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

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

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

$W_{г.р} = 0.16$  - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{вип} = 0.11$  - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}) = -0 + 0 + 0.16 + 0.11 = 0.27$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{П} = 0.27 \cdot 274182.86 = 74029.372$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{ср.т} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 226.300 = 135.780$$

Робочий об'єм циліндру, в  $м^3$

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot s = \frac{\pi \cdot 92^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 92 = 6.116 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{П} = \frac{p_{ср.т} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{135.78 \cdot 6.116 \times 10^{-4} \cdot 4.5 \times 10^3 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 12.456$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в  $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\text{п}} = 10^3 \cdot 12.456 = 12456.052$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в  $\text{Дж} / \text{с}$

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}} = 74029.372 + 12456.052 = 86485.425$$

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

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

де  $K_1 = 1.2$  - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_{\text{в}} = 10$  - температурний перепад води в холодильнику

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = \frac{8.649 \times 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 2.477 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}}$$

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.002 \cdot 98}{0.9} = 0.27$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.27 = 269.708$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.Н} = 74029.4 + 12456.1 + 269.7 = 86755.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{86755.133}{274182.86} \cdot 100 = 31.641$$

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

$$t_r = T_r - 273 = 1050 - 273 = 777$$

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

$$t_d = T_d - 273 = 346.555 - 273.000 = 73.555$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 0.00389 \cdot 777 = 34.578$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 73.555 = 29.133$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.541 \cdot 34.578 \cdot 777 = 14538.851$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.509 \cdot 29.133 \cdot 73.555 = 1090.91$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 14538.9 - 1090.9 = 13447.9$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{22.364}{3.6} \cdot 13447.942 = 83542.805$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{83542.805}{274182.86} \cdot 100 = 30.47$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{226.3}{1079.913} \cdot 0.36 = 0.075$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.075 \cdot 274182.86 = 20678.459$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{б}} = 74029.372 + 20678.459 - 86755.133 = 7952.699$$

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

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

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

де  $K_2 = 1.5$  - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 7.953 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.055 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

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

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

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$  - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{1.055 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.527$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{\text{м2}} = 10^3 \cdot P_{\text{м.н}} = 10^3 \cdot 0.527 = 527.479$$

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

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}} = 7952.699 + 527.479 = 8480.178$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{8480.178}{274182.86} \cdot 100 = 3.093$$

Теплота що втрачена внаслідок неповноти згоряння, в Дж / с

$$Q_{\text{н.з}} = \frac{B_{\text{е}} \cdot \Delta Q_{\text{н}}}{3.6} = \frac{22.364 \cdot 1856.369}{3.6} = 11532.343$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{н.з}} = \frac{Q_{\text{н.з}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{11532.343}{274182.86} \cdot 100 = 4.206$$



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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \\ Q_{\text{н.з}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 78000 \\ 86755.133 \\ 83542.805 \\ 8480.178 \\ 11532.343 \end{pmatrix} = 268310.459$$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 274182.9 - 268310.5 = 5872.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{5872.401}{274182.86} \cdot 100 = 2.142$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

| Назва складової ТБ                                  | в $\text{Дж} / \text{с}$ , | у %,                   | межі для БД |
|-----------------------------------------------------|----------------------------|------------------------|-------------|
| Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом | $Q_{\Pi} = 274182.9$       | $q_{\Pi} = 100$        | 100%        |
| Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна     | $Q_e = 78000.0$            | $q_e = 28.4$           | 29...42%    |
| Теплота, що виноситься випускними газами            | $Q_{\Gamma} = 83542.8$     | $q_{\Gamma} = 30.5$    | 25...45%    |
| Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною    | $Q_B = 86755.1$            | $q_B = 31.6$           | 5...35%     |
| Теплота, що відводиться з маслом                    | $Q_M = 8480.2$             | $q_M = 3.1$            | 3...5%      |
| Теплота, що втрачена через неповне згоряння         | $Q_{\text{н.з}} = 11532.3$ | $q_{\text{н.з}} = 4.2$ | 4...25%     |
| Невраховані теплові втрати                          | $Q_{\text{н.в}} = 5872.4$  | $q_{\text{нв}} = 2.1$  | до 3%       |

Отримані в результаті розрахунку значення входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{\text{н.з}} + q_{\text{нв}} = 28.4 + 30.5 + 31.6 + 3.1 + 4.2 + 2.1 = 100$$

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

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

| № п/п | Назва параметру                 | Позначення | Розмірність   | Чисельне значення |                | Порівняння у % |
|-------|---------------------------------|------------|---------------|-------------------|----------------|----------------|
|       |                                 |            |               | Двигун-прототип   | Проект. двигун |                |
| 1     | Ефективна потужність            | $P_e$      | кВт           | 75                | 78,3           | 4,40           |
| 2     | Середній ефективний тиск        | $p_{me}$   | кПа           | 820               | 853,6          | 4,10           |
| 3     | Ефективний ККД                  | $\eta_e$   | -             | 0,275             | 0,284          | 3,27           |
| 4     | Механічний ККД                  | $\eta_m$   | -             | 0,79              | 0,80           | 1,27           |
| 5     | Питома ефективна витрата палива | $b_e$      | г / (кВт год) | 295               | 287            | - 2,71         |
| 6     | Діаметр циліндру                | D          | мм            | 92                | 92             | 0,0            |
| 7     | Хід поршня                      | S          | мм            | 92                | 92             | 0,0            |

Ефективна потужність двигуна що проектується, була збільшена згідно із завданням на 5 кВт. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, показав що реальний приріст потужності склав 5,3 кВт, що відповідає приросту потужності у відсотковому співвідношенні на рівні 4,4%. Зростання потужності в даному проекті вдалося забезпечити за рахунок збільшення середнього ефективного тиску. Проведений порівняльний аналіз результатів показав, що зростання середнього ефективного тиску досягло також величини у 4,1%.

Завдяки оптимізації параметрів робочого циклу та раціонального вибору початкових даних для проектного вдалося отримати високі вихідні параметри робочого циклу. Питома ефективна витрата палива на рівні 287 г/(кВт год) що на 2,7% менше ніж у двигуна прототипу, і при цьому значення ефективного ККД зросло на 3,27%. Так серед заходів направлених на покращення ефективності протікання робочого циклу треба відмітити: покращення ефективності сумішоутворення та згоряння, покращення ефективності утилізації тепла в циліндрі, зниження опору впускного тракту, та зменшення механічних втрат на тактах впуску та випуску.

Необхідно також відмітити, що високі показники паливної економічності, отримані головним чином на рахунок згоряння регулювання складу суміші із застосуванням електронного керування регулювання її кількості.

Комплекс запропонованих конструктивних заходів суттєво не вплинув зміну механічних втрат двигуна, відповідно для механічного ККД маємо зростання на рівні 1,27%.

В даному розділі було виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Також було визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та визначено значення величин зовнішнього складового балансу.

Отримані результати щодо вихідних параметрів робочого циклу показують не лише ефективність та досконалість прийнятих рішень, але також показують напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. В нашому випадку в даній роботі головна увага буде присвячена розробці системи електронного керування.

### 3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОННОГО КЕРУВАННЯ ДРОСЕЛЬНОЮ ЗАСЛІНКОЮ

Робота двигунів внутрішнього згоряння із зовнішнім сумішоутворенням, в тому числі і газових базується на кількісному способі регулювання. Завдяки застосуванню дросельної заслінки, яка є головним елементом керування подачею суміші, здійснюється процес регулювання її кількості. Закриття або відкриття її на певний кут, забезпечує потрібну величину площі прохідного перерізу між заслінкою і горловиною каналу в якому вона розміщена. Цим забезпечується потрібний рівень дозування паливо-повітряної суміші на кожний робочий цикл.

Площа прохідного перерізу в свою чергу визначається кутом повороту вісі заслінки, і відлік починається від її початкового (закритого) положення. При чому виходячи з вимог безпечної експлуатації повного закриття заслінки не допускається.

В системах перших поколінь паливної апаратури, було застосовано механічний принцип керування дросельною заслінкою. Для повороту заслінки використовувався цілий набір важелів, які під час експлуатації внаслідок зношення або розрегулювань, викликали необхідність проведення додаткових регулювальних та ремонтних робіт.

В даній роботі було вивчено особливості будови та роботи існуючої механічної системи керування дросельною заслінкою двигуна 4Ч 9,2/9,2, та на основі проведеного аналізу конструкції та принципу роботи, з урахуванням переваг та недоліків існуючої системи, було запропоновано та реалізовано нову систему електронного керування дросельною заслінкою.

#### 3.1 Існуюча система регулювання частоти обертання колінчастого валу.

Система що застосовується на двигуні 4Ч 9,2/9,2 має механічний принцип керування дросельною заслінкою.

Принципова схема будови та керування представлена на рисунку 3.1

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 57    |

Натискання ногою педалі через систему важелів та тяг призводить до повороту заслінки на заданий кут. Причому об'єктивно (кількісно) кут не обраховується. Водій встановлює потрібний режим роботи двигуна суб'єктивно, так би мовити на власний розсуд.

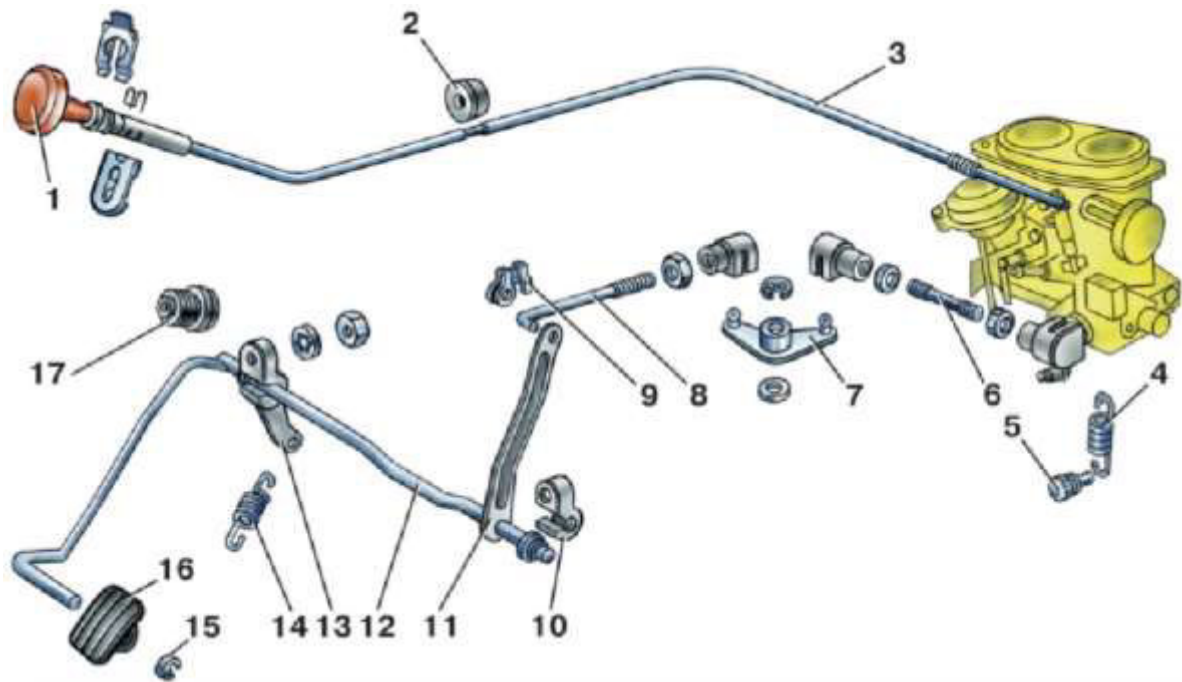


Рисунок 3.1 – Схема механічного керування дросельною та повітряною заслінкою карбюратора.

1 – рукоятка тяги керування повітряною заслінкою; 2 та 17 – ущільнювачі; 3 – тяга приводу повітряної заслінки; 4 та 14 – зворотні пружини; 5 – гвинт кріплення зворотної пружини; 6 – поперечна тяга; 7 – проміжний важіль; 8 – повздовжня тяга; 9 – скоба кріплення тяги; 10 – кронштейн кріплення валіка; 11 та 13 – важелі; 12 – валік; 15 – стопорна шайба; 16 – педаль керування дросельною заслінкою.

Така система керування дросельною заслінкою проста і доволі ефективна в роботі. Вона не вимагає додаткових пристроїв для роботи, а також окремого джерела живлення для їх забезпечення.

Обмеження максимальної частоти обертання колінчастого валу здійснюється за рахунок граничного регулятора встановленого на карбюраторі.

Лише в ході тривалої експлуатації є необхідність періодичної перевірки технічного стану та рівня зношення її складових елементів з подальшим виконанням регулювальних робіт.

Аналізуючи будову та принцип роботи представленої системи регулювання частоти обертання колінчастого валу, можна відмітити її наступні переваги:

- 1) простота конструкції;
- 2) адекватна реакція на зміну частоти обертання колінчастого валу;
- 3) невибагливість в експлуатації та при ремонті;
- 4) надійність та довговічність при роботі.

З іншого боку, враховуючи що представлена система використовує механічний принцип регулювання частоти обертання, необхідно вказати також на її недоліки, серед яких:

- 1) наявність зазорів в ланках приводу дросельної заслінки, що впливає на параметри чутливості при роботі системи;
- 2) інерційність ланок системи, що впливає на адекватну поведінку системи при різкому зміні навантаження;
- 3) порушення робочих характеристик системи керування при застосуванні зворотної пружини в зв'язку з втратою останньою жорсткості з часом;
- 4) недостатня жорсткість поротного важеля що призводить до незначного відхилення робочих характеристик системи керування.

В зв'язку з вищевказаними недоліками є необхідність вдосконалення системи керування з метою їх усунення.

### 3.2 Опис вдосконаленої системи керування частотою обертання колінчастого валу.

Розробка схеми нової системи керування не можлива без врахування досвіду та недоліків існуючої системи. Саме тому на першому етапі проектування, пропонується змінити базовий принцип приводу складових елементів системи і перейти від класичного механічного до електромеханічного керування. Для реалізації даного принципу необхідно забезпечити кінематичний зв'язок таких елементів дросельна заслінка та кроковий двигун, а також застосувати електронне керування за допомогою спеціального обладнання яке забезпечить повертання валу крокового двигуна на заданий кут.

Для кріплення крокового двигуна на двигуні внутрішнього згоряння, потрібен кронштейн. Основу даного кронштейну складає частина кутного профілю з просвердленими симетрично чотирьома отворами для надійного закріплення гвинтами крокового двигуна.

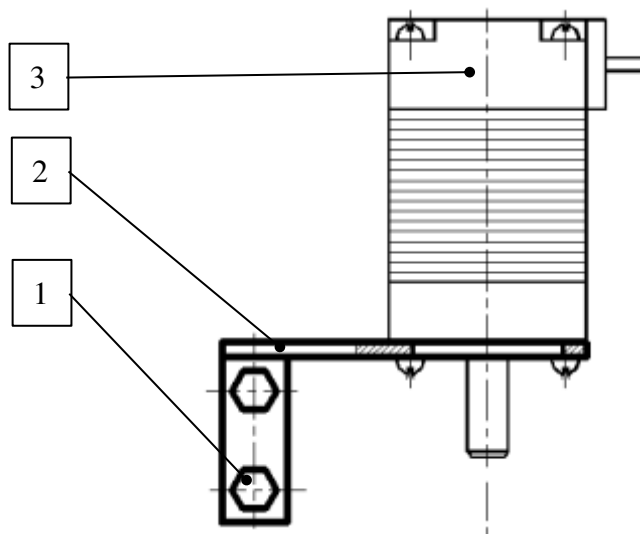


Рисунок 3.2 – Кронштейн кріплення з кроковим двигуном.

1 – болт кріплення; 2 – кронштейн; 3 – кроковий двигун.

Для з'єднання валів дросельної заслінки та крокового двигуна застосовується направляюча втулка, яка має фіксацію гвинтом валу крокового двигуна, та різьбу на вході для з'єднання з валом дросельної заслінки карбюратору. Від неї залежить синхронне обертання осей дросельної заслінки та крокового двигуна.

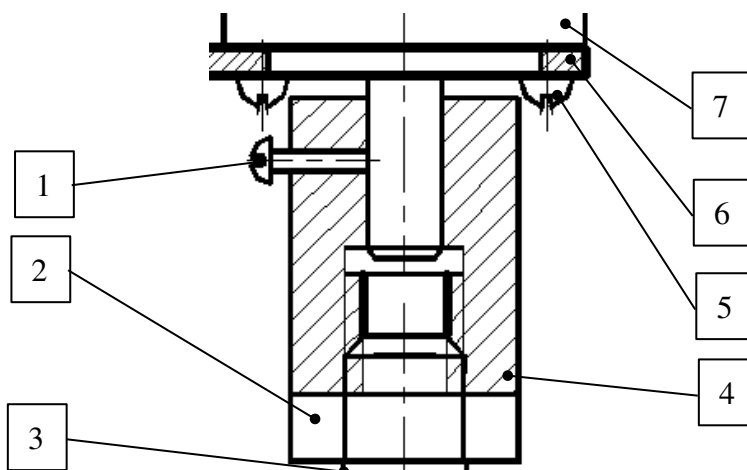


Рисунок 3.3 – Втулка приводу дросельної заслінки та крокового двигуна.

1 – гвинт фіксації валу крокового двигуна; 2 – контргайка; 3 – вісь заслінки; 4 – втулка; 5 – гвинт кріплення кронштейна; 6 – кронштейн; 7 – кроковий двигун.

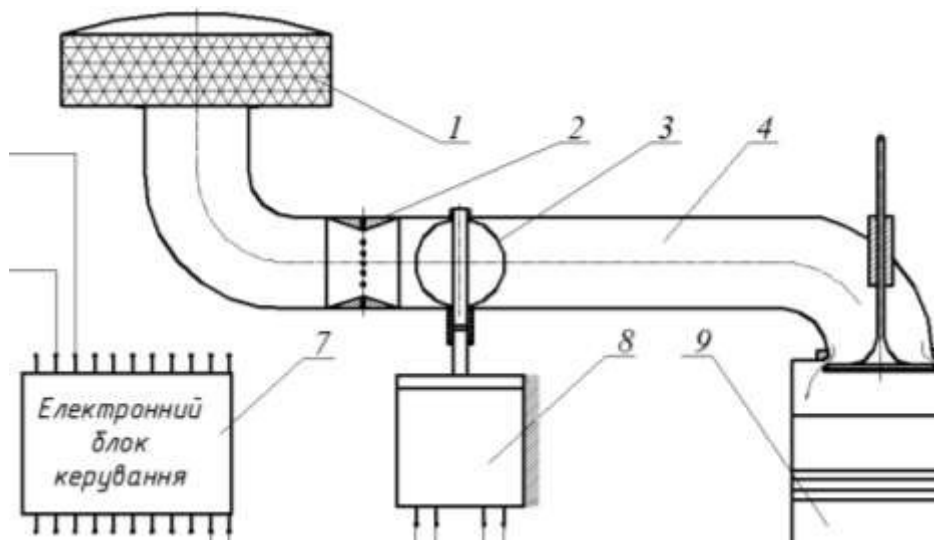


Рисунок 3.4 – Принципова схема приводу дросельної заслінки від крокового двигуна.

1 – повітряний фільтр; 2 – дозатор-змішувач; 3 – дросельна заслінка, 4 – впускний колектор; 7 – електронний блок керування; 8 – кроковий двигун; 9 – циліндр двигуна.

Необхідність керування визначається головним чином зміною навантаження в парі «двигун-користувач», наслідком якого є зміна частоти обертання колінчастого валу двигуна. Для керування процесами регулювання кроковий двигун 8 має прямий зв'язок з ЕБК 7. В залежності від частоти імпульсів ЕБК 7, видає сигнал на кроковий мотор 8, який завдяки зв'язку валів дросельної заслінки та крокового двигуна обертається на потрібний кут.

Дискретний поворот валу крокового валу на  $1.8^\circ$  за один керуючий імпульс, дає можливість з достатньою точністю встановити кут заданий ЕБК. Крім того в такій системі можна не застосовувати принцип зворотного зв'язку.

Особливістю даної системи є те що за рахунок програмування контролеру можливо змінювати динамічні якості крокового двигуна. Тобто в залежності від побажань водія, на програмному рівні задається режим повороту вісі дросельної заслінки:

- а) плавний – з обертанням вісі заслінки з малою кутовою швидкістю;
- б) різкий – з обертанням вісі заслінки з великою кутовою швидкістю;

Таким чином забезпечуються і оптимізація регулювання кількості суміші і створюється комфорт в управлінні автомобілем.



### 3.3 Розрахунок параметрів крокового двигуна для приводу дросельної заслінки

#### 3.3.1 Початкові параметри двигуна та елементів системи впуску

$P_e = 78.3$  кВт - ефективна потужність двигуна;

$b_e = 0.287$  кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$l_0 = 14.935$  кг повітря / кг палива - теоретично необхідна кількість повітря;

$\alpha = 0.97$  - коефіцієнт надлишку повітря;

$p_s = 98000$  Па - тиск у впускному колекторі;

$T_s = 293$  К - температура у впускному колекторі;

$R_s = 287$  кДж / (кг К) - газова стала повітря;

$d_{k1} = 0.038$  м - діаметр вхідного отвору I-ої дросельної заслінки;

$d_{k2} = 0.034$  м - діаметр вхідного отвору II-ої дросельної заслінки;

$\alpha_3 = 45$  ° - розрахунковий кут відкриття заслінки;

$k_s = 1.4$  - показник адіабати повітря;

$\mu_k = 0.88$  - коефіцієнт витрати через прохідний отвір;

$p_0 = 98000$  Па - тиск навколишнього середовища;

$T_0 = 293$  К - температура навколишнього середовища;

Початкові параметри крокового двигуна:

$U_{\text{ж}} = 24$  В - струм живлення крокового двигуна;

$L_{\text{ф}} = 0.185$  Гн - величина індуктивності фазової обмотки;

$R_{\text{ф}} = 3.5$  Ом - величина опору фазової обмотки;

$L_{\text{sr}} = 0.227$  Гн - величина індуктивності ротора;

$I_3 = 0.065$  А - струм збудження в обмотці двигуна;

$I_{\text{ф.ном}} = 3.5$  А - номінальний фазовий струм обмотки двигуна;

$\tau = 5 \cdot 10^{-3}$  м - величина крокового поділу;

### 3.3.2 Розрахунок параметрів дросельної заслінки та колектору

Визначимо годинну витрату палива через двигун в кг/год

$$G_{\text{пал}} = P_e \cdot b_e = 78.3 \cdot 0.287 = 22.472$$

Визначимо годинну витрату повітря через двигун в кг/год

$$G_{\text{пов}} = G_{\text{пал}} \cdot l_0 \cdot \alpha = 22.472 \cdot 14.935 \cdot 0.97 = 325.552$$

Визначимо секундну витрату повітря через двигун в кг/сек

$$G_{\text{пов.сек}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} = \frac{325.552}{3.6 \times 10^3} = 0.09$$

Визначимо густину повітря у впускному колекторі, в кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{\text{пов}} = \frac{p_s}{R_s \cdot T_s} = \frac{9.8 \times 10^4}{287 \cdot 293} = 1.165$$

Визначимо площу прохідного перерізу отвору I-ої дросельної заслінки, в м<sup>2</sup>

$$f_{k1} = \frac{\pi \cdot d_{k1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.038^2}{4} = 1.134 \times 10^{-3}$$

Визначимо лобову площу опору I-ої дросельної заслінки, в м<sup>2</sup>

$$f_{засл1} = \frac{\pi \cdot d_{k1}}{4} \cdot (d_{k1} \cdot \cos(\alpha_3 \cdot \text{deg})) = \frac{\pi \cdot 0.038}{4} \cdot 0.038 \cdot \cos(45 \cdot \text{deg}) = 8.019 \times 10^{-4}$$

Визначимо площу прохідного перерізу отвору I-ої дросельної заслінки при русі потоку повітря, та нахилі заслінки під кутом 45°, в м<sup>2</sup>

$$f_1 = f_{k1} - f_{засл1} = 1.134 \times 10^{-3} - 8.019 \times 10^{-4} = 3.322 \times 10^{-4}$$

Визначимо площу прохідного перерізу отвору II-ої дросельної заслінки, в м<sup>2</sup>

$$f_{k2} = \frac{\pi \cdot d_{k2}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.034^2}{4} = 9.079 \times 10^{-4}$$

Визначимо лобову площу опору II-ої дросельної заслінки, в м<sup>2</sup>

$$f_{засл2} = \frac{\pi \cdot d_{k2}}{4} \cdot (d_{k2} \cdot \cos(\alpha_3 \cdot \text{deg})) = \frac{\pi \cdot 0.034}{4} \cdot 0.034 \cdot \cos(45 \cdot \text{deg}) = 6.42 \times 10^{-4}$$

Визначимо площу прохідного перерізу отвору II-ої дросельної заслінки при русі потоку повітря, та нахилі заслінки під кутом 45°, в м<sup>2</sup>

$$f_2 = f_{k2} - f_{засл2} = 9.079 \times 10^{-4} - 6.42 \times 10^{-4} = 2.659 \times 10^{-4}$$

Визначимо сумарну площу прохідного перерізу отворів I-ої та II-ої дросельної заслінки при русі потоку повітря, та нахилі заслінки під кутом 45°, в м<sup>2</sup>

$$f_{\Sigma} = f_1 + f_2 = 3.322 \times 10^{-4} + 2.659 \times 10^{-4} = 5.981 \times 10^{-4}$$

Визначимо швидкість повітря через прохідний отвір при нахилі заслінки під кутом  $45^\circ$ , в м/с

$$w = \frac{G_{\text{пов.сек}}}{\mu_k \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot f_{\Sigma}} = \frac{0.09}{0.88 \cdot 1.165 \cdot 5.981 \times 10^{-4}} = 147.43$$

Визначимо перепад тиску, утворений рухом повітря у впускному колекторі, для цього задамося в першому наближенні величиною тиску після заслінки:

$$p_{s.3} = 91449 \text{ Па} - \text{тиск повітря за засліною при відкритті на } 45^\circ$$

Тепер визначимо дійсну швидкість повітря через прохідний отвір в м/с;

$$w_D = \sqrt{2 \cdot \frac{k_s}{k_s - 1} \cdot R_s \cdot T_s \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{s.3}}{p_s} \right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}} \right]}$$

$$w_D = \sqrt{2 \cdot \frac{1.4}{1.4 - 1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{9.145 \times 10^4}{9.8 \times 10^4} \right)^{\frac{1.4 - 1}{1.4}} \right]} = 107.33$$

Згідно отриманих результатів маємо співпадання по поредньо та остаточно обрахованій швидкості. Відповідно тиск повітря за засліною обраний в ході ітераційних обчислень обрано правильно.

Звідси знаходимо величну перепаду тиску який діє на заслінку в Па

$$\Delta p = p_s - p_{s.3} = 98000 - 91449 = 6551$$

Визначимо величину зусилля що створює повітряний потік на площу кола заслінки під кутом в  $45^\circ$ , в кг

$$F_3 = \Delta p \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4 \cdot 9.81} \cdot \cos(\alpha_3 \cdot \text{deg})$$

Тоді для I-ої заслінки маємо:

$$F_{31} = \Delta p \cdot \frac{\pi \cdot d_{k1}^2}{4 \cdot 9.81} \cdot \cos(\alpha_3 \cdot \text{deg}) = 6.551 \times 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0.038^2}{4 \cdot 9.81} \cdot \cos(45 \cdot \text{deg}) = 0.536$$

Відповідно для II-ої заслінки маємо:

$$F_{32} = \Delta p \cdot \frac{\pi \cdot d_{k2}^2}{4 \cdot 9.81} \cdot \cos(\alpha_3 \cdot \text{deg}) = 6.551 \times 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0.034^2}{4 \cdot 9.81} \cdot \cos(45 \cdot \text{deg}) = 0.429$$

Сумарне зусилля від дії повітряного потоку на обидві заслінки, під кутом відкриття в  $45^\circ$ , в кг

$$F_\Sigma = F_{31} + F_{32} = 0.536 + 0.429 = 0.964$$

Враховуючи отримані результати, при закріпленні диску заслінки до поворотного валу гвинтами, необхідно врахувати величину даного зусилля при розрахунку та виборі кріпильних гвинтів.

### 3.3.3 Розрахунок параметрів крокового двигуна

Визначимо величину максимального зусилля, яке може створити двигун в Н

$$F_{\max} = \frac{2 \cdot \pi}{\tau} \cdot (L_{sr} \cdot I_3) \cdot I_{\phi \cdot \text{ном}} = \frac{2 \cdot \pi}{5 \cdot 10^{-3}} \cdot 0.227 \cdot 0.065 \cdot 3.5 = 64.896$$

Визначимо частоту власних коливань приводу в  $\text{с}^{-1}$

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{(2 \cdot \pi)}{\tau}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi}{5 \cdot 10^{-3}}} = 36.1$$

Визначимо сталу величину часу для фази крокового двигуна

$$\chi_{\phi} = \frac{L_{\phi}}{R_{\phi}} \cdot \Omega_0 = \frac{0.185}{3.5} \cdot 36.1 = 1.908$$

Визначимо коефіцієнт форсування крокового двигуна

$$k_{\phi} = \frac{U_{\text{ж}}}{I_{\phi.\text{ном}} \cdot R_{\phi}} = \frac{24}{3.5 \cdot 3.5} = 1.959$$

Визначимо еквівалентну сталу величину часу для фази крокового двигуна

$$\chi_{\phi.\text{екв}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\chi_{\phi}}{k_{\phi}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1.908}{1.959} = 0.487$$

Визначимо еквівалентний коефіцієнт форсування крокового двигуна

$$k_{\phi.\text{екв}} = 2 \cdot k_{\phi} = 2 \cdot 1.959 = 3.918$$

Визначимо еквівалентну напругу живлення фазових обмоток крокового двигуна, в В

$$U_{\text{ж.екв}} = I_{\phi.\text{ном}} \cdot R_{\phi} \cdot k_{\phi.\text{екв}} = 3.5 \cdot 3.5 \cdot 3.918 = 48$$

Визначимо величину безрозмірного внутрішнього демпфування крокового двигуна

$$\delta = \frac{\Omega_0 \cdot (L_{\text{sr}} \cdot I_3)}{U_{\text{ж.екв}}} = \frac{36.1 \cdot 0.227 \cdot 0.065}{48} = 0.011$$

### 3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано особливості будови та роботи систем керування дросельною заслінкою, а також впливу їх роботи на ефективність керування двигуном. Під час розгляду виявлено проблеми щодо ефективності роботи механічної системи керування дросельною заслінкою.

Для вирішення зазначеної проблеми запропоновано конструкторське рішення що передбачає замінити тип приводу заслінки з механічного на електричний. Визначено параметри витратні параметри карбюратору та електродинамічні параметри приводу. Оцінено ефективність запропоновано рішення та зроблено аналіз шляхом порівняння з іншими варіантами рішень.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 68    |

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

### 4.1 Загальні положення.

З кожним роком все більшого значення набуває проблема захисту навколишнього середовища від забруднення і відходів, внесених промисловими підприємствами і транспортом.

Рішення цієї проблеми носить комплексний характер і жодне з джерел забруднення не повинне бути залишене без уваги.

Значним джерелом забруднення навколишнього середовища є енергетичні установки. Так як їх кількість з кожним роком збільшується, то їхній вплив на навколишнє середовище зростає і виявляється особливо значним у місцях їхньої концентрації:

- портах,
- містах,
- автомагістралях та ін.

Збільшення кількості шкідливих викидів у біосферу пов'язане з ростом споживання енергії. Щорічно в атмосферу з відпрацьованими газами від транспортних і стаціонарних установок потрапляє декілька сотень мільйонів тон.

Сильними джерелами забруднення є відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згоряння і парогенераторів, скидання палива й мастила, трюмних і баластових вод, відходи після очищення танкерів.

Задача збереження навколишнього середовища полягає в тому, щоб не перевищити допустимий рівень забруднення.

Ця задача може визначатися в основному за двома напрямками:

- створення систем, що працюють по замкнутих циклах і що дозволять утилізувати основну масу відходів;
- очищення і зниження токсичності викидів, що неминуче надходять в атмосферу.



## 4.2 Забруднення навколишнього середовища, при експлуатації ДВЗ.

### 4.2.1 Фактори шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Двигуни внутрішнього згоряння є переважаючим типів силових установок в різних галузях народного господарства.

Одним з негативних наслідків роботи ДВЗ є забруднення атмосфери токсичними речовинами, що містяться в відпрацьованих і картерних газах, парах різних експлуатаційних рідин, а також золі і нагарі при очищенні двигуна.

Також відбувається забруднення ґрунту і води різними нафтопродуктами і хімічними речовинами, що застосовується для роботи й обслуговування двигуна.

Суттєве забруднення атмосфери відбувається при запуску і прогріві ДВЗ вихлопними газами в результаті неповного згоряння палива. Проте навіть при надлишку кисню в циліндрах двигуна не відбувається повне згоряння палива. Чим менша повнота згоряння, тим вища концентрація таких токсичних викидів, як окис вуглецю, вуглеводні і частково окислені вуглеводні. Азотні з'єднання, з іншого боку, є результатом вторинних реакцій, що відбуваються у всіх процесах згоряння за участю повітря.

Склад, кількість і властивості відпрацьованих газів визначаються сортом палива й мастил, конструкцією двигуна, умовами експлуатації та багатьма іншими факторами. Основними компонентами вихлопних газів є азот (N), двоокис вуглецю (CO<sub>2</sub>) і водяні пари (H<sub>2</sub>O), що є нешкідливими для навколишнього середовища. Основної шкоди природі завдають вторинні компоненти. Шкідливі викиди складають приблизно 1- 2 % від вихлопних газів.

Вони складаються з окису вуглецю (CO), окислів азоту (NO<sub>x</sub>) і вуглеводів (НС). Ці речовини завдають значної шкоди навколишньому середовищу в цілому і людині зокрема, а також є основними шкідливими факторами, що виникають при експлуатації автомобіля. У зв'язку з цим основні заходи щодо охорони навколишнього середовища повинні бути спрямовані на ліквідацію саме цих факторів.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 70    |

#### 4.2.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 78$  кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.287$  кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$  - коефіцієнт продування;

$\alpha = 0.97$  - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.935$  кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.287 \cdot 78 \cdot 0.97 \cdot 14.935 = 324.305$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{324.3049}{3600} \cdot \left( 1 + \frac{1}{0.97 \cdot 14.935} \right) = 0.0963$$

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

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

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

$T_{\text{вг}} = 450$  К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{450}{273}} = 0.495$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.096}{0.495} = 0.195$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.бд} = 0.287 \cdot 369 = 105.903$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{105.903 \cdot 78}{3600} = 2.295$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.бд} = 0.287 \cdot 21 = 6.027$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{6.027 \cdot 78}{3600} = 0.131$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.бд} = 0.287 \cdot 30 = 8.61$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.61 \cdot 78}{3.6 \times 10^3} = 0.187$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.бд} = 0.287 \cdot 1.5 = 0.43$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{0.43 \cdot 78}{3.6 \times 10^3} = 9.328 \times 10^{-3}$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.бд} = 0.287 \cdot 1.5 = 0.43$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{0.43 \cdot 78}{3.6 \times 10^3} = 9.328 \times 10^{-3}$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 2.295 \\ 0.131 \\ 0.187 \\ 9.328 \times 10^{-3} \\ 9.328 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 2.63$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при разовому максимальному 20-ти хвилинному викиді токсичних речовин в долях та %

- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{2.295}{2.63} = 0.872 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 87.234$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.131}{2.63} = 0.05 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 4.965$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.187}{2.63} = 0.071 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 7.092$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.009}{2.63} = 0.004 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 0.355$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.009}{2.63} = 0.004 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 0.355$$

#### 4.3 Техніка безпеки при обслуговуванні двигуна.

4.3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні двигуна.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань дихальних шляхів.

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрانتя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду, у вигляді опіків.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату.

Вібрація виникає через динамічну невідношеність мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
|     |      |          |        |      |                          | 74    |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          |       |

#### 4.3.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

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

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де  $n_H = 4500 \text{ хв}^{-1}$  - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 2200 \text{ хв}^{-1}$  - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 78 \text{ кВт}$  - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(4.5 \times 10^3 + 78^{0.55}) = 36.543$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{2.2 \times 10^3}{4.5 \times 10^3}\right) = -9.324$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 36.543 + -9.324 = 81.219$$

#### 4.3.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

Враховуючи не менш шкідливий вплив вібрації, СНіП встановлює обмеження по її величині і на її величину. Допустимі норми по вібрації наведені в таблиці.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де  $m = 181$  кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{4.5 \times 10^3}{60} = 75 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left( \frac{1 + P_e}{m} \right) = 4.5 \times 10^3 \cdot 78^{0.55} \cdot \frac{1 + 78}{181} = 2.157 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{2.2 \times 10^3}{4.5 \times 10^3}\right) = -9.324$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{4.5 \times 10^3}\right)^3 \cdot \frac{181}{78} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{2.157 \times 10^4}{1} + -9.324\right) = 87.336$$

#### 4.4 Висновки по розділу

Вплив токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище є негативний. Розрахунок параметрів викидів показав наявність токсичних компонентів у складі відпрацьованих газів з групи речовин що відносяться до небезпечних. Тому запропновані заходи щодо знешкодження їх шкідливого впливу мають допомогти в цьому.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованного двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі.



## ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 78 кВт, спроектованого на базі 4Ч 9,2/9,2 за рахунок системи електронного керування дросельною заслінкою.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є легковий автомобіль ГАЗ-24 «Волга». Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

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

В третьому розділі описано умови роботи двигуна та його систем. Проаналізовано існуюча система керування дросельною заслінкою, а також зазначено їх переваги та недоліки. Запропоновано схему керування з електронним керуванням що використовує принцип зворотного зв'язку та має електричний привід. Розраховано конструктивні та електродинамічні параметри приводу дросельної заслінки.

В четвертому розділі було описано проблеми щодо шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки що виникають час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

|     |      |          |        |      |                          |       |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|-------|
|     |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.25.24.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                          | 78    |

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Доценко С.М., Бельський Ф.В., Гірікович В.С., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, тепловго балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми бензиновго двгуна з дисципліни «Теорія двгунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2010 р. – 36 с.
2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
4. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
5. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
6. Система стандартів безпеки праці