

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ *А. Сер* _____
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективності роботи газового двигуна, потужністю 620 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції свічки запалювання.
Прототип 6ГЧН 25 / 34.

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22

_____ *В.В. Ступак* _____
(підпис) **Ступак В.В.**

Керівник роботи:

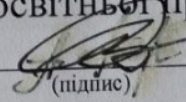
_____ *ст. викладач* _____
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ *І.А. Швець* _____
(підпис) **Швець І.А.**

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Ступаку Владиславу Вікторовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи газового двигуна, потужністю 620 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції свічки запалювання. Прототип 6ГЧН 25 / 34».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 7.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН 25/34, номінальною потужністю 500 кВт.

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення конструкції свічки запалювання.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6ГЧН 25/34 (СК)

3. Схема системи запалювання (ПС) 4. Свічка запалювання (СК)

Консультанти розділів роботи

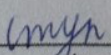
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «12» січня 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

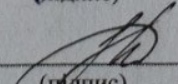
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	16.02.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	10.03.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють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

Студент


 (підпис)

Ступак С.В.

Керівник роботи


 (підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, запропоновано рішення щодо підвищення ефективності роботи газового двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 620 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ГЧН 25/34, за рахунок вдосконалення конструкції свічки запалювання.

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

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

Описано систему запалювання штатного газового двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено недостатню ефективність стандартної конструкції свічки запалювання. Запропоновано вдосконалену конструкцію свічки, що забезпечує покращене запалювання газоповітряної суміші та підвищення загальної ефективності двигуна. Визначено діапазони зміни та точність параметрів роботи запропонованої системи запалювання.

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

Ключові слова: стаціонарна електростанція, газовий двигун, робочий цикл, запалювання, свічка запалювання, викиди, шум, вібрація.

Annotation

In the qualification thesis, in accordance with the assignment, a solution is proposed to improve the operational efficiency of a gas engine for a stationary power plant with a capacity of 620 kW, designed on the prototype 6GCHN 25/34, by improving the design of the spark plug.

The object of engine installation, namely a stationary gas-generator power plant, is described. The design features and operating principles of the prototype engine are considered and analyzed.

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

The ignition system of the standard gas engine is described, and its advantages and disadvantages are analyzed. Insufficient efficiency of the standard spark plug design is identified. An improved spark plug design is proposed, which ensures better ignition of the gas–air mixture and increases the overall efficiency of the engine. The ranges of variation and accuracy of the operating parameters of the proposed ignition system are determined.

Issues related to the environmental impact of the engine operation are considered. Quantitative indicators of toxic emissions of the designed engine are determined. The main hazards that may arise during engine operation and maintenance are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: stationary power plant, gas engine, working cycle, ignition system, spark plug, efficiency, emissions, noise, vibration.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	29
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	30
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	30
2.2. Побудова індикаторної діаграми	47
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	55
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	63
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	69
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СВІЧКИ ЗАПАЛЮВАННЯ	71
3.1. Опис будови та роботи штатної системи запалювання двигуна	71
3.2. Основні вимоги та пропозиції щодо удосконалення системи запалювання	73
3.3 Розрахунок параметрів елементів системи запалювання	76
3.4 Висновки по розділу	88
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	89
4.1. Захист навколишнього середовища	89
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні двигуна	92
4.3 Висновок по розділу	96

ВИСНОВКИ	97
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	98
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація дизель-генераторна електростанція	
Додаток 2 Специфікація двигун 6ГЧН 25/34	
Додаток 3 Специфікація свічка запалювання	

ВСТУП

Газові двигуни, що застосовуються у складі стаціонарних електрогенераторних установок, набувають все більшого поширення завдяки високим техніко-економічним показникам, можливості використання альтернативних видів палива та зниженому рівню шкідливих викидів. При цьому такі двигуни повинні забезпечувати стабільну, надійну та довговічну роботу в умовах тривалої безперервної експлуатації з дотриманням вимог ефективності та екологічності.

Сучасна тенденція до підвищення ефективності енергетичних установок призводить до зростання питомих навантажень та ускладнення процесів, що відбуваються в циліндрах газових двигунів. Це, у свою чергу, наближає робочі параметри до граничних значень і підвищує ймовірність виникнення відмов. Досвід експлуатації газових двигунів свідчить, що одним з чутливих компонентів є система запалювання та її ключовий компонент - свічка запалювання, від надійності та ефективності якої значною мірою залежить стабільність згоряння газоповітряної суміші, економічність і ресурс двигуна в цілому.

Забезпечення надійної роботи газового двигуна неможливе без оптимізації процесу запалювання, який визначає повноту та швидкість згоряння, теплове навантаження деталей і рівень токсичних викидів. Недостатня ефективність штатних конструкцій свічок запалювання може призводити до нестабільної роботи двигуна, та зниження ефективності енергетичної установки.

Вирішення зазначеної проблеми шляхом удосконалення конструкції свічки запалювання дозволяє підвищити ефективність роботи газового двигуна, забезпечити стабільність його експлуатаційних параметрів та знизити негативний вплив на навколишнє середовище. Саме цим зумовлюється **актуальність даної кваліфікаційної роботи.**

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо підвищення ефективності роботи газового двигуна потужністю 620 кВт, спроектованого на базі 6ГЧН 25/34 для стаціонарної електростанції, за рахунок вдосконалення конструкції свічки запалювання.

Завдання, які необхідно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову і призначення стаціонарної електростанції на базі газового двигуна;
- ознайомитись з будовою газового двигуна-прототипу, а також з принципами роботи його основних систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного газового двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати систему запалювання штатного газового двигуна, виявити її переваги та недоліки. Оцінити ефективність штатної конструкції свічки запалювання. Надати рекомендації щодо вдосконалення конструкції свічки запалювання з метою покращення процесу запалювання газоповітряної суміші та підвищення ефективності роботи двигуна. Визначити основні параметри роботи запропонованої конструкції свічки запалювання;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного газового двигуна на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки, які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх запобігання;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині пояснювальної записки та у вигляді презентаційних слайдів.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси, що відбуваються в системі запалювання газового двигуна, та їх вплив на ефективність запалювання газоповітряної суміші і показники роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем, пов'язаних з підвищенням ефективності процесу запалювання газоповітряної суміші шляхом вдосконалення конструкції свічки запалювання газового двигуна.

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

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.

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

Двигун-генератор ДВГ1А 500-1 призначений для установки на стаціонарних електростанціях в якості основного або резервного джерела живлення електроенергією змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промислової мережею, а також в якості когенераційної установки для комбінованого виробництва електричної енергії і тепла.

Двигун-генератор ДВГ1А 500-1 складається з двигуна 6ГЧН25 / 34 і генератора типу СГС 800м, змонтованих на загальній рамі. Шафи контролю та управління ШКУ-500 і допоміжного обладнання, встановленого в приміщенні електростанції: бачка розширювального, бака масла з відцентровим фільтром, пускових балонів, компресора для підкачки балонів, глушника-іскрогасника та теплообмінника-утилізатора. З'єднання колінчастого валу двигуна з ротором генератора - жорстке фланцеве. Генератор синхронний типу СГС, одноопорний, щітковий, трифазний, зі статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, шафою контролю і управління, розподілу електроенергії.

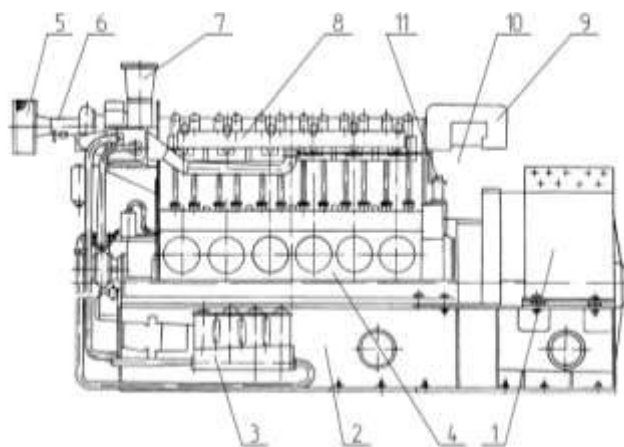


Рис.1.1 Двигун-генератор ДВГ1А-500-1 (вид з боку розподільного валу)

1-генератор; 2-рама; 3-фільтр масла повнопоточний; 4-двигун; 5-фільтр-глушник; 6-змішувач; 7-турбокомпресор; 8-колектор впускний; 9-щит приладів; 10-тахометр; 11-регулятор швидкості.

Двигун-генератор по конструкції правої моделі з правим обертанням колінчастого валу двигуна. Права модель - газовипускний трубопровід розташований праворуч, якщо дивитися на двигун зі сторони генератора в напрямку його осі. Напрямок обертання - праве за годинниковою стрілкою, якщо дивитися на двигун зі сторони генератора в напрямку його осі. Основні технічні дані двигун-генераторів вказані в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 - Технічні дані двигун-генераторів

Параметр	Величина
	ДвГ1А 500-1
Повна потужність на вихідних клеммах двигун-генератора, кВт	500*
Мінімальна потужність, що допускається при тривалій роботі, кВт	120
Номінальна частота обертання, відповідна повної потужності, об / хв	600
Годинна витрата природного газу відповідно до ГОСТ 5542 при нижчої теплотворної здатності не менше 8600 ккал / м ³ (36000 кДж / м ³), приведений до нормальних атмосферних умов (T ₀ = 273K, P ₀ = 101,3 кПа), нм ³ / год	133+5%
Питома витрата масла на чад на повній потужності (масла, Mobil Pegasus 705, Mobil Pegasus 805), г / кВт год;	0,9
Род струму	Змінний 3-х фазний
Напруга номінальна, В	400, 6300, 10500
Частота, Гц	50±0,5
Призначений ресурс до перебирання, ч	10000
Призначений ресурс до капітального ремонту, год	60000
Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
Суха маса двигун-генератора, кг	15100+200
Габаритні розміри, мм:	5425
- довжина;	1660
- ширина;	2645
- висота	

*Повна потужність вказана при наступних умовах:

- температурі повітря на всмоктуванні-25 ° С,
- атмосферному тиску-760 мм вод. ст.,
- відносній вологості-75%,
- протитиску на випуску за турбіною-300 мм вод. ст.

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки

Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 620$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 600$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання ротору генератора;

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

Номінальна фазна напруга, в В

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

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

де $\eta_{\Pi} = 0.985$ - коефіцієнт корисної дії передачі; для з'єднувальної муфти,

згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 620 \cdot 0.985 = 610.7$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

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

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

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{610.700}{0.850} = 718.471$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{718.471 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1091.603$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

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

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 718.471 \cdot 1.080 = 775.948$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{775.948 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1178.931$$

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

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

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 775.948 \cdot 1.1 = 853.543$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{853.543 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1296.825$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{600} = 5$$

На основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 620-600, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 620.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Двигуни 6ГЧН 25/34 - газовий, чотиритактний, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з газотурбінним наддувом і іскровим запалюванням.

Двигун складається з блок-картера і фундаментної рами, утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок-картер з фундаментної рамою скріплені анкерними зв'язками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки, і додатково нижня площина блок-картера скріплена з верхньою площиною фундаментної рами болтами. Взаємне розташування блок-картера і фундаментної рами фіксується конічними штифтами з нарізний цапфою. З боку вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач надувного повітря, водяні і масляний насоси, фільтр-глушник і змішувач.

Фундаментна рама відлита з чавуну, цільна для двигуна 6ГЧН 25/34, ночноподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посиленими ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей, що труться двигуна і охолодження поршнів.

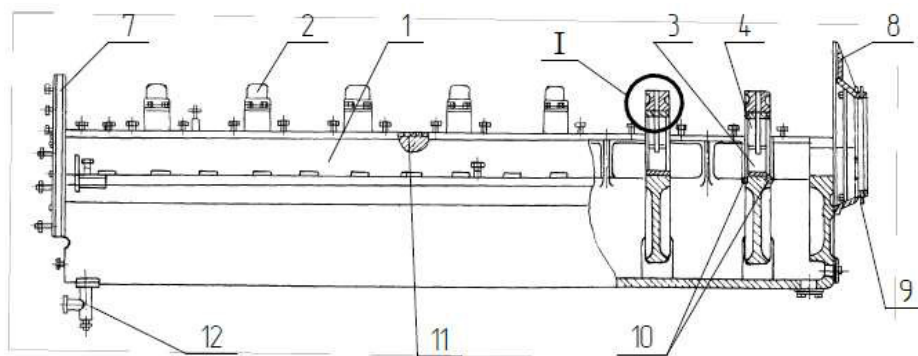


Рис.1.2 Рама фундаментна

1-рама фундаментна; 2-кришка рамового і упорного підшипників; 3-вкладиш нижній; 4-вкладиш верхній; 5-трубка; 6-магістраль головна; 7-кришка передня; 8-кожух; 9-сальникове ущільнення; 10-півкільця; 11-шнур гумовий; 12-труба зливна.

Блок-картер - чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції охолоджуючої води.

Порожнина охолодження ущільнюється мідної прокладкою, яка встановлюється під верхній борт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього посадочного поясу втулки робочого циліндра.

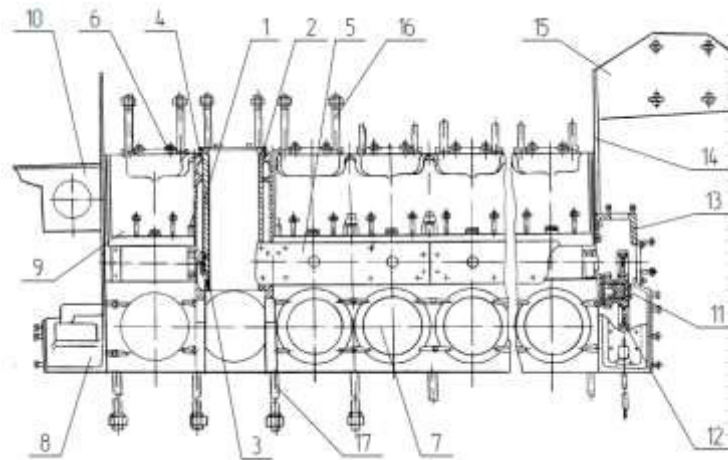


Рис.1.3 Блок-картер

1-втулка робочого циліндра; 2,4-прокладка; 3-кільце ущільнювача; 5,7-щит закриття; 6-переливної патрубков; 8-кожух передній; 9,14-щит; 10,15-кронштейн; 11-валик; 12-комплектпромежуточних шестерень; 13-кожух приводу розподільного валу; 16-шпилька; 17-анкерна зв'язок.

Втулка робочого циліндра відлита з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений, і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна.

У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки для ущільнення камери згоряння. Для кращого припрацювання внутрішня поверхня втулки фосфатується. Під час роботи втулки змащуються розбризкуванням від обертових деталей кривошипно-шатунного механізму.

Кришка робочого циліндра чавунна, двох клапанна, окрема для кожного циліндра, кріпиться до блок-картера 4-ма шпильками. На днище кришки є ущільнювальний борт, який входить в проточку на втулці циліндра. Коромисла приводів клапанів встановлені в самостійному корпусі.

Коромисла встановлені на бронзових втулках або на голчастих підшипниках. На одному кінці коромисла є натискний болт з кульової голівкою, що входить в сферичне поглиблення верхнього кінця штанги.

У центрі кришки і під впускним каналом різьбовим кріпленням встановлені свічки запалювання.

Впускний і випускний клапан притерті до сідел і притискаються до них пружинами. Верхнім кінцем пружини впираються в тарілку 10, яка з'єднується зі штоком клапана за допомогою сухарів замку 17. Штоки обох клапанів хромовані, а фаска випускного клапана наплавлені твердим сплавом, і, крім того, перехід від тарілки до штоку виконаний ступінчастим.

Сідла клапанів, виготовлені зі спеціального сплаву на нікелевій основі, запресовані в гнізда на днище кришки.

Клапана переміщуються в напрямних втулках, запресованих в кришку. У напрямних втулках встановлено фторопластові ущільнення, які одночасно забезпечують змащення штоків клапанів.

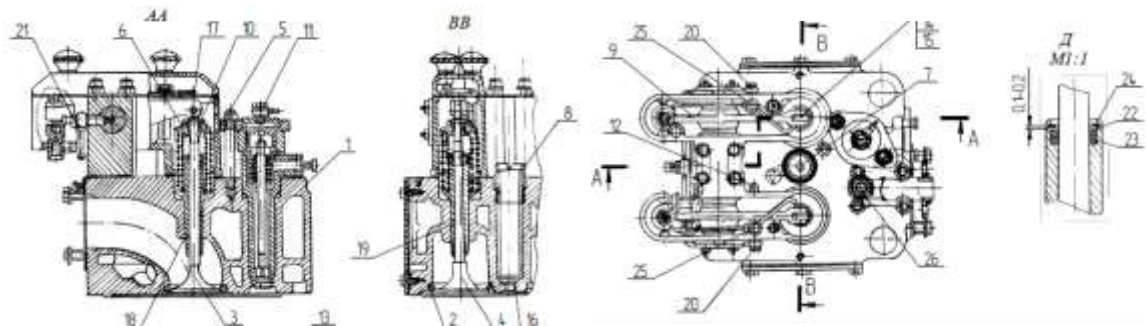


Рис. 1.4 Кришка робочого циліндру

1-кришка; 2-сідло клапана; 3-впускний клапан; 4-випускний клапан; 5-зовнішня пружина; 6-внутрішня пружина; 7-свічка; 8-втулка різьбова; 9-коромисло; 10-тарілка верхня; 11-пусковий клапан; 12-шпindel; 13-ролик коромисла; 14-ось коромисла; 15-пружина; 16-мідна прокладка; 17-сухарик замка клапана; 18- втулка впускного клапана; 19-втулка випускного клапана; 20-ніпель; 21-штуцер; 22-прокладки; 23-фторопластове кільце; 24-стопорне кільце; 25-дросель; 26-стійка.

Колінчастий вал сталевий, штампований або цільнокований, має 8 рамових і 6 шатунних шийок в двигуні 6ГЧН 25/34. Кривошипи двигунів 6ГЧН 25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 120° . На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів.

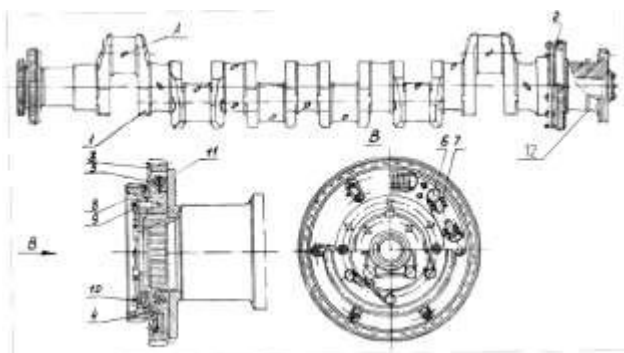


Рис. 1.5 Колінчастий вал

1-колінчастий вал; 2-шестерня колінвалу; 3-шестерня приводу водяного насоса; 4-маточина; 5-диск; 6-грибок; 7-пружина; 8-шестерня приводу насоса; 9,10-болти; 11-кільце упорне; 12-масловідбивач.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній голівці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній голівці - канали, за якими масло з шатунного підшипника надходить у головний. У розточення верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. У нижній голівці шатуна розташовані тонкостінні сталі-алюмінієві вкладиші шатунного підшипника.

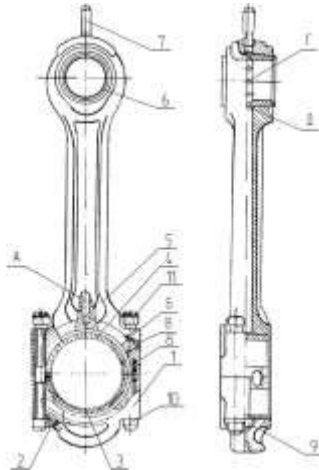


Рис. 1.6 Шатун

1-крышка шатунного підшипника; 2,8-штифт; 3-вкладиш нижній; 4-вкладыш верхній; 5-стрижень шатуна; 6-втулка; 7-розпылювач; 9-штифт; 10-болт шатунний; 11-гайка шатунного болта.

Поршень цільний, овальний, виготовлений із чавуну, охолоджується і має 5 канавок, у яких встановлені компресійні та масляні кільця.

У коронці поршня є трапецієподібна ніша - камера згоряння, а також різьбові отвори для кілець для зняття поршня з шатуном.

Поршень і шатун з'єднані сталевим порожнистим поршневим пальцем. Набір поршневих кілець складається з трьох компресійних кілець і двох подвійних масляних кілець. Кільця стиснення та олії мають прямокутний переріз і прямий замок, за винятком третього стисного кільця, яке має косий роз'єм. Масляні кільця мають гострі краї, які слід спрямовувати вниз при встановленні в канавки.

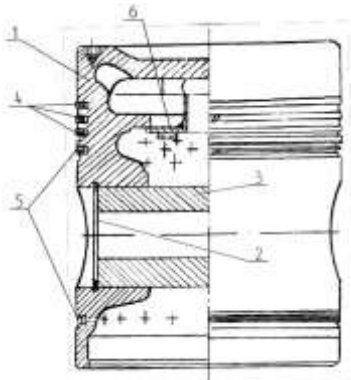


Рис. 1.7 Поршень

1-поршень; 2-стопорне кільце; 3-палець; 4-кільце компресійне; 5-кільце маслоз'ємне; 6-діафрагма.

Маховик призначений для забезпечення заданого ступеня нерівномірності обертання колінчастого валу. Маховик виготовлений зі сталі, жорстко кріпиться до фланця колінвалу і генератора двигуна за допомогою прецензійних болтів.

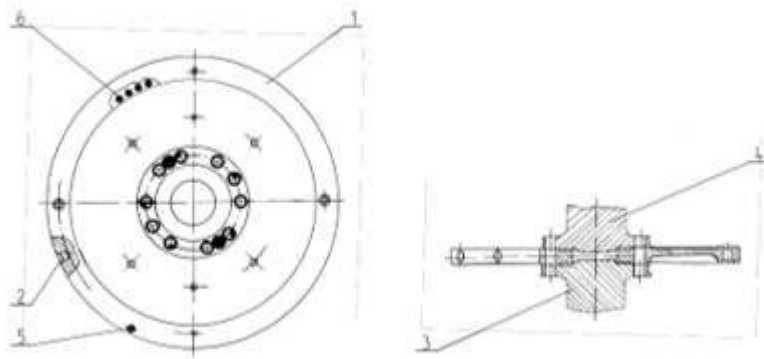


Рис. 1.8 – Маховик
1-маховик; 2-отвори для провертання; 3-колінчастий вал; 4-вал генератора; 5-штифт; 6-отвори для імпульсів.

Механізм газорозподілу призначений для управління впусканням свіжого заряду газо-повітряної суміші в циліндри двигуна і випуском відпрацьованих з них відповідно до встановлених фазами.

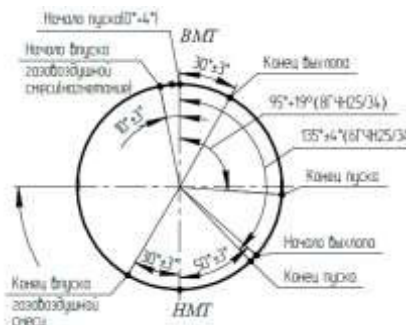


Рис.1.9 Діаграма фаз газорозподілу

В механізм входять: розподільний вал з кулачковими шайбами, привід розподільного валу, привід впускних і випускних клапанів.

Розподільчий вал сталевий, цілісний, змонтований на семи підшипниках для двигунів 6ГЧН 25/34, розташованих в порожнині під горизонтальною полицею блок-картера. Крайній до маховика підшипник опорно-завзятий.

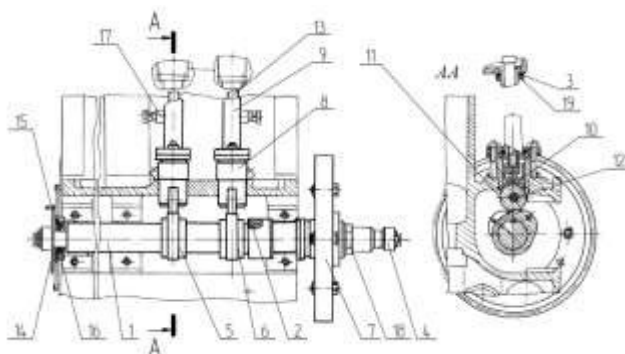


Рис. 1.10 Привід клапанів.

1-вал розподільний; 2-прокладка (набір); 3-кільце ущільнювача; 4-пусковий кулак; 5-кулак всмоктуючий; 6-кулак вихлопної; 7-шестерня розподільного валу; 8-штовхач; 9-кожух; 10-повзун; 11-ролик; 12-вісь; 13-штанга; 14-диск датчика; 15-штифт; 16-уїльнення; 17-бобишка; 18-гайка; 19-фланець.

Привід впускних і випускних клапанів складається з штовхачів, штанг і коромисел. При роботі двигуна кулаки розподільного валу впливають на ролики штовхачів, які в свою чергу, перекочуючись за профілем кулачкових шайб, перетворюють обертальний рух розподільного валу в поступальний рух повзуна штовхача і періодично впливають через упори, штанги, натискні болти на коромисла. Коромисла повертаються навколо осей, встановлених в корпусах на кришках циліндрів, відкриваючи впускні і випускні клапана. Закриття клапанів і зворотний рух механізму приводу відбувається під впливом пружин клапанів. Частота обертання розподільного валу в 2 рази менше, ніж колінчастого.

Система газообміну призначена для підведення газо-повітряної суміші в циліндри двигуна і відведення від них відпрацьованих газів.

Основні вузли, що входять в систему: блок газової апаратури, фільтр-глушник, змішувач, турбокомпресор, охолоджувач газоповітряної суміші, впускний колектор, випускний колектор.

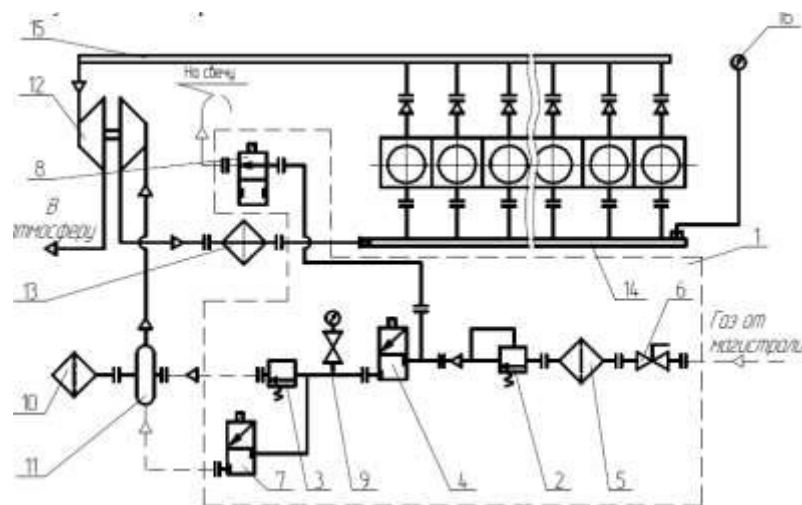


Рис.1.11 Принципова схема системи газообміну

1-блок газової апаратури; 2-регулятор тиску; 3-регулятор співвідношення газ / повітря; 4-електромагнітний клапан повільно-відкривається; 5-фільтр газу; 6-кран кульовий; 7-електромагнітний клапан (х / ходу); 8-електромагнітний клапан (на свічку); 9-кран кнопковий з манометром; 10-фільтр глушник; 11-змішувач; 12-турбокомпресор; 13-охолоджувач газоповітряної суміші; 14-впускний колектор; 15-випускний колектор; 16-мановакуумметри.

Блок газової апаратури виконаний у вигляді шафи одностороннього обслуговування, в якому встановлена газова апаратура (електромагнітні клапана, регулятор тиску, фільтр газу, кульовий кран і ін.) і призначений для автоматичного

регулювання тиску газу, що надходить у двигун. Він також виконує функції дистанційного відкриття і закриття електромагнітних клапанів тобто подачу газу в двигун або його перекриття, а при аварійній зупинці двигуна, їх автоматичне вимикання.

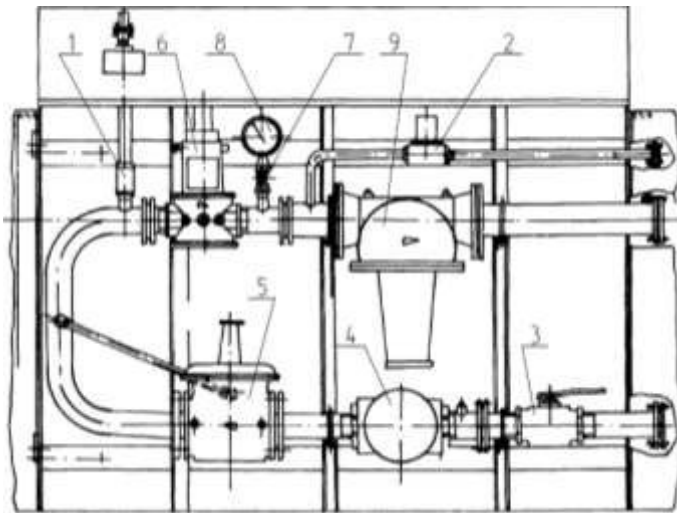


Рис. 1.12 Блок газової апаратури
1-ЕМК3/4"; 2-ЕМК1/2"; 3-кран кульовий;
4-фільтр газу; 5-регулятор тиску; 6-
газовий електромагнітний клапан; 7-кран
кнопковий; 8-манометр; 9-регулятор
співвідношення газ / повітря.

Фільтр-глушник призначений для очищення повітря, що нагнітається в двигун повітря від пилу, сторонніх предметів та інших забруднень, а також для зниження шуму впуску. Фільтр-глушник через перехідник кріпиться до турбокомпресора, а до патрубку приєднується система вентиляції картера.

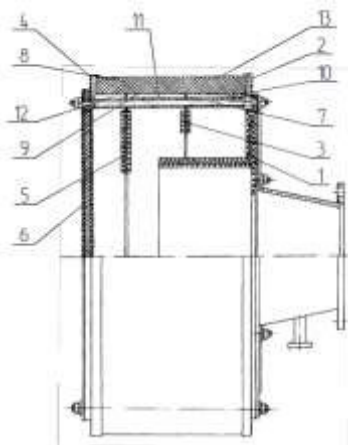


Рис.1.13 Фільтр-глушник

1-перехідник; 2-конфузор; 3-фланець розділяє; 4-кришка; 5-фланець; 6-заглушка; 7-шпилька; 8-сітка верхня; 9-сітка нижня; 10,11,12-трубка обмежувальна; 13-сітка.

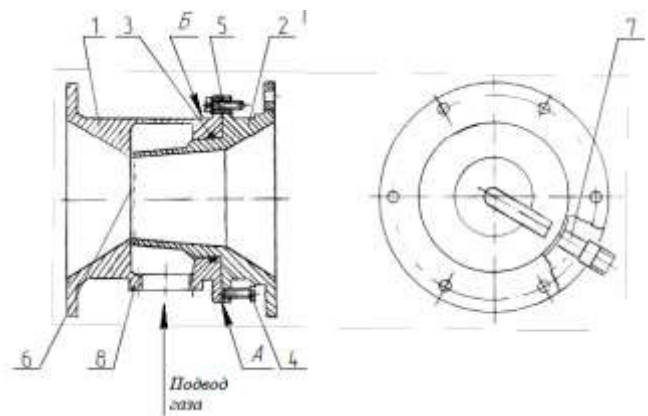


Рис. 1.14 – Змішувальна камера

1-корпус; 2-вставка; 3-кільце ущільнювача; 4-отжимной болт; 5-стягнутий болт; 6-щілину; 7-щтуцер; 8-фланець.

Камера змішувача двигуна 6ГЧН 25/34 призначена для змішування потоку повітря, що надходить через фільтр-глушник на всмоктування в компресор турбокомпресора з газом, що надходять з газового трубопроводу в камеру.

Камера складається з корпусу, в який встановлена вставка з кільцем ущільнювача, віджимних болтів і стяжних. Вставка в корпусі камери змішувача двигуна 6ГЧН 25/34 має свободу переміщення, чим забезпечується регулювання щілини виходу газу.

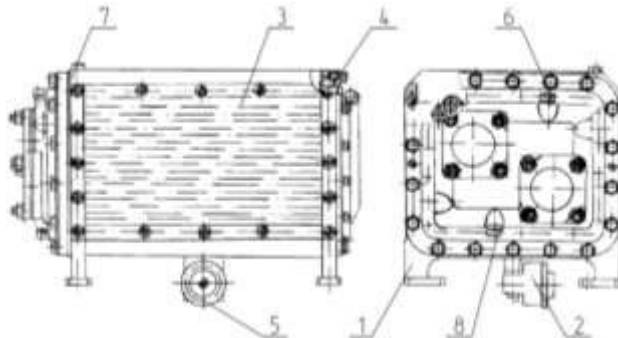


Рис. 1.15 Охолоджувач надувного повітря

1-корпус охолоджувача; 2-клапан зливу; 3-секція охолодження; 4-кільце ущільнювача; 5-фланець; 6,8-пробка; 7-прокладка.

Впускний колектор двигуна 6ГЧН 25 / 34 являє собою трубу з привареними патрубками і фланцями, закриту з одного боку заглушкою.

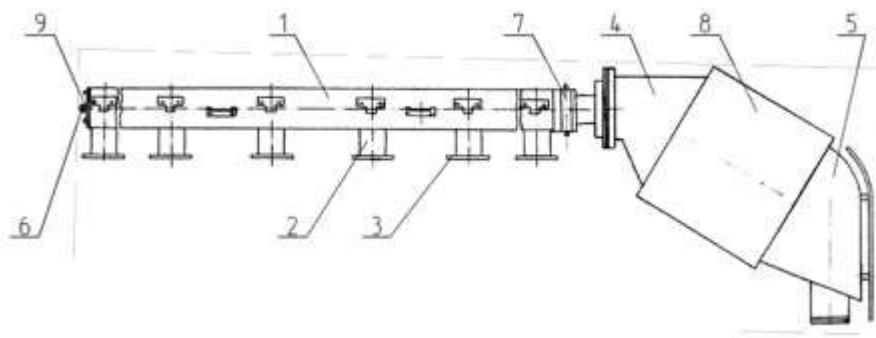


Рис.1.16 Колектор впускний

1-труба; 2-патрубок; 3-фланець; 4,5-перехідник; 6-заглушка; 7-заслінка; 8-охолоджувач; 9-болт дросельний.

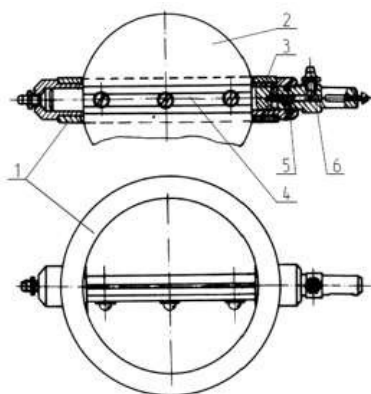


Рис. 1.17 Заслінка

1-корпус; 2-заслінка; 3-вісь; 4-планка; 5-кільце; 6-маслянка.

Колектор випускний двигуна 6ГЧН 25/34 двотрубний, являє собою дві випускні труби з патрубками, що складаються з набору секцій, з'єднані сильфоні компенсатори с перехідником.

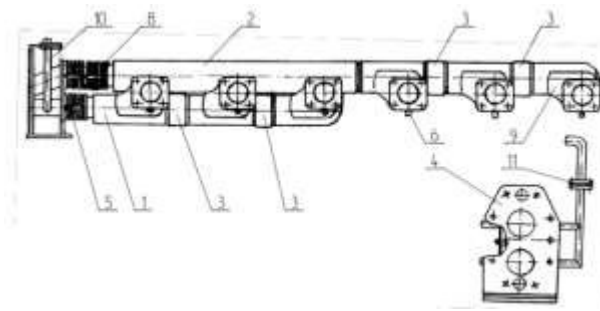


Рис.1.18 Колектор випускний

1,2-труба; 3,5,8-компенсатор; 4-перехідник; 6-штуцер; 7-патрубок; 9-секція; 10-труба перепуску; 11-засувка.

Глушник-іскрогасник служить для зменшення шуму випуску відпрацьованих газів з двигуна і звільнення їх від іскор і твердих частинок.

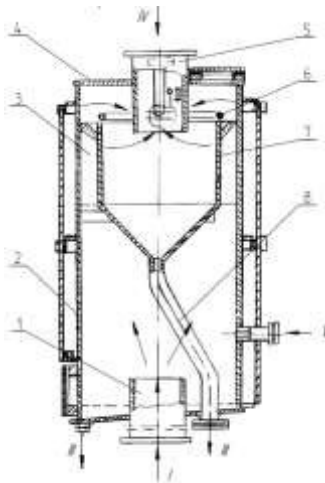


Рис. 1.19 – Глушник-іскрогасник
1,5,7-патрубок; 2-корпус; 3-ребро; 4-кришка; 6-труба кільцева; 8-труба зливна.

I -вхід відпрацьованих газів; II-вихід відпрацьованих газів; III - слів окремих продуктів; IV -подвод пара; V-основний підведення вуглекислого газу або пари

Система вентиляції картера призначена для видалення з картера прорвалися через компресійні кільця газів і підтримки в ньому розрідження, яке перешкоджає просочуванню масла з картера назовні по зазорам сполучених поверхонь. Система також призначена для контролю тиску в картері з метою виключення насичення парами і газами картерів простору до вибухонебезпечної концентрації.

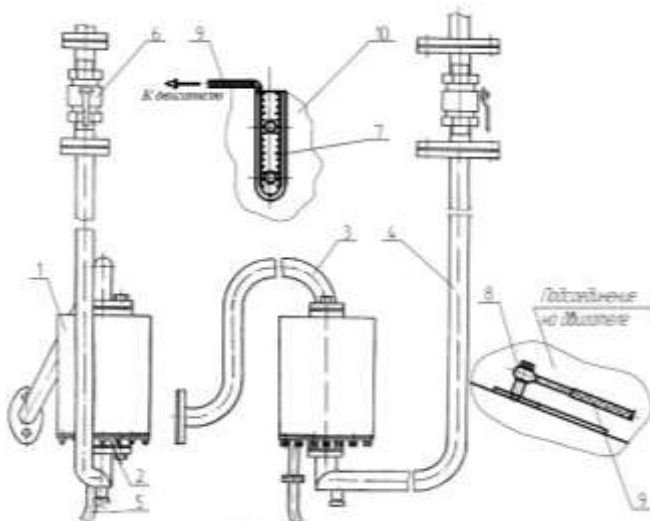


Рис. 1.20 – Система вентиляції картера

1-масловіддільник; 2-маслозбірник; 3-труба для огорожі; 4-труба відводить; 5-труба зливна; 6-кульовий прохідний сталевий кран; 7-мановакууметри (п'єзометр); 8-трубка; 9-гумовий шланг; 10-кришка корпусу.

Система автоматичного регулювання частоти обертання автоматично підтримує задану частоту обертання колінчастого валу із заданим ступенем точності при навантаженні, що змінюється на двигун-генератор. Система складається з газового двигуна, цифрового регулятора швидкості і механізму подачі газу. Механізм подачі газу, є сполучною ланкою регулятора швидкості з заслінкою з приводом від одного силового механізму - актуатору.

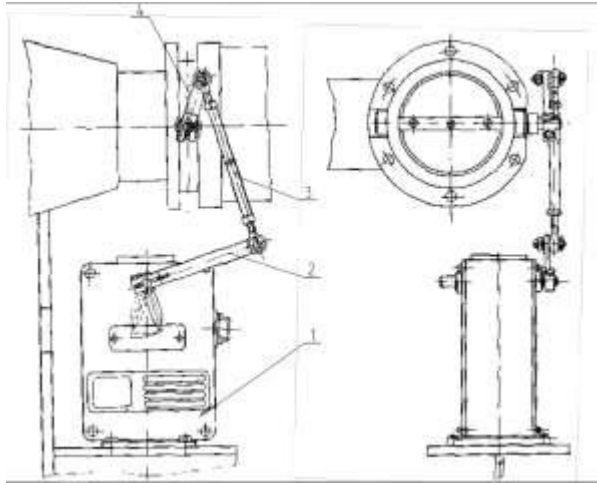


Рис. 1.21 – Механізм подачі газоповітряної суміші

1-актуатор; 2-важіль актуатору; 3-ланка регулювальний; 4-важіль заслінки.

Головний пусковий клапан РПК 25/80 служить для подачі стисненого повітря в головну пускову магістраль при пуску. Клапан має кнопку ручного відкриття клапана, а також електромагніт для дистанційного керування.

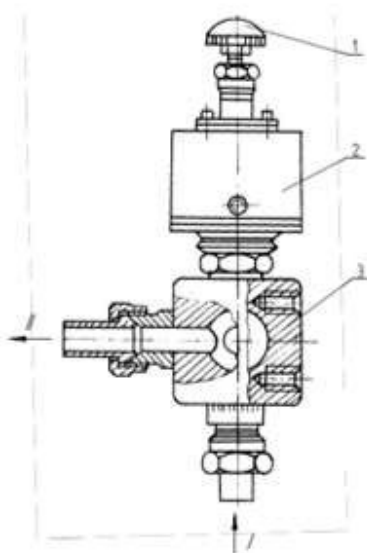


Рис.1.22 Головний пусковий клапан РПК-25/80

1-річний вмикач (кнопка); 2-електромагніт; 3-корпус; I-підвід повітря; II - при відведенні повітря.

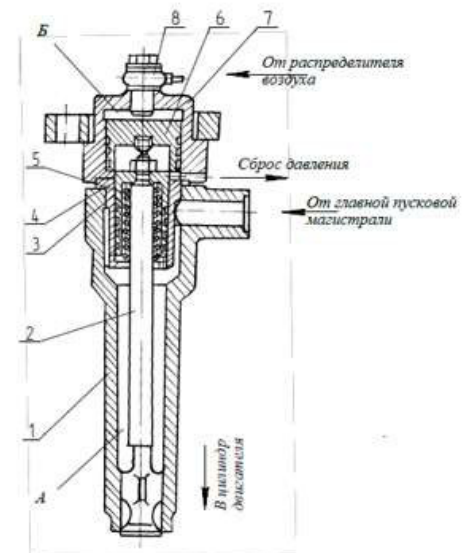


Рис.1.23 Пусковий клапан.

1-корпус; 2-клапан; 3,6-поршень; 4-втулка напрямна; 5-пружина; 7-ковпак; 8-ніпель.

Пусковий клапан встановлено в кришці кожного циліндра і служить для подачі пускового повітря безпосередньо в циліндр двигуна.

Розподільник повітря розташований на кожусі приводу розподільного валу і служить для управління відкриттям і закриттям пускових клапанів.

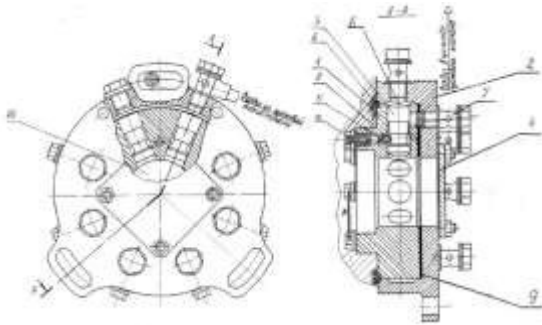


Рис.1.24 Розподільник повітря
1-корпус; 2-кришка; 3-золотник; 4-фланець; 5-пружина; 6-кільце ущільнювача; 7-ніпель; 8-кулька; 9-прокладка; 10-кулак.

Балон пусковий призначений для зберігання стисненого повітря і пуску двигун-генератора. Робоче положення балона - вертикальне або похиле, під кутом не менше 20° до площини підлоги.

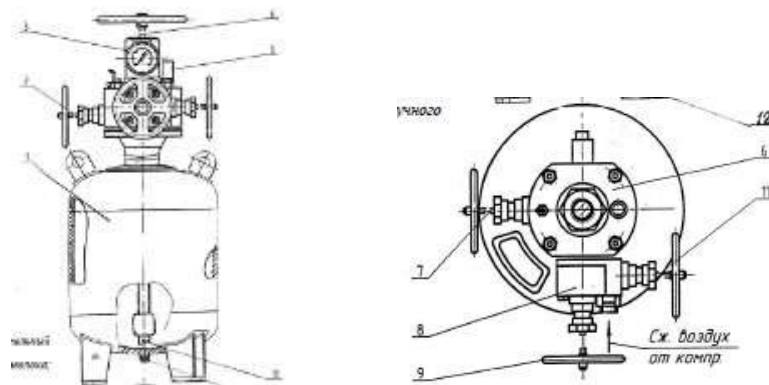


Рис.1.25 Балон пусковий

1-балон для повітря; 2-зовнішня продувальна трубка; 3-манометр; 4-вентиль запірний; 5-запобіжний клапан; 6-головка пускового балона; 7-вентиль продувки; 8-головка манометра; 9-вентиль манометра; 10-внутрішня продувальна трубка; 11-вентиль наповнення; 12-пробка.

Система змащення двигунів комбінована, під тиском і розбризкуванням. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження масла до всіх деталей, що труться і вузлів.

У систему мастила входять: приймальний фільтр, двосекційний масляний насос, фільтр повнопоточковий, охолоджувач масла, центрифуга, електронасосний агрегат передпусковий прокачування, бак, система трубопроводів.

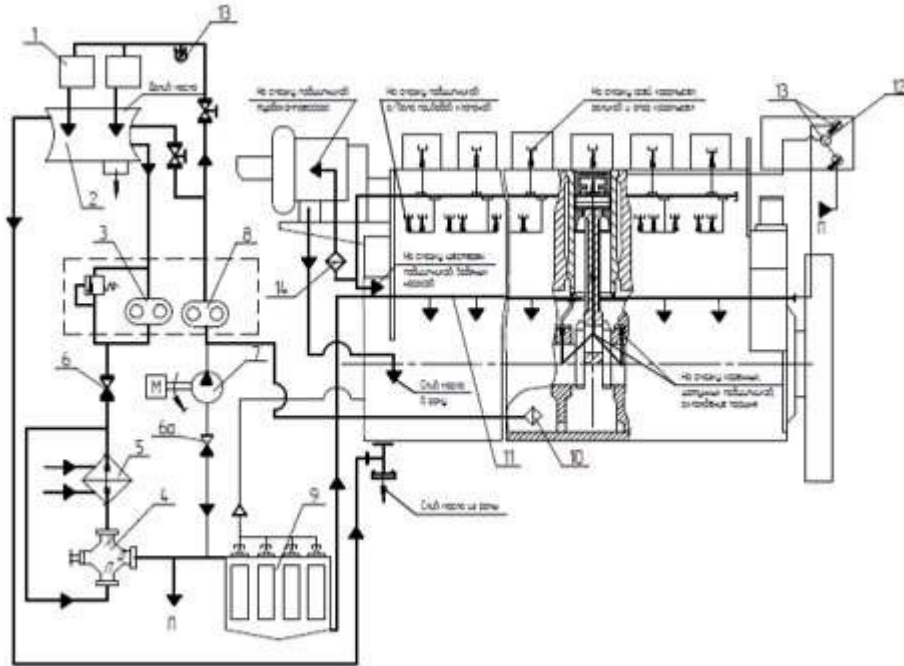


Рис.1.26 Принципова схема системи змащення

1-фільтр відцентрового очищення масла; 2-бак мастила; 3,8-насос масла; 4-регулятор температури; 5-охолоджувач масла; 6-кран зворотний; 7-агрегат електронасосний; 9-фільтр масла повнопоточковий; 10-фільтр приймальний; 11-головна магістраль; 12-термометр; 13-манометр; 14-фільтр масла ТК.

Насос масляний двосекційний, шестерний, встановлений на передній кришці фундаментної рами, приводиться в обертання від шестерні колінчастого валу. Відкачувати й нагнітальна секції насоса змонтовані в одному чавунному корпусі. Для підтримки необхідного тиску в нагнітальній магістралі, в кришці встановлений редукційний клапан, який притискається до гнізда пружиною.

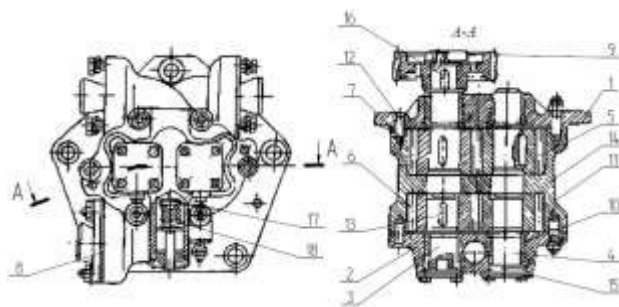


Рис. 1.27 Насос масляний

1-кришка задня; 2-кришка передня; 3-вал ведучий; 4-вал ведений; 5,6,9,11-шестерня; 7,8,15-прокладка; 10-втулка; 12-штифт; 13,16-шпонка; 14-корпус насоса; 17-клапан; 18-пружина.

Фільтр тонкого очищення масла повнопоточковий служить для уловлювання механічних частинок і осадження на фільтруючих елементах смолистих речовин, що утворюються в маслі при роботі двигуна.

Фільтр включений послідовно на нагнітальному трубопроводі і очищає весь потік масла, що йде в двигун.

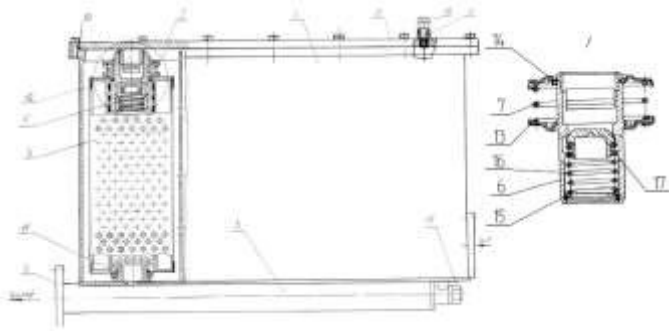


Рис. 1.28 Фільтр повнопоточковий
1-корпус; 2-фланець; 3-центральна труба; 4-елемент фільтруючий; 5-клапан перепускний; 6-корпус; 7-пружина; 13-шайба; 14,15-кільце стопорне; 16-пружина клапана; 17-клапан; 8-кришка; 9-бобишка; 10-Шнур ущільнювальний; 11,12-кільце, 18-пробка зливна; 19-ніпель.

Бак звареної конструкції призначений для зберігання масла, що знаходиться в системі змащення і для заповнення системи маслом в процесі роботи двигуна.

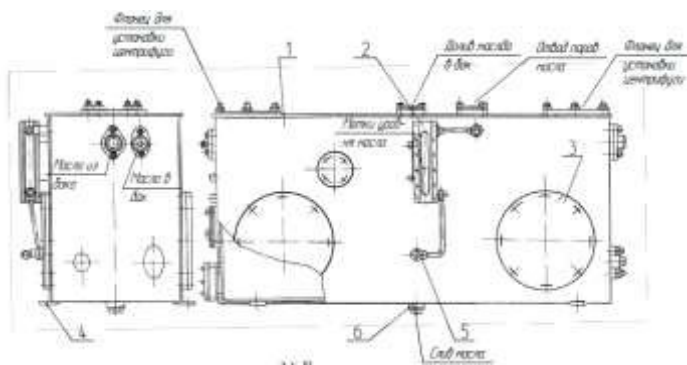
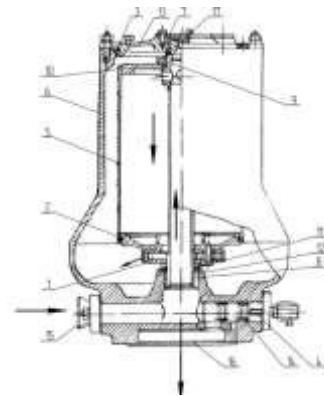


рис.1.29 Бак масла

1-корпус; 2-колонка вказівна; 3-фланець глухий; 4-проушина; 5-клапан самозапірний; 6-пробка.



мал.1.30 Центрифуга

1-сопловий апарат; 2,3-кільце ущільнювача; 4-гвинт регулювальний; 5-ротор центрифуги; 6-корпус; 7,8-втулка бронзова; 9-штуцер; 10-кришка ротора; 11-підшипник опорний; 12-труба центральна; 13-кришка; 14-клапан редукційний в зборі; 15-підведення масла; 16-відвід масла; 17-гайка.

Центрифуга призначена для безперервної очищення масла при роботі двигуна. Центрифуга - реактивного типу, працює від тиску масла в системі змащення двигуна.

Охолоджувач масла призначений для охолодження циркуляційного масла в системі змащення двигунів. Охолоджувач трубчастий, одноходовий або двоходовий по воді, в якому охолоджуюча рідина (вода) рухається всередині трубок, а охолоджувальна (масло) - між трубок.

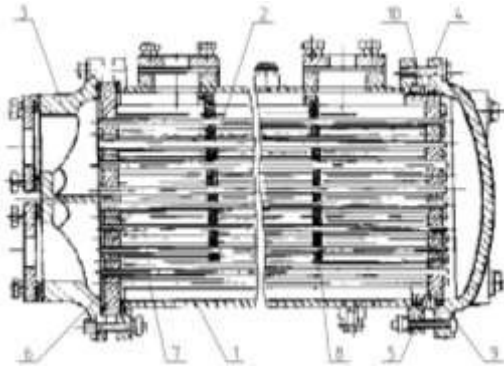


Рис.1.31 Охолоджувач води, масла

1-корпус; 2-секція охолодження; 3,4-кришка; 5,6-трубна дошка; 7-охолоджуючі труби; 8-перегородка; 9-кільце сальника; 10-кільце проміжне.

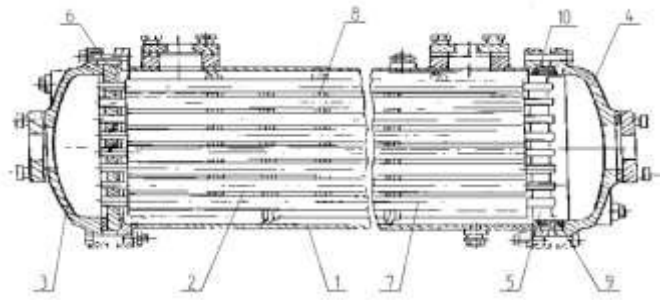


Рис.1.32 Охолоджувач масла

1-корпус; 2-секція охолодження; 3,4-кришка; 5,6-трубна дошка; 7-охолоджуючі труби; 8-перегородка; 9-кільце сальника; 10-кільце проміжне

Приймальний масляний фільтр призначений для первинної фільтрації масла при заборі його з фундаментної рами.

Система охолодження двигуна 6ГЧН 25/34 контурна, складається з зовнішнього і внутрішнього контурів і забезпечує стабільний температурний режим і робочі параметри у всьому діапазоні навантажень. Двигун охолоджується прісною водою внутрішнього контуру, яка циркулює всередині двигуна і охолоджується водою зовнішнього контуру в охолоджувачі води.

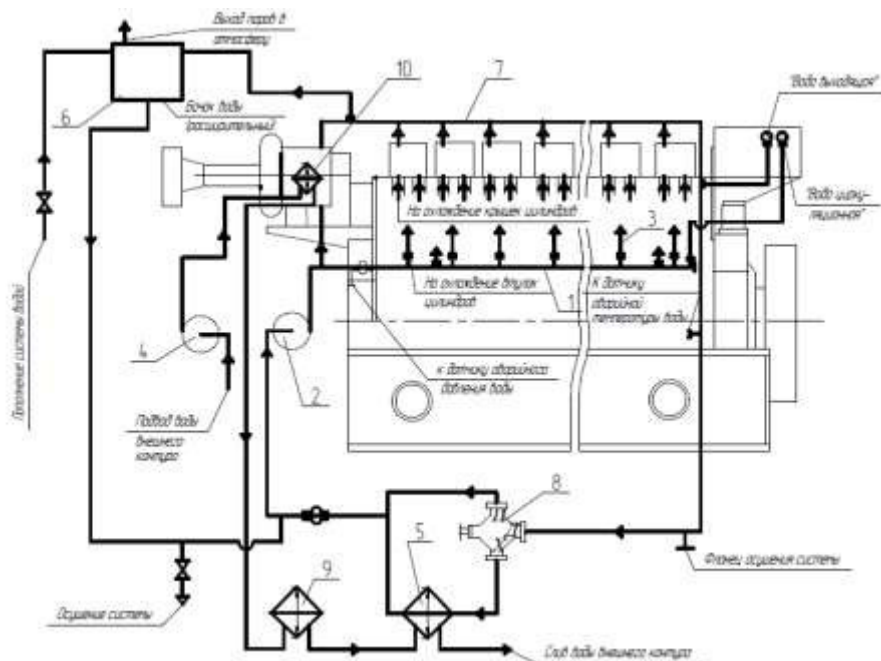


рис.1.33 Принципова схема системи охолодження

1-головна магістраль; 2-насос відцентровий (внутрішній контур); 3-труба підведення; 4-насос відцентровий (зовнішній контур); 5-охолоджувач води; 6-бачок води; 7-труба зливу води; 8-регулятор температури; 9-охолоджувач масла; 10-охолоджувач надувного повітря.

У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, регулятор температури води (РТП), охолоджувач води, бачок води (розширювальний), трубопроводи системи.

На двигуні встановлено два насоси води однакової конструкції: один з яких - внутрішнього контуру, інший - зовнішнього контуру. Насоси відцентрові з робочим колесом відкритого типу з радіальним розташуванням лопаток.

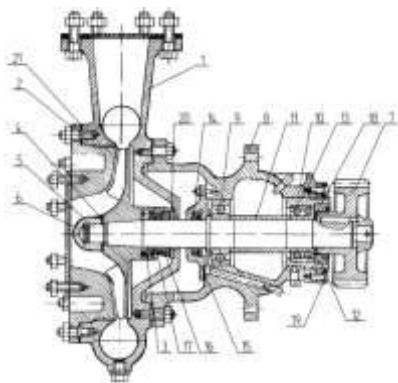


Рис. 1.34 Насос води відцентровий

1-корпус; 2-кришка; 3-пружина; 4-колесо; 5-валик; 6-гайка; 7-приводний шестерня; 8-кронштейн; 9,10-підшипник; 11-втулка; 12-регульовальна гайка; 13-обойма; 14-гумова манжета; 15-кришка ущільнювальна; 16-кільце ущільнювача; 17-манжета; 18-кільце проставне; 19-гвинт; 20-бронзове кільце; 21-прокладка.

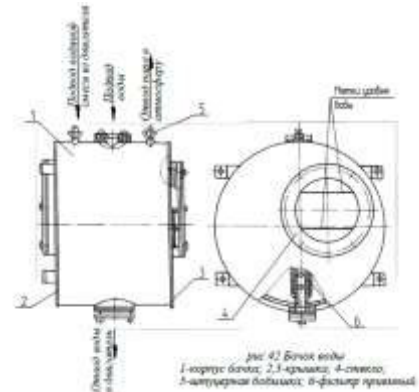


рис. 1.35 Бачок води

1-корпус бачка; 2,3-кришка; 4-скло; 5-штуцерна бобишка; 6-фільтр приймальний.

Бачок розширювальний призначений для початкового заповнення системи охолодження водою, контролю рівня і поповнення системи при витоках або випаровуванні, видалення парів і повітря з системи, компенсації зміни обсягу, а також для створення статичного підпору на вході в водяний насос. Тиск води в системі охолодження залежить від висоти розташування бачка.

Бачок входить в систему охолодження двигуна і разом з нею становить замкнутий контур цієї системи. Охолоджувач води призначений для охолодження води в системі двигунів.

Система запалювання з мікропроцесорним управлінням, що працює на базі розрядки конденсаторів, і призначена для створення імпульсів струму високої напруги і подачі їх, у відповідності з порядком роботи циліндрів газового двигуна на свічки запалювання.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкта встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна газо-генераторна електростанція. Проаналізовано особливості її експлуатації та основні завдання, які вона виконує під час роботи в різних режимах навантаження.

Окремо розглянуто та описано будову газового двигуна-прототипу, принципи його роботи, а також призначення основних систем, механізмів, вузлів і деталей. Оцінено основні техніко-економічні показники двигуна-прототипу та визначено можливості їх покращення за рахунок підвищення ефективності процесу запалювання, при дотриманні вимог щодо надійності та довговічності роботи установки на різних режимах експлуатації.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність $P_e = 620 \text{ кВт}$

Частота обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$

Ступінь стиску $\epsilon = 12$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1.45$ [1, ст. 5]

Тиск наддуву $p_B = 150 \text{ кПа}$

Тиск навколишнього середовища $p_a = 101.3 \text{ кПа}$

Температура навколишнього середовища $T_a = 293 \text{ К}$

Підігрів свіжого заряду $\Delta T = 20 \text{ К}$ [1, ст. 6]

Тиск залишкових газів $p_r = 155 \text{ кПа}$ [1, ст. 6]

Температура залишкових газів $T_r = 900 \text{ К}$ [1, ст. 6]

Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda = 2.8$ [1, ст. 9]

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" $\xi_Z = 0.85$ [1, ст. 6]

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $\xi = 0.96$ [1, ст. 7]

Паливо що використовується: Природний газ ГОСТ 27193-86

Склад газового палива:

компонент	в %	в об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 = 95$	$r_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0.95$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 2$	$r_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.02$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 1$	$r_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 0.01$

бутан	$C_4H_{10} = 0$	$r_{C_4H_{10}} = C_4H_{10} \cdot 0.01 = 0$
пентан	$C_5H_{12} = 0$	$r_{C_5H_{12}} = C_5H_{12} \cdot 0.01 = 0$
вуглекислий газ	$CO_2 = 0$	$r_{CO_2} = CO_2 \cdot 0.01 = 0$
чадний газ	$CO = 1$	$r_{CO} = CO \cdot 0.01 = 0.01$
азот	$N_2 = 0$	$r_{N_2} = N_2 \cdot 0.01 = 0$
кисень	$O_2 = 1$	$r_{O_2} = O_2 \cdot 0.01 = 0.01$
водень	$H_2 = 0$	$r_{H_2} = H_2 \cdot 0.01 = 0$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Матеріальний баланс газового палива в об'ємних долях:

$$\sum \begin{pmatrix} r_{CH_4} + r_{C_2H_6} + r_{C_3H_8} + r_{C_4H_{10}} \\ r_{C_5H_{12}} + r_{CO_2} + r_{CO} + r_{N_2} \\ r_{O_2} + r_{H_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.95 + 0.02 + 0.01 + 0 \\ 0 + 0 + 0.01 + 0 \\ 0.01 + 0 \end{pmatrix} = 1$$

або у %:

$$\sum \begin{pmatrix} CH_4 + C_2H_6 + C_3H_8 + C_4H_{10} \\ C_5H_{12} + CO_2 + CO + N_2 \\ O_2 + H_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 95 + 2 + 1 + 0 \\ 0 + 0 + 1 + 0 \\ 1 + 0 \end{pmatrix} = 100$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 м³ газу, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} 0.5 \cdot (r_{CO} + r_{H_2}) \\ 2 \cdot r_{CH_4} + 3.5 \cdot r_{C_2H_6} \\ 5 \cdot r_{C_3H_8} + 6.5 \cdot r_{C_4H_{10}} \\ 8 \cdot r_{C_5H_{12}} - r_{O_2} \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} 0.5 \cdot (0.01 + 0) \\ 2 \cdot 0.95 + 3.5 \cdot 0.02 \\ 5 \cdot 0.01 + 6.5 \cdot 0 \\ 8 \cdot 0 - 0.01 \end{bmatrix} = 9.6$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1 = 1.45 \cdot 9.595 + 1 = 14.913$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{150}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 339.468$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

де $\Delta T_{int} = 40$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 50$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 339.5 - 40.0 = 299.5$$

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_\Gamma}{\alpha \cdot L_0 + 1}$$

де $T_\Gamma = 293$ К - температура газу на вході

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_\Gamma}{\alpha \cdot L_0 + 1} = \frac{299.5 + 1.5 \cdot 9.6 \cdot 293.0}{1.5 \cdot 9.6 + 1.0} = 293.4$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

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

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

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

Для газових двигунів з наддувом $p_d = (0,9...0,95)p_B$ кПа, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293.434 + 20}{900} \cdot \frac{155}{12 \cdot 142.5 - 155} = 0.035$$

Для газових двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,04...0,012)$, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293.434 + 20 + 0.035 \cdot 900}{1 + 0.035} = 333.113$$

Для газових двигунів з наддувом $T_d = (310...350)$ К, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_{int}} \cdot \frac{T_{cm}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12}{12 - 1} \cdot \frac{142.5}{147} \cdot \frac{293.434}{333.113 \cdot (1 + 0.035)} = 0.9$$

Для газових двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,90)$, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску, в кПа

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 9]

$$n_1 = 1.367$$

Тиск в кінці стиску

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 142.5 \cdot 12^{1.367} = 4256.529$$

Для газових двигунів з наддувом $p_c = (2000 \dots 4500)$ кПа, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 333.113 \cdot 12^{1.367 - 1} = 829.183$$

Для газових двигунів з наддувом $T_c = (650 \dots 800)$ К, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Нижча теплота згоряння газового палива, в кДж /м³

$$Q_{н.г} = \sum \begin{pmatrix} r_{CH_4} \cdot 35880 \\ r_{C_2H_6} \cdot 64430 \\ r_{C_3H_8} \cdot 92930 \\ r_{C_4H_{10}} \cdot 123680 \\ r_{C_5H_{12}} \cdot 146230 \\ r_{CO} \cdot 12649 \\ r_{H_2} \cdot 10798 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.95 \cdot 35880 \\ 0.02 \cdot 64430 \\ 0.01 \cdot 92930 \\ 0 \cdot 123680 \\ 0 \cdot 146230 \\ 0.01 \cdot 12649 \\ 0 \cdot 10798 \end{pmatrix} = 36430.39$$

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

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \sum \begin{pmatrix} r_{\text{CO}} + r_{\text{CH}_4} + r_{\text{CO}_2} \\ 2 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} + 3 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 4 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + 5 \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.01 + 0.95 + 0 \\ 2 \cdot 0.02 + 3 \cdot 0.01 \\ 4 \cdot 0 + 5 \cdot 0 \end{pmatrix} = 1.03$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \sum \begin{pmatrix} r_{\text{H}_2} + 2 \cdot r_{\text{CH}_4} \\ 3 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} + 4 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 5 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + 6 \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 + 2 \cdot 0.95 \\ 3 \cdot 0.02 + 4 \cdot 0.01 \\ 5 \cdot 0 + 6 \cdot 0 \end{pmatrix} = 2$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.45 - 1) \cdot 9.595 = 0.907$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 + r_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot 1.45 \cdot 9.595 + 0 = 10.991$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 1.03 + 2 + 0.907 + 10.991 = 14.928$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 14.928 - 14.913 = 0.015$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{14.928}{14.913} = 1.001$$

Для газових двигунів з наддувом $\beta_0 = (1.00 \dots 1.04)$, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.001 + 0.035}{1 + 0.035} = 1.001$$

Для газових двигунів з наддувом $\beta = (1,00...1,045)$, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях та %:

вуглекислого газу CO_2

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = \frac{1.03}{14.928} = 0.069 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 6.900$$

водяної пари H_2O

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2} = \frac{2}{14.928} = 0.134 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 100 = 13.398$$

кисню O_2

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2} = \frac{0.907}{14.928} = 0.061 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{O}_2} \cdot 100 = 6.074$$

азоту N_2

$$R_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2} = \frac{10.991}{14.928} = 0.736 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{N}_2} \cdot 100 = 73.629$$

Сума компонентів продуктів згоряння (перевірка)

$$R_{\text{CO}_2} + R_{\text{H}_2\text{O}} + R_{\text{O}_2} + R_{\text{N}_2} = 0.069 + 0.134 + 0.061 + 0.736 = 1.000$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv_{me} = R_{\text{O}_2} \cdot mCv_{\text{O}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2} + R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot mCv_{\text{H}_2\text{O}};$$

$$\text{для } \text{O}_2: mCv_{\text{O}_2} = 23,664 + 159,1 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } \text{N}_2: mCv_{\text{N}_2} = 22,374 + 134,0 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } \text{CO}_2: mCv_{\text{CO}_2} = 41,341 + 242,8 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } \text{H}_2\text{O}: mCv_{\text{H}_2\text{O}} = 26,670 + 443,8 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{me} = a_{me} + b_{me} \cdot T; \quad \text{кДж/(кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{me} = \sum \begin{pmatrix} R_{O_2} \cdot 23.664 \\ R_{N_2} \cdot 22.374 \\ R_{CO_2} \cdot 41.341 \\ R_{H_2O} \cdot 26.670 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.061 \cdot 23.664 \\ 0.736 \cdot 22.374 \\ 0.069 \cdot 41.341 \\ 0.134 \cdot 26.67 \end{pmatrix} = 24.337$$

$$b_{me} = \sum \begin{pmatrix} R_{O_2} \cdot 159.1 \cdot 10^{-5} \\ R_{N_2} \cdot 134.0 \cdot 10^{-5} \\ R_{CO_2} \cdot 242.8 \cdot 10^{-5} \\ R_{H_2O} \cdot 443.8 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.061 \cdot 159.1 \cdot 10^{-5} \\ 0.736 \cdot 134 \cdot 10^{-5} \\ 0.069 \cdot 242.8 \cdot 10^{-5} \\ 0.134 \cdot 443.8 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix} = 1.845 \times 10^{-3}$$

Мольна теплоємність газового палива при сталому об'ємі:

$$mCv_{\text{гп}} = r_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + r_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + r_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + r_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + \dots \\ r_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + r_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + r_{N_2} \cdot mCv_{N_2};$$

$$\text{для } CH_4: mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } C_2H_6: mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } C_3H_8: mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } C_4H_{10}: mCv_{C_4H_{10}} = 67,0 + 11920 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } C_5H_{12}: mCv_{C_5H_{12}} = 118,060 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{\text{гп}} = a_{\text{гп}} + b_{\text{гп}} \cdot T; \quad \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль К})}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{\text{ГП}} = \sum \begin{pmatrix} r_{\text{CH}_4} \cdot 26.314 \\ r_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot 41.246 \\ r_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 60.043 \\ r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot 67.0 \\ r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot 118.060 \\ r_{\text{CO}_2} \cdot 20.637 \\ r_{\text{N}_2} \cdot 27.545 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.95 \cdot 26.314 \\ 0.02 \cdot 41.246 \\ 0.01 \cdot 60.043 \\ 0 \cdot 67 \\ 0 \cdot 118.06 \\ 0 \cdot 20.637 \\ 0 \cdot 27.545 \end{pmatrix} = 26.424$$

$$b_{\text{ГП}} = \sum \begin{pmatrix} r_{\text{CH}_4} \cdot 2600 \\ r_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot 7964 \\ r_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 11382 \\ r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot 11920 \\ r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot 14096 \\ r_{\text{CO}_2} \cdot 255.4 \\ r_{\text{N}_2} \cdot 1386 \end{pmatrix} \cdot 10^{-5} = \sum \begin{pmatrix} 0.95 \cdot 2600 \\ 0.02 \cdot 7964 \\ 0.01 \cdot 11382 \\ 0 \cdot 11920 \\ 0 \cdot 14096 \\ 0 \cdot 255.4 \\ 0 \cdot 1386 \end{pmatrix} \cdot 10^{-5} = 0.027$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

$$mCv_{\text{см}} = (mCv_{\text{ГП}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{ме}} \cdot \gamma_r \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)) / ((1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r));$$

де $mCv_{\text{пов}}$ - теплоємність повітря;

$$mCv_{\text{пов}} = a_{\text{пов}} + b_{\text{пов}} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$a_{\text{пов}} = 22.709$$

$$b_{\text{пов}} = 129.8 \cdot 10^{-5}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння

$$mCv_{\text{см}} = a_{\text{см}} + b_{\text{см}} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{cm} = \frac{\sum \left(\frac{a_{\Gamma\Pi}}{a_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0} \right)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{\sum \left(\frac{26.424}{22.709 \cdot 1.45 \cdot 9.595} \right)}{14.913 \cdot (1 + 0.035)} = 23.004$$

$$b_{cm} = \frac{\sum \left(\frac{b_{\Gamma\Pi}}{b_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0} \right)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{\sum \left(\frac{0.027}{129.8 \cdot 10^{-5} \cdot 1.45 \cdot 9.595} \right)}{14.913 \cdot (1 + 0.035)} = 3.01 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

$$mCv_{m_{cm}} = a_{cm} + \frac{1}{2} \cdot b_{cm} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{m_{cm}} = a_{m_{cm}} + b_{m_{cm}} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_{m_{cm}} = a_{cm} = 23.004$$

$$b_{m_{cm}} = \frac{b_{cm}}{2} = \frac{3.01 \times 10^{-3}}{2} = 1.505 \times 10^{-3}$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску в точці "z":

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + 1.68/\alpha + (427.38 + 184.36/\alpha) \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння: кДж/ (кмоль К)

$$mCp_z = a_z + b_z \cdot T;$$

$$\text{де } a_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{1.45} = 29.333$$

$$b_z = \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} = \left(427.38 + \frac{184.36}{1.45} \right) \cdot 10^{-5} = 5.545 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску в т."z":

$$mCp_{m_z} = a_z + \frac{1}{2} \cdot b_z \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp_{m_z} = a_{m.z} + b_{m.z} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_{m.z} = a_z = 29.333$$

$$b_{m.z} = \frac{b_z}{2} = \frac{5.545 \times 10^{-3}}{2} = 2.773 \times 10^{-3}$$

Максимальна температура циклу визначається на основі рівняння:

$$(\xi_z \cdot Q_{H.P} \cdot 22.4) / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) = \beta_z \cdot mCp_{m_z} \cdot T_z - (mCv_{m_{cm}} + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c$$

Після перетворення та підстановок одержимо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b_{m.z} \cdot \beta = 2.773 \times 10^{-3} \cdot 1.001 = 2.775 \times 10^{-3}$$

$$B = a_{m.z} \cdot \beta = 29.333 \cdot 1.001 = 29.361$$

$$C' = \frac{\xi_z \cdot Q_{H.P} \cdot 22.4}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 3.643 \times 10^4 \cdot 22.4}{14.913 \cdot (1 + 0.035)} = 4.495 \times 10^4$$

$$C'' = \sum \left(\begin{array}{c} a_{m.cm} \\ b_{m.cm} \cdot T_c \\ 8.314 \cdot \lambda \end{array} \right) \cdot T_c = \sum \left(\begin{array}{c} 23.004 \\ 0.002 \cdot 829.183 \\ 8.314 \cdot 2.8 \end{array} \right) \cdot 829.183 = 39412.267$$

$$C = C' + C'' = 4.495 \times 10^4 + 3.941 \times 10^4 = 8.436 \times 10^4$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A}$$

$$\text{де } D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C = 29.361^2 + 4 \cdot 2.775 \times 10^{-3} \cdot 8.436 \times 10^4 = 1.799 \times 10^3$$

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-29.361 + \sqrt{1798.62}}{2 \cdot 0.003} = 2350.902$$

Для газових двигунів з наддувом $T_Z = (2200...2700)$ К, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c} = 1.001 \cdot 4256.529 \cdot \frac{2350.902}{829.183} = 12079.849$$

Для газових двигунів з наддувом $p_{\max} = (6500...14000)$ кПа, [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda' = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{1.208 \times 10^4}{4.257 \times 10^3} = 2.838$$

Похибка складає у %:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda' - \lambda|}{0.5 \cdot (\lambda' + \lambda)} \cdot 100 = \frac{|2.838 - 2.8|}{0.5 \cdot (2.838 + 2.8)} \cdot 100 = 1.346$$

Згідно джерела [1, ст. 9] похибка має складати $\Delta\lambda < 5\%$

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda' \cdot T_c} = \frac{1.001 \cdot 2.351 \times 10^3}{2.838 \cdot 829.183} = 1$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12}{1} = 12$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 10]

$$n_2 = 1.210$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{1.208 \times 10^4}{12^{1.21}} = 597.382$$

Для газових двигунів з наддувом $p_b = (400 \dots 750)$ кПа, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2.351 \times 10^3}{12^{1.21-1}} = 1.395 \times 10^3$$

Для газових двигунів з наддувом $T_b = (1300 \dots 1700)$ К, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня температура випускних газів, в К

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right]$$

де $k' = 1.4$ та $k'' = 1.35$ - емпіричні коефіцієнти;

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right] = \frac{1395.103}{1.4} \cdot \left[1 + (1.35 - 1) \cdot \frac{155}{597.382} \right] = 1086.998$$

Температура залишкових газів, в К

$$T_{\text{г.п}} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1.4 \times 10^3}{\sqrt[3]{\frac{597.4}{155}}} = 889.8$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{\text{г.п}}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|900 - 889.815|}{900} \cdot 100 = 1.132$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$\text{або } p_{mi}' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A - B)$$

$$\text{де } A = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{2.8 \cdot 1}{1.21 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12^{1.21 - 1}} \right) = 5.421$$

$$B = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.367 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12^{1.367 - 1}} \right) = 1.63$$

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A - B) = \frac{4256.529}{12 - 1} \cdot (5.421 - 1.63) = 1466.855$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 1466.855 = 1408.18$$

Для газових двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{M_1 \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.G} \cdot p_d \cdot 22.4} \cdot 4.186 = 1.99 \cdot \frac{14.91 \cdot 293.43 \cdot 1408.18}{0.9 \cdot 36430.39 \cdot 142.5 \cdot 22.4} \cdot 4.19 = 0.49$$

Для газових двигунів з наддувом $\eta_i = (0.28 \dots 0.46)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.G}} = \frac{3600}{0.489 \cdot 36430.39} = 0.202$$

Для газових двигунів з наддувом $b_i = (0.17 \dots 0.32) \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot v_{п.ср})$$

де $s_{пр} = 0.34$ м - хід поршня по прототипу

$$v_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 600}{30} = 6.8 \quad \text{м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot v_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 6.8) \cdot 10^3 = 168.24$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1408.18 - 168.24 = 1239.94$$

Для газових двигунів з наддувом $p_{me} = (650 \dots 2000)$ кПа, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1239.94}{1408.18} = 0.881$$

Для газових двигунів з наддувом $\eta_M = (0,75 \dots 0,90)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.489 \cdot 0.881 = 0.431$$

Для газових двигунів з наддувом $\eta_e = (0,33 \dots 0,45)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата газового палива, в $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.G}} = \frac{3600}{0.431 \cdot 36430.39} = 0.229$$

Для газових двигунів з наддувом $g_e = (0,17 \dots 0,35) \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата газового палива, в $\text{м}^3 / \text{год}$

$$B_e = g_e \cdot P_e = 0.229 \cdot 620 = 142.267$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e}{p_{me} \cdot n} \cdot 10^3 = 30 \cdot 4 \cdot \frac{620}{1.24 \times 10^3 \cdot 600} \cdot 10^3 = 100.005$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100.005}{6} = 16.667$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.25$ м - діаметр циліндру по прототипу

$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = 1.36$ - відношення ходу поршня до діаметру циліндру;

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.667}{\pi \cdot 1.36}} = 249.889 \quad \text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.25$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.889 = 339.849 \quad \text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.34$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо значення геометричних параметрів циліндру:

Діаметр циліндру $d = 250$ мм або в м $d' = d \cdot 10^{-3} = 0.25$

Хід поршня $s = 340$ мм або в м $s' = s \cdot 10^{-3} = 0.34$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 100.138$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 1000} = \frac{1.24 \times 10^3 \cdot 100.138 \cdot 600}{30 \cdot 4 \cdot 1 \times 10^3} = 620.827$$

Отримана величина відрізняється від заданої на %:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e,cr}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e,cr} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{620.827 + 620}{2} = 620.414$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e,cr}} \cdot 100 = \frac{|620.827 - 620|}{620.414} \cdot 100 = 0.133$$

, що не перевищує допустимих - 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 м^3

$$V_s = \frac{\pi \cdot d'^2}{4} \cdot s' = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.34 = 0.017$$

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.017}{12 - 1} = 1.517 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м^3

$$V_a = V_s + V_c = 0.017 + 1.517 \times 10^{-3} = 0.018$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м^3

$$V_z = V_c = 1.517 \times 10^{-3}$$

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: $180 < \varphi < 360 \Rightarrow p(\varphi) = p_d^* (V_a^*/V(\varphi))^{n1}$

на ділянці попереднього розширення: $V_c^* < V(\varphi) < V_z^* \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$

на ділянці подальшого розширення: $V_z^* < V(\varphi) < V_a^* \Rightarrow$

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

на ділянці випуску: $540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в м^3 , p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00152$	$p(0) = 142.5$	$V(180) = 0.01821$	$p(180) = 142.5$
$V(10) = 0.00168$	$p(10) = 142.5$	$V(190) = 0.01811$	$p(190) = 143.518$
$V(20) = 0.00215$	$p(20) = 142.5$	$V(200) = 0.01783$	$p(200) = 146.649$
$V(30) = 0.0029$	$p(30) = 142.5$	$V(210) = 0.01736$	$p(210) = 152.136$
$V(40) = 0.00391$	$p(40) = 142.5$	$V(220) = 0.0167$	$p(220) = 160.417$
$V(50) = 0.00512$	$p(50) = 142.5$	$V(230) = 0.01585$	$p(230) = 172.191$
$V(60) = 0.00649$	$p(60) = 142.5$	$V(240) = 0.01484$	$p(240) = 188.531$
$V(70) = 0.00795$	$p(70) = 142.5$	$V(250) = 0.01366$	$p(250) = 211.069$
$V(80) = 0.00945$	$p(80) = 142.5$	$V(260) = 0.01235$	$p(260) = 242.32$
$V(90) = 0.01093$	$p(90) = 142.5$	$V(270) = 0.01093$	$p(270) = 286.255$
$V(100) = 0.01235$	$p(100) = 142.5$	$V(280) = 0.00945$	$p(280) = 349.308$
$V(110) = 0.01366$	$p(110) = 142.5$	$V(290) = 0.00795$	$p(290) = 442.251$
$V(120) = 0.01484$	$p(120) = 142.5$	$V(300) = 0.00649$	$p(300) = 583.646$

$V(130) = 0.01585$	$p(130) = 142.5$	$V(310) = 0.00512$	$p(310) = 806.147$
$V(140) = 0.0167$	$p(140) = 142.5$	$V(320) = 0.00391$	$p(320) = 1166.586$
$V(150) = 0.01736$	$p(150) = 142.5$	$V(330) = 0.0029$	$p(330) = 1753.859$
$V(160) = 0.01783$	$p(160) = 142.5$	$V(340) = 0.00215$	$p(340) = 2650.777$
$V(170) = 0.01811$	$p(170) = 142.5$	$V(350) = 0.00168$	$p(350) = 3714.451$
$V(360) = 0.00152$	$p(360) = 4256.529$	$V(540) = 0.01821$	$p(540) = 597.382$
$V(370) = 0.00168$	$p(370) = 10707.674$	$V(550) = 0.01811$	$p(550) = 155$
$V(380) = 0.00215$	$p(380) = 7943.314$	$V(560) = 0.01783$	$p(560) = 155$
$V(390) = 0.0029$	$p(390) = 5510.928$	$V(570) = 0.01736$	$p(570) = 155$
$V(400) = 0.00391$	$p(400) = 3841.354$	$V(580) = 0.0167$	$p(580) = 155$
$V(410) = 0.00512$	$p(410) = 2769.591$	$V(590) = 0.01585$	$p(590) = 155$
$V(420) = 0.00649$	$p(420) = 2080.943$	$V(600) = 0.01484$	$p(600) = 155$
$V(430) = 0.00795$	$p(430) = 1627.859$	$V(610) = 0.01366$	$p(610) = 155$
$V(440) = 0.00945$	$p(440) = 1321.066$	$V(620) = 0.01235$	$p(620) = 155$
$V(450) = 0.01093$	$p(450) = 1107.637$	$V(630) = 0.01093$	$p(630) = 155$
$V(460) = 0.01235$	$p(460) = 955.753$	$V(640) = 0.00945$	$p(640) = 155$
$V(470) = 0.01366$	$p(470) = 845.799$	$V(650) = 0.00795$	$p(650) = 155$
$V(480) = 0.01484$	$p(480) = 765.348$	$V(660) = 0.00649$	$p(660) = 155$
$V(490) = 0.01585$	$p(490) = 706.331$	$V(670) = 0.00512$	$p(670) = 155$
$V(500) = 0.0167$	$p(500) = 663.406$	$V(680) = 0.00391$	$p(680) = 155$
$V(510) = 0.01736$	$p(510) = 633.003$	$V(690) = 0.0029$	$p(690) = 155$
$V(520) = 0.01783$	$p(520) = 612.754$	$V(700) = 0.00215$	$p(700) = 155$
$V(530) = 0.01811$	$p(530) = 601.158$	$V(710) = 0.00168$	$p(710) = 155$

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 24738.287$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.474 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.482 \times 10^3$$

Похибка теоретичного середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi.T} = \frac{2 \cdot |p_{mi.T} - p_{mi'}|}{p_{mi.T} + p_{mi'}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |1.482 \times 10^3 - 1.467 \times 10^3|}{1.482 \times 10^3 + 1.467 \times 10^3} \cdot 100 = 1.044$$

Отримання значення не перевищує допустиме значення - 5%

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.482 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.423 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi.cp}} \cdot 100$$

де $p_{mi.cp}$ - середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.408 \times 10^3 + 1.423 \times 10^3}{2} = 1.416 \times 10^3$$

$$\Delta p_{mi} = \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi.cp}} \cdot 100 = \frac{|1.408 \times 10^3 - 1.423 \times 10^3|}{1.416 \times 10^3} \cdot 100 = 1.044$$

Отримання 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;

$b'' = 130^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 10^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 30^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 150^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.257 \times 10^3 = 5.108 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 0.85 \cdot 1.208 \times 10^4 = 1.027 \times 10^4$$

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 142.5$	$V(\varphi_r) = 1.517 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 142.5$	$V(\varphi_d) = 0.018$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4256.529$	$V(\varphi_c) = 1.517 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 12064.488$	$V(\varphi_z) = 1.519 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 597.382$	$V(\varphi_b) = 0.018$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.163 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.49 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.191 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.873 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 360$	$p(\varphi_{z'}) = 4.257 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.517 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 706.331$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 710$	$p(\varphi_{r'}) = 155$	$V(\varphi_{r'}) = 1.676 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 30$	$p(\varphi_{r''}) = 142.5$	$V(\varphi_{r''}) = 2.902 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 152.136$	$V(\varphi_{d'}) = 0.017$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.108 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.517 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 366$	$p_{zд} = 1.027 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 1.575 \times 10^{-3}$

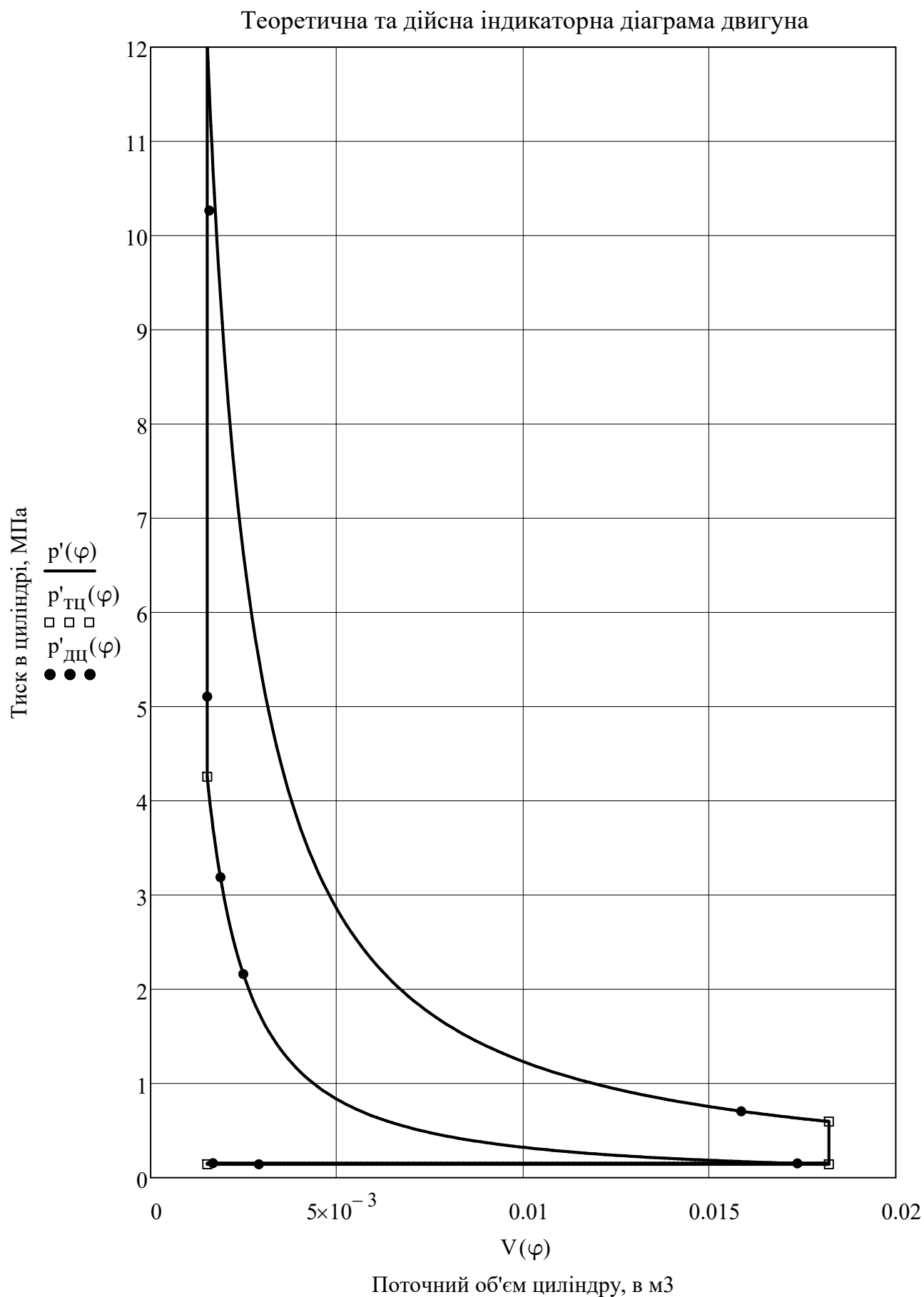


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

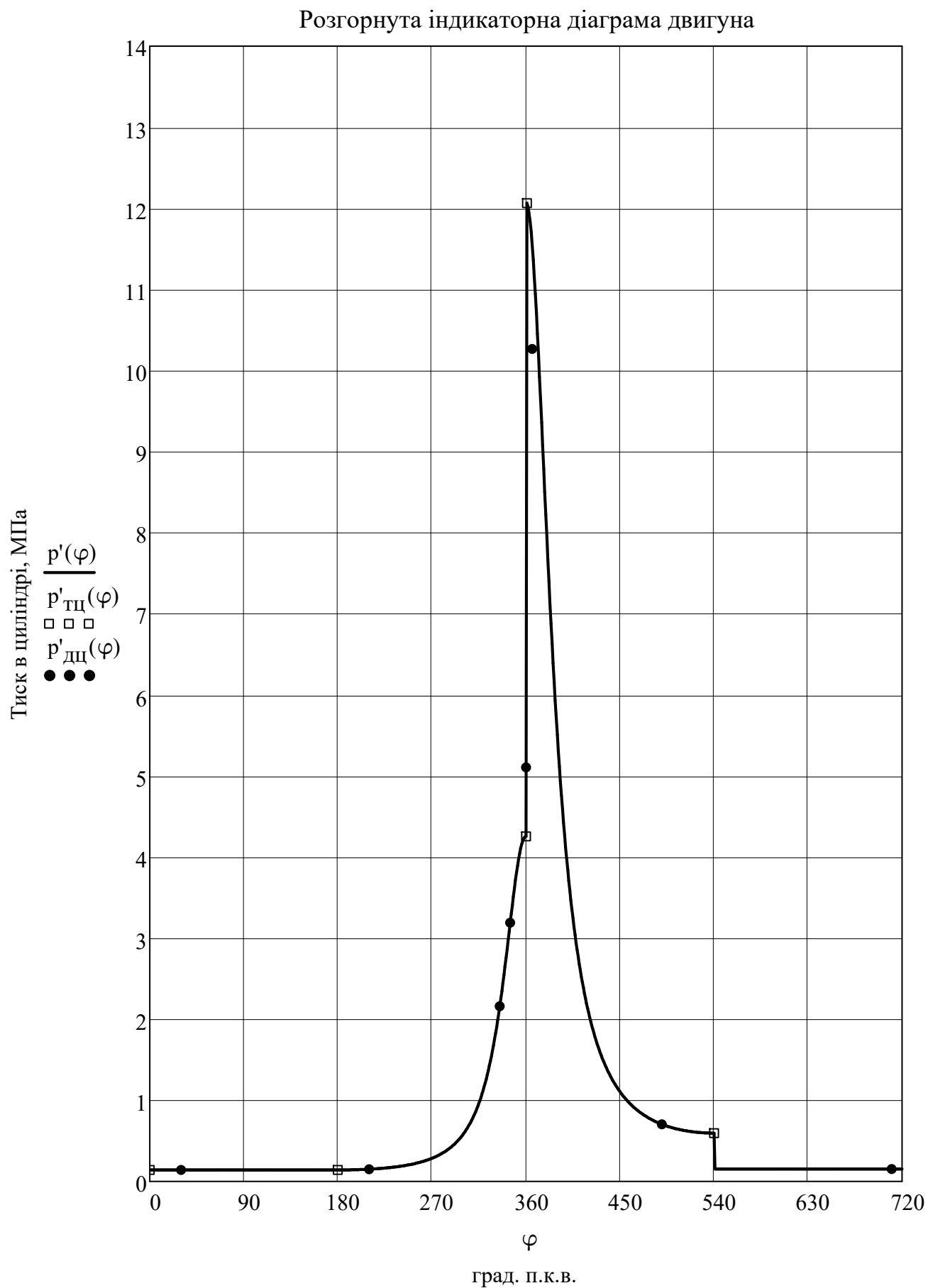


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Протягом кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунний механізм, безперервно змінюються за величиною і напрямком. Тому для визначення характеру зміни цих сил по куту повороту колінчастого вала їх величини визначають для ряду окремих положень вала.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, на основі наступних допущень:

- кривошипно-шатунний механізм виконаний за аксіальною схемою;
- напрям дії сил відбувається по нормалі до діючої поверхні;

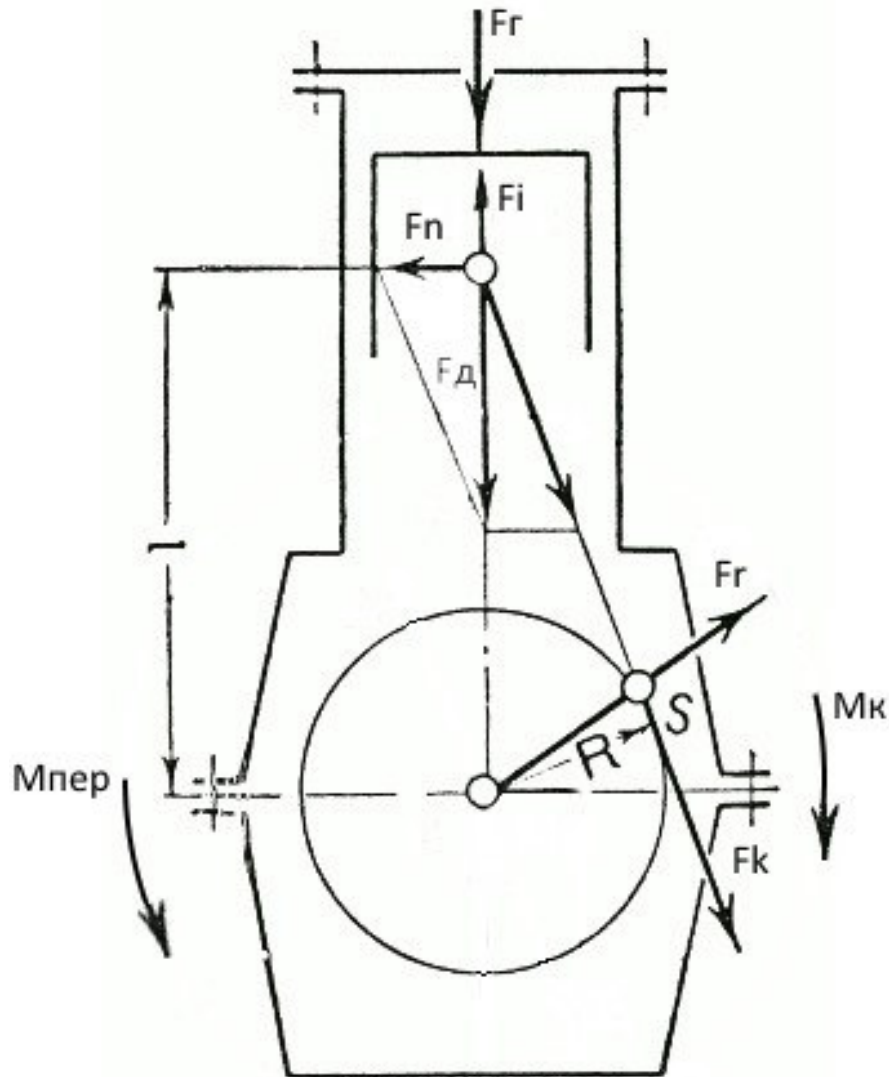


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$$m_{\Pi} = 53.5 \quad \text{кг - маса комплекту поршня}$$

$$m_{\text{III}} = 63.8 \quad \text{кг - маса комплекту шатуна}$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{III}} = 53.5 + \frac{1}{3} \cdot 63.8 = 74.767$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2 \cdot 10^3} = \frac{340}{2 \cdot 10^3} = 0.17$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{III}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.17}{0.256} = 0.664$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 250^2}{4 \cdot 10^6} = 0.049$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 600}{30} = 62.832$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

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 КІШМ:

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

$F_r(0) = 2.022$	$F_i(0) = -63.024$	$F_d(0) = -61.002$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 2.022$	$F_i(30) = -49.879$	$F_d(30) = -47.856$	$M_k(30) = -4.977$
$F_r(60) = 2.022$	$F_i(60) = -18.666$	$F_d(60) = -16.644$	$M_k(60) = -2.772$
$F_r(90) = 2.022$	$F_i(90) = 12.846$	$F_d(90) = 14.868$	$M_k(90) = 2.528$
$F_r(120) = 2.022$	$F_i(120) = 31.512$	$F_d(120) = 33.534$	$M_k(120) = 4.289$
$F_r(150) = 2.022$	$F_i(150) = 37.033$	$F_d(150) = 39.055$	$M_k(150) = 2.578$
$F_r(180) = 2.022$	$F_i(180) = 37.333$	$F_d(180) = 39.355$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.495$	$F_i(210) = 37.033$	$F_d(210) = 39.528$	$M_k(210) = -2.609$
$F_r(240) = 4.282$	$F_i(240) = 31.512$	$F_d(240) = 35.794$	$M_k(240) = -4.578$
$F_r(270) = 9.079$	$F_i(270) = 12.846$	$F_d(270) = 21.925$	$M_k(270) = -3.727$
$F_r(300) = 23.677$	$F_i(300) = -18.666$	$F_d(300) = 5.011$	$M_k(300) = -0.835$
$F_r(330) = 81.12$	$F_i(330) = -49.879$	$F_d(330) = 31.241$	$M_k(330) = -3.249$
$F_r(360) = 203.969$	$F_i(360) = -63.024$	$F_d(360) = 140.945$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 265.545$	$F_i(390) = -49.879$	$F_d(390) = 215.666$	$M_k(390) = 22.429$
$F_r(420) = 97.175$	$F_i(420) = -18.666$	$F_d(420) = 78.509$	$M_k(420) = 13.076$
$F_r(450) = 49.398$	$F_i(450) = 12.846$	$F_d(450) = 62.244$	$M_k(450) = 10.581$
$F_r(480) = 32.596$	$F_i(480) = 31.512$	$F_d(480) = 64.108$	$M_k(480) = 8.199$
$F_r(510) = 26.1$	$F_i(510) = 37.033$	$F_d(510) = 63.133$	$M_k(510) = 4.167$
$F_r(540) = 24.351$	$F_i(540) = 37.333$	$F_d(540) = 61.684$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.636$	$F_i(570) = 37.033$	$F_d(570) = 39.669$	$M_k(570) = -2.618$
$F_r(600) = 2.636$	$F_i(600) = 31.512$	$F_d(600) = 34.148$	$M_k(600) = -4.367$
$F_r(630) = 2.636$	$F_i(630) = 12.846$	$F_d(630) = 15.482$	$M_k(630) = -2.632$
$F_r(660) = 2.636$	$F_i(660) = -18.666$	$F_d(660) = -16.03$	$M_k(660) = 2.67$
$F_r(690) = 2.636$	$F_i(690) = -49.879$	$F_d(690) = -47.243$	$M_k(690) = 4.913$
$F_r(720) = 2.636$	$F_i(720) = -63.024$	$F_d(720) = -60.388$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -61.002$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -6.176$	$F_r(30) = -38.356$	$F_k(30) = -29.277$	$M_{пер}(30) = 4.977$
$F_n(60) = -3.784$	$F_r(60) = -5.045$	$F_k(60) = -16.306$	$M_{пер}(60) = 2.772$
$F_n(90) = 3.937$	$F_r(90) = -3.937$	$F_k(90) = 14.868$	$M_{пер}(90) = -2.528$
$F_n(120) = 7.624$	$F_r(120) = -23.37$	$F_k(120) = 25.229$	$M_{пер}(120) = -4.289$
$F_n(150) = 5.041$	$F_r(150) = -36.343$	$F_k(150) = 15.162$	$M_{пер}(150) = -2.578$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -39.355$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -5.102$	$F_r(210) = -36.783$	$F_k(210) = -15.346$	$M_{пер}(210) = 2.609$
$F_n(240) = -8.138$	$F_r(240) = -24.945$	$F_k(240) = -26.929$	$M_{пер}(240) = 4.578$
$F_n(270) = -5.806$	$F_r(270) = -5.806$	$F_k(270) = -21.925$	$M_{пер}(270) = 3.727$
$F_n(300) = -1.139$	$F_r(300) = 1.519$	$F_k(300) = -4.909$	$M_{пер}(300) = 0.835$
$F_n(330) = -4.032$	$F_r(330) = 25.04$	$F_k(330) = -19.112$	$M_{пер}(330) = 3.249$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 140.945$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 27.834$	$F_r(390) = 172.855$	$F_k(390) = 131.938$	$M_{пер}(390) = -22.429$
$F_n(420) = 17.85$	$F_r(420) = 23.796$	$F_k(420) = 76.916$	$M_{пер}(420) = -13.076$
$F_n(450) = 16.484$	$F_r(450) = -16.484$	$F_k(450) = 62.244$	$M_{пер}(450) = -10.581$
$F_n(480) = 14.576$	$F_r(480) = -44.677$	$F_k(480) = 48.232$	$M_{пер}(480) = -8.199$
$F_n(510) = 8.148$	$F_r(510) = -58.749$	$F_k(510) = 24.51$	$M_{пер}(510) = -4.167$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -61.684$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -5.12$	$F_r(570) = -36.914$	$F_k(570) = -15.401$	$M_{пер}(570) = 2.618$
$F_n(600) = -7.764$	$F_r(600) = -23.798$	$F_k(600) = -25.691$	$M_{пер}(600) = 4.367$
$F_n(630) = -4.1$	$F_r(630) = -4.1$	$F_k(630) = -15.482$	$M_{пер}(630) = 2.632$
$F_n(660) = 3.645$	$F_r(660) = -4.859$	$F_k(660) = 15.705$	$M_{пер}(660) = -2.67$
$F_n(690) = 6.097$	$F_r(690) = -37.865$	$F_k(690) = 28.902$	$M_{пер}(690) = -4.913$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -60.388$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

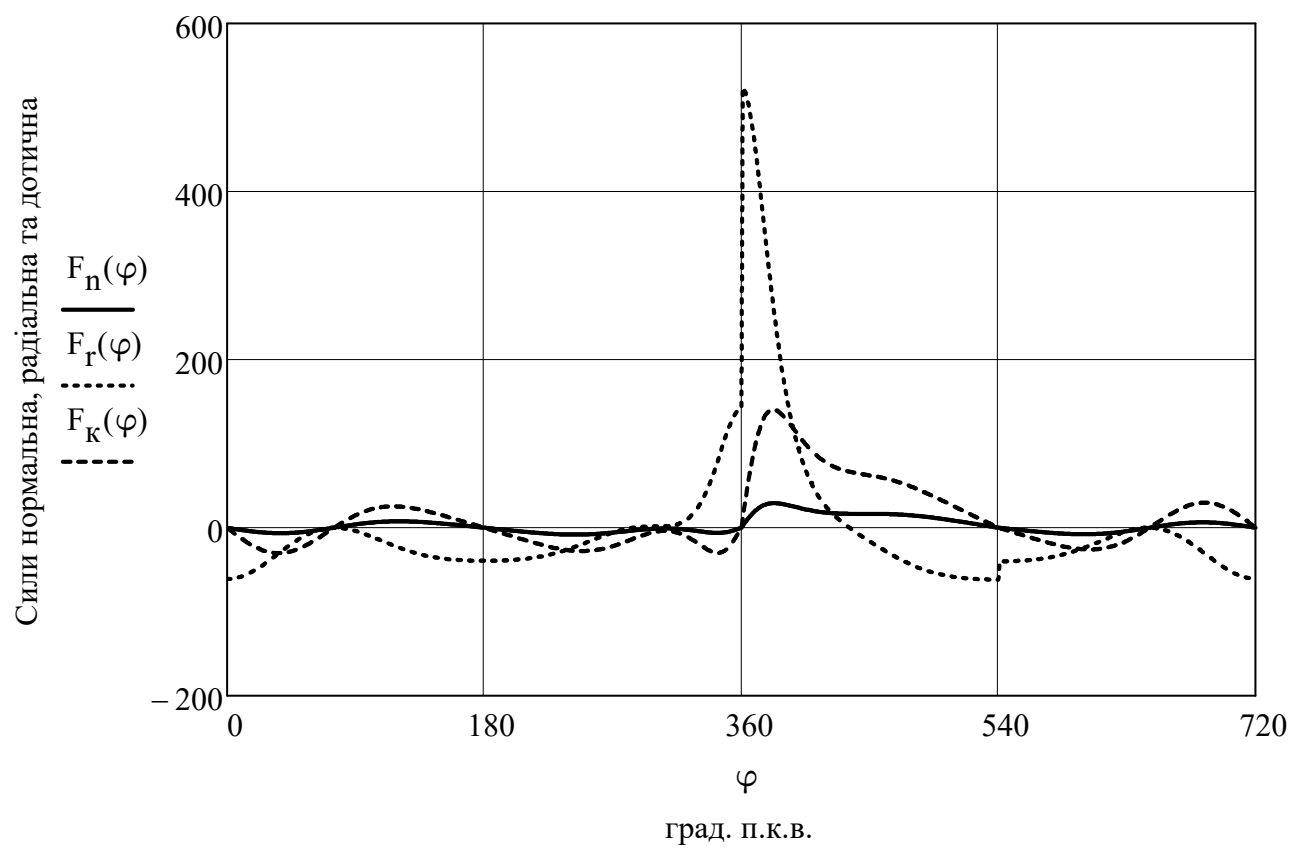
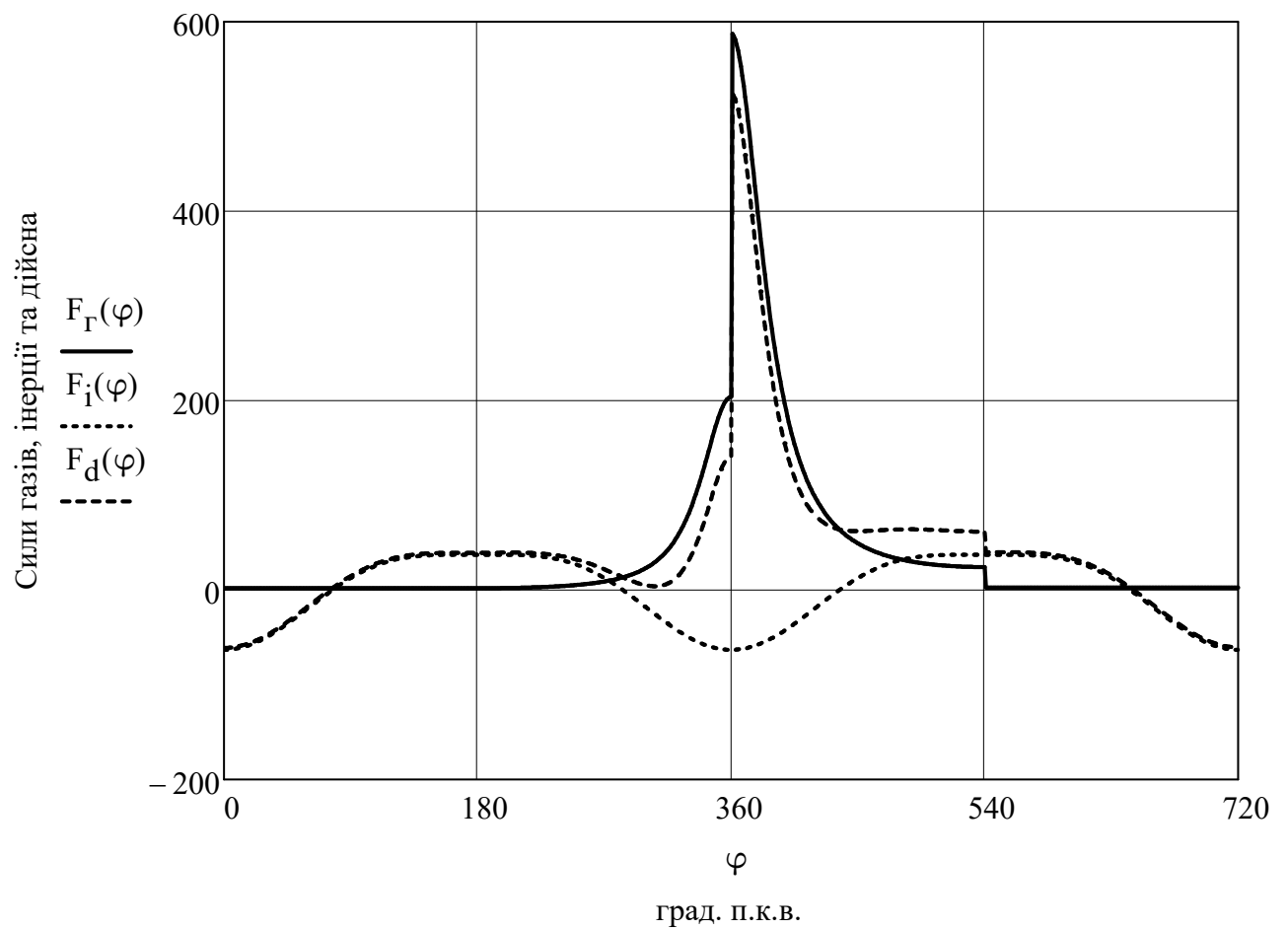


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

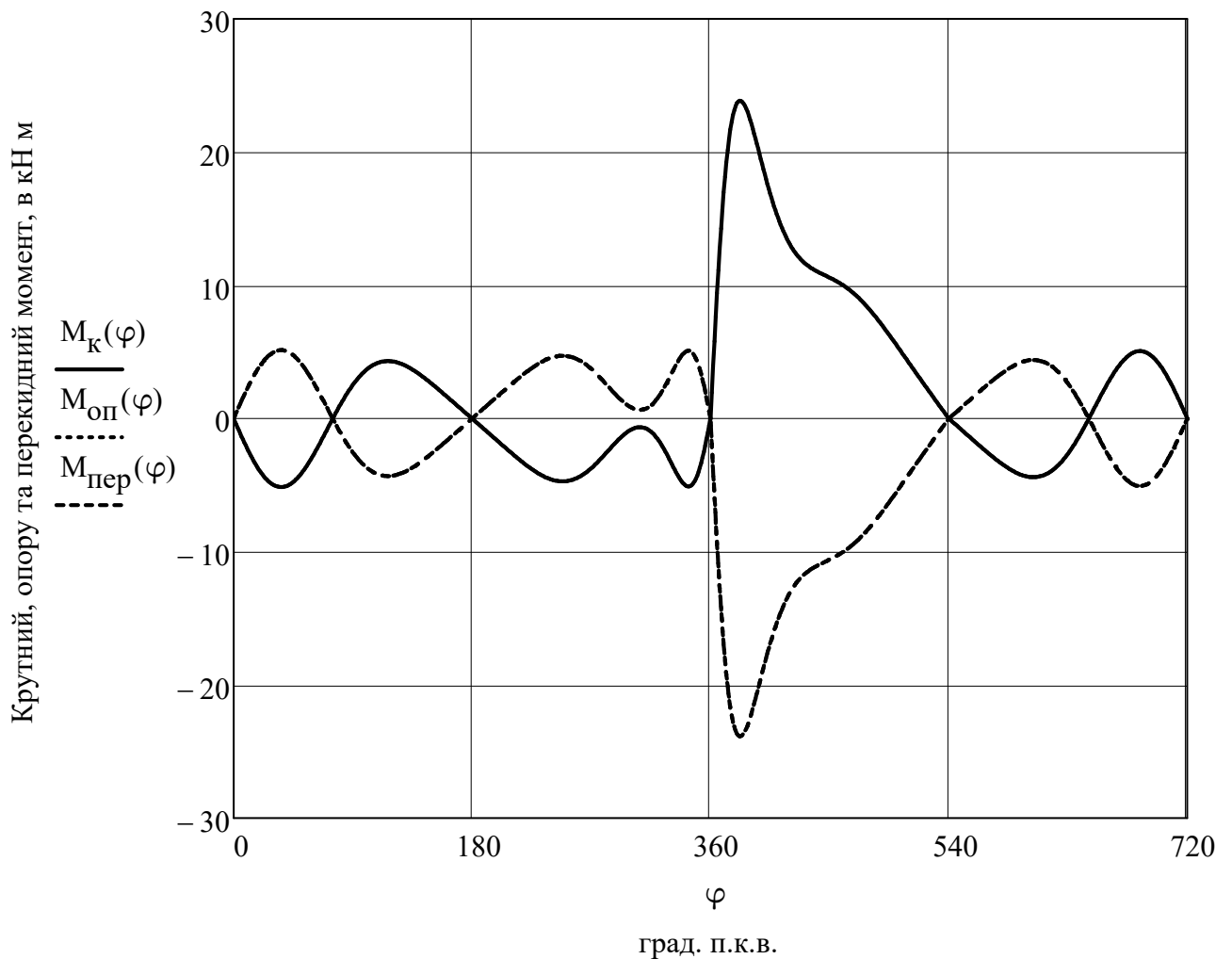


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

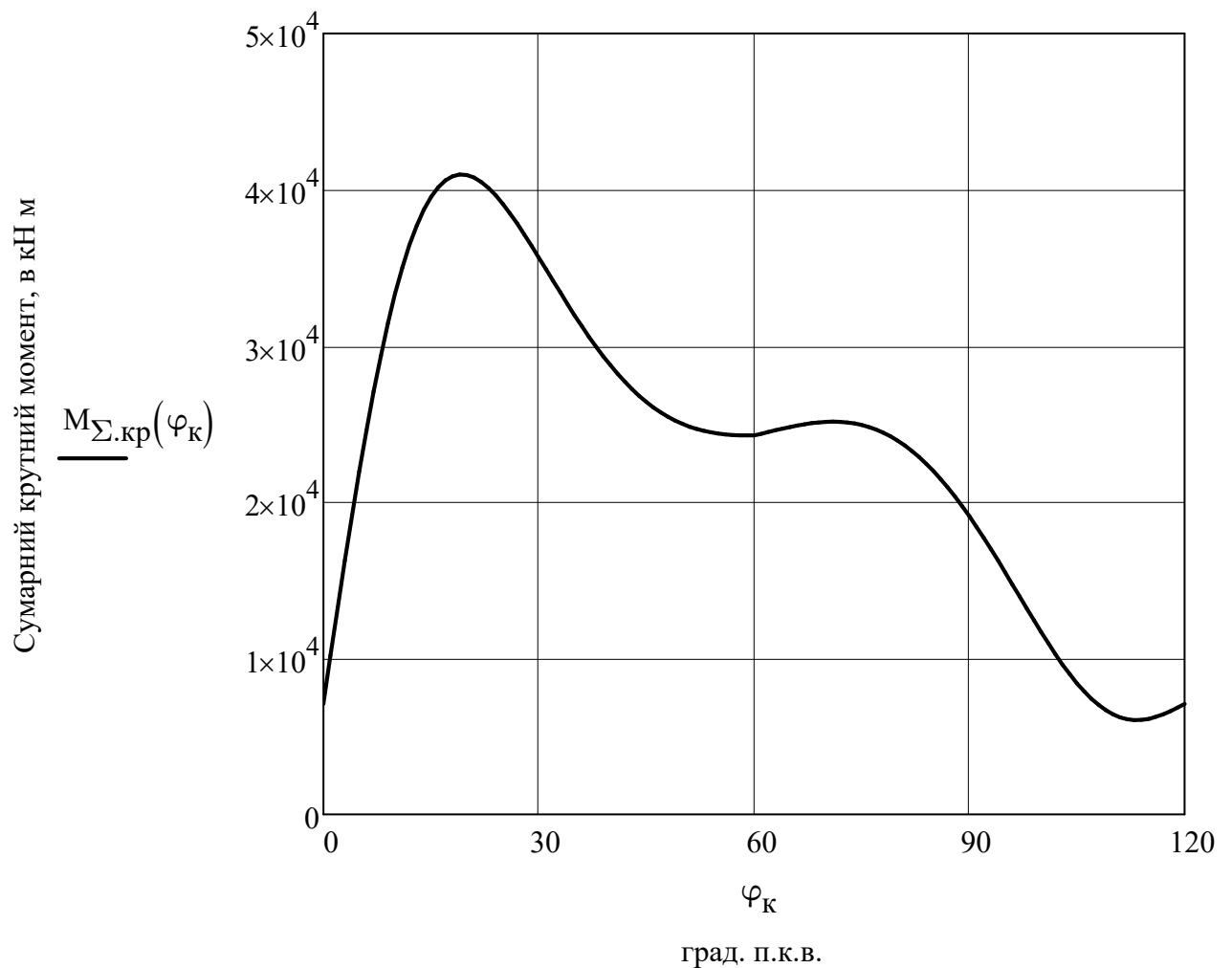


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 7.086 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.647 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.964 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.127 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.547 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.428 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.514 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.245 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.473 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 7.015 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 7.086 \times 10^3$$

2.4 Розрахунок теплового балансу

2.4.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.\Gamma}}{3.6} = \frac{142.267 \cdot 36430.39}{3.6} = 1439675.993$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 620 = 620000$$

у відсотковому відношенні

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{620000}{1439675.993} \cdot 100 = 43.065$$

перевірка:

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1439675.993 \cdot 0.431 = 620000$$

Тоді похибка $\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|620000 - 620000|}{620000} \cdot 100 = 0 \%$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

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 $\text{Дж} / \text{с}$

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.09$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$Q_w = \sum \left(\begin{array}{c} -W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}} \end{array} \right) \cdot Q_{\Pi} = \sum \left(\begin{array}{c} -0 + 0 \\ 0.09 + 0.04 \end{array} \right) \cdot 1439675.993 = 187157.879$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 168.24 = 100.944$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot s = \frac{\pi \cdot 250^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 340 = 0.017$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{100.944 \cdot 0.017 \cdot 600 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 50.542$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на тертя між поршнем і циліндром, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{T.П} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 50.542 = 50541.786$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{T.П} = 187157.879 + 50541.786 = 237699.665$$

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

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{2.377 \times 10^5 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 6.808 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

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

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{6.808 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.9} = 0.741$$

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

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 0.741 = 741.275$$

Відповідно теплота віддана в систему охолодження, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 1.872 \times 10^5 + 5.054 \times 10^4 + 741.275 = 2.384 \times 10^5$$

$$\text{або у відсотках, \%} \quad q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.384 \times 10^5}{1.44 \times 10^6} \cdot 100 = 16.562$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 900 - 273 = 627$$

Температура на початку стиску

$$t_d = T_d - 273 = 333.113 - 273 = 60.113$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання, в $\text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K})$

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 627 = 33.994$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду, в $\text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K})$

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 60.113 = 29.122$$

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

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d) \quad \text{або} \quad Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B)$$

$$A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 14.928 \cdot 33.994 \cdot 627 = 3.182 \times 10^5$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 14.913 \cdot 29.122 \cdot 60.113 = 2.611 \times 10^4$$

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{142.267}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (3.182 \times 10^5 - 2.611 \times 10^4) = 5.153 \times 10^5$$

$$\text{або у відсотках, \%} \quad q_r = \frac{Q_r}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{515283.576}{1439675.993} \cdot 100 = 35.792$$

2.4.6 Теплота, відведена з маслом і витрачається на привід масляного насосу.

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{168.24}{1408.18} \cdot 0.489 = 0.058$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.058 \cdot 1439675.993 = 84124.044$$

Перша складова теплоти, відведеної в систему мащення

$$Q_{M1} = Q_W + Q_{MD} - Q_B = 187157.9 + 84124 - 238440.9 = 32841$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

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

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{MM} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 32840.98311}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 0.00436$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{4.356 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.178$$

Друга складова теплоти, відведеної в систему мащення, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 2.178 = 2178.246$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 32840.983 + 2178.246 = 35019.229$$

$$\text{або у відсотках, \%} \quad q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{35019.229}{1439675.993} \cdot 100 = 2.432$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = \sum \begin{pmatrix} Q_{\Pi} + -Q_e \\ -Q_B + -Q_{\Gamma} \\ -Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1439675.993 + -620000 \\ -238440.94 + -515283.576 \\ -35019.229 \end{pmatrix} = 30932.248$$

$$\text{або у відсотках, \%} \quad q_{H.B} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3.093 \times 10^4}{1.44 \times 10^6} \cdot 100 = 2.149$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для ГД з Н
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 1439676$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 620000.0$	$q_e = 43.1$	23...48%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 515283.6$	$q_{\Gamma} = 35.8$	30...55%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 238440.9$	$q_B = 16.6$	12...27%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 35019.2$	$q_M = 2.4$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 30932.2$	$q_{H.B} = 2.1$	до 3%

Отримані значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка головного рівняння теплового балансу:

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{H.B} = 43.065 + 35.792 + 16.562 + 2.432 + 2.149 = 100$$

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	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	500	620,8	24,16
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1050	1240	18,10
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,425	0,431	1,41
4	Механічний ККД	η_m	-	0,870	0,881	1,26
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	м ³ /(кВт год)	210	229	9,05
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо забезпечення заданої вихідної потужності проектного газового двигуна на рівні 620 кВт. Згідно поставленого завдання, проектований двигун забезпечує підвищення ефективності роботи у порівнянні з двигуном-прототипом 6ГЧН 25/34 за рахунок удосконалення процесу запалювання газоповітряної суміші. За результатами розрахунку параметрів робочого циклу встановлено зростання ефективної потужності на 24,2% та покращення показників робочого процесу у порівнянні з прототипом.

Підвищення ефективності роботи проектного газового двигуна супроводжується зростанням середнього ефективного тиску в циліндрі на 18,1% у порівнянні з прототипом. Отримане в результаті розрахунків значення середнього ефективного тиску є вищим, що зумовлено більш стабільним і повним згорянням газоповітряної суміші, досягнутим завдяки вдосконаленню конструкції свічки запалювання та покращенню умов ініціювання горіння.

Результати оцінки ефективності протікання робочого циклу показують зростання питомої ефективної витрати палива у порівнянні з двигуном-прототипом на 9,1%. Це свідчить про погіршення економічності роботи газового двигуна

внаслідок збільшення циклової порції, яке можна покращити завдяки вдосконаленню повноти згоряння та зменшення втрат, пов'язаних з нестабільністю процесу запалювання.

Порівняння значень ефективного коефіцієнта корисної дії проектного двигуна та двигуна-прототипу показує його зростання на 1,41%, що підтверджує доцільність прийнятих технічних рішень. За умови, що рівень механічних втрат у проектного двигуна не зазнав суттєвих змін у порівнянні з прототипом, механічний ККД і дещо більшим на 1,26%.

Завдяки раціональному та обґрунтованому вибору початкових даних і допоміжних коефіцієнтів при розрахунку параметрів робочого циклу газового двигуна, було отримано вихідні параметри на достатньо високому рівні без зміни геометричних розмірів циліндро-поршневої групи. В результаті проектована силова установка характеризується покращеними показниками ефективності та економічності без суттєвого зростання масо-габаритних параметрів у порівнянні з двигуном-прототипом.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного газового двигуна, побудовано теоретичну та дійсну індикаторні діаграми, визначено сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також розраховано складові зовнішнього теплового балансу.

Отримані в результаті розрахунків вихідні параметри дозволяють оцінити якість та ефективність прийнятих технічних рішень, а також визначити напрями подальшого вдосконалення газового двигуна. Вони є основою для подальшої розробки спеціальної частини кваліфікаційної роботи, присвяченої удосконаленню конструкції свічки запалювання.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СВІЧКИ ЗАПАЛЮВАННЯ.

3.1 Опис будови та роботи штатної системи запалювання двигуна.

Система запалювання з мікропроцесорним управлінням, що працює на базі розрядки конденсаторів, і призначений для створення імпульсів струму високої напруги і подачі їх, у відповідності з заданим порядком роботи циліндрів газового двигуна, на свічки запалювання.

До складу системи запалювання входять:

- І С900 блок управління;
- пучки первинних кабелів;
- датчик імпульсів (пасивний) кутового положення колінчастого валу;
- датчик імпульсів (активний) кутового положення розподільного валу;
- дроти для датчиків імпульсу;
- котушки запалювання;
- високовольтні провід;
- свічки запалювання;
- інструкція з експлуатації.

Блок управління ІС900 отримує інформацію про частоту обертання, кутовому положенні колінчастого валу і кутовому положенні розподільного валу від трьох датчиків.

Перші два датчика встановлені на кронштейні з боку всмоктування, один перед отворами торцевої поверхні обода маховика, другий перед штифтом на ободі маховика.

Третій датчик встановлений в спеціальному корпусі на передньому щиті над прапорцем на диску датчика розподільного валу.

В процесі експлуатації, для забезпечення надійної роботи двигун-генератора, необхідно періодично контролювати відстань (величину зазору) між маховиком і датчиками імпульсів, згідно управління системою запалювання.

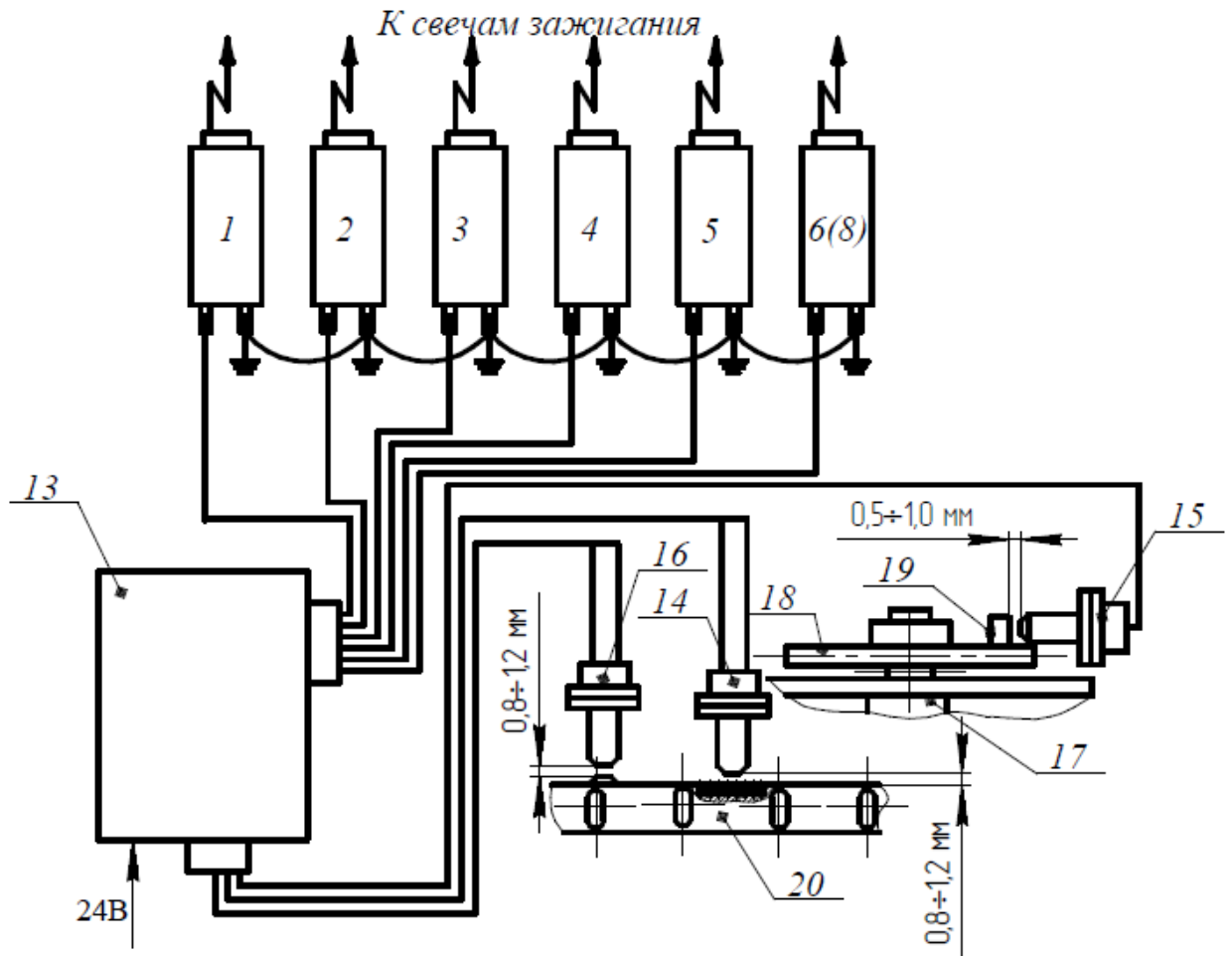


Рис. 3.1 Схема системи запалювання

1 ... 6 - котушка запалювання; 13- блок управління; 14, 15, 16 - датчики імпульсу; 17- розподільний вал; 18- диск датчика; 19- палець (прапорець); 20 маховик;

Категорично забороняється виконувати регульовальні та перевірочні операції по системі запалювання після введення в експлуатацію двигун-генератора, за винятком підрегулювання кута випередження запалювання.

У разі відмови або збоїв в роботі системи запалювання, необхідно звертатися на заводіготовитель двигун-генератора.

Для установки і перевірки кута випередження запалювання і фаз газорозподілу, на обід нанесені позначки мертвих точок для кожного циліндра і позначки кутів повороту валу з інтервалом 5° , а також є отвори 2 для провертання колінчастого валу воротком і різьбові отвори для рим-болтів.

На торцевій поверхні обода маховика з боку кріплення його до фланця коленвалу є 180 отворів і встановлений штифт 5 (84° до ВМТ першого циліндра),

які призначені для створення імпульсів датчиками системи запалювання і регулятора швидкості при його обертанні.

Датчики встановлені на кронштейні з боку всмоктування, на якому датчик 4, по розташуванню штифта 5 зміщений до краю обода маховика, а датчик 3 розташований як би під ним (датчиком 4).

Зазор між датчиками і ободом маховика повинен бути встановлений відповідно до документації на регулятор швидкості і систему запалювання.

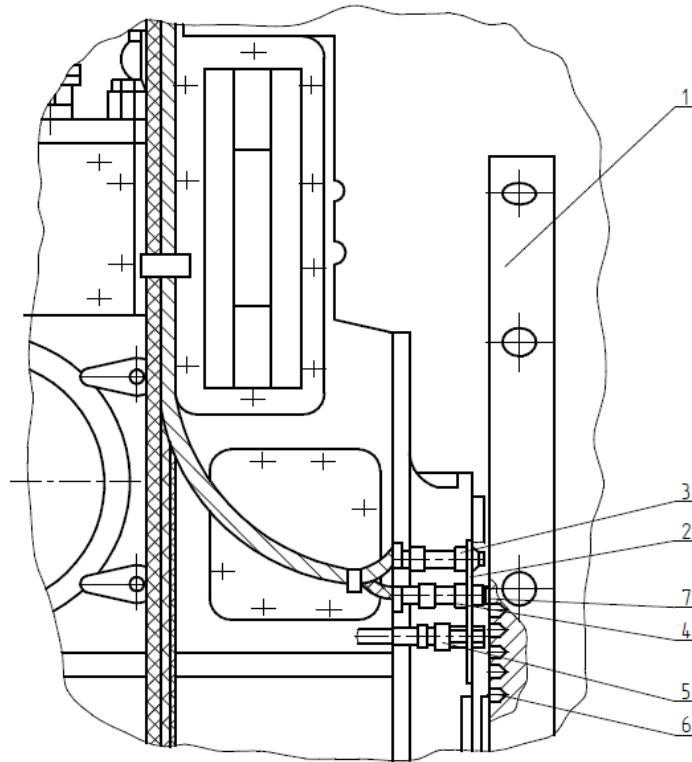


Рис. 3.2 Схема розташування датчиків

3.2 Основні вимоги та пропозиції щодо удосконалення системи запалювання

3.2.1 Основні вимоги та особливості роботи системи запалювання

До сучасних систем запалювання пред'являють безліч вимог, основними з яких є наступні:

1. Вторинна напруга повинна забезпечувати стійке іскроутворення на всіх режимах роботи двигуна при різних несприятливих умовах (забруднення

свічок, коливання напруги живлення, температури та т.і.). Вторинну напругу оцінюють по коефіцієнту запасу, який зазвичай вибирають, виходячи з того, щоб до кінця гарантійної експлуатації, без регулювання зазору між електродами свічки забезпечувалося безперебійне іскроутворення.

За час гарантійної експлуатації в результаті збільшення зазору і округлення електродів свічки, пробивна напруга $U_{пр}$ збільшується на 40-50%. Щоб гарантувати коефіцієнт запасу $K_z = 1$ в кінці пробігу, його розрахункове початкове значення повинно бути 1,4-1,6.

2. Енергія і тривалість іскрового розряду повинні бути достатні для надійного займання суміші на всіх режимах роботи двигуна.

Невелике зменшення енергії не повинно приводити до помітного погіршення характеристик двигуна. За усталеного режиму роботи двигуна з максимальною потужністю необхідна енергія в 10-15 мДж, тоді як для пуску і роботи на перехідних режимах необхідна енергія 30 мДж і вище.

Тривалість іскрового розряду також впливає на процес займання. На режимах роботи двигуна, близьких до максимальної потужності, робочий процес не лімітується часом згоряння суміші.

При збідненні робочої суміші ($\alpha = 1,0 \dots 1,4$) і роботі двигуна на режимах з погіршеними умовами, при зменшенні тривалості іскрового розряду підвищується витрата палива і знижується потужність двигуна.

До таких режимів відносяться:

а) режими малих (часткових) навантажень, особливо при високій частоті обертання колінчастого валу двигуна;

б) режим холостого ходу – робоча суміш перезбагачена і надто розбавлена залишковими газами;

в) перехідні режими, при яких суміш збіднюється або збагачується;

г) режим пуску двигуна, що характеризується різкою неоднорідністю суміші, низькими значеннями її температури і тиску.

Прийнято вважати, що тривалість іскрового розряду не повинна в часі бути менше 1мс.

3.2.2 Пропозиції щодо удосконалення системи запалювання

Аналіз роботи штатної системи запалювання газового двигуна показує, що ефективність процесу ініціювання згоряння газоповітряної суміші значною мірою визначається конструктивними особливостями свічки запалювання та її тепловим станом у процесі експлуатації. За умов високих термічних і електричних навантажень, характерних для газових двигунів великої потужності, штатні одноелектродні свічки не завжди забезпечують стабільне займання суміші на всіх режимах роботи, що може призводити до пропусків запалювання, погіршення економічних показників і зниження ресурсу двигуна.

З метою підвищення ефективності та надійності системи запалювання в даній роботі пропонується застосування багатоелектродної свічки запалювання з термозахисним покриттям центрального електрода. Використання багатоелектродної конструкції дозволяє сформулювати декілька альтернативних шляхів іскрового розряду, що підвищує ймовірність стабільного займання газоповітряної суміші за змінних умов тиску, температури та складу суміші в циліндрі.

Наявність декількох бічних електродів сприяє рівномірнішому розподілу електричних і теплових навантажень, зменшенню інтенсивності ерозії електродів та збільшенню ресурсу свічки запалювання. Крім того, багатоелектродна схема забезпечує стабільні параметри іскроутворення навіть у разі часткового зносу окремих електродів, що є важливим фактором для двигунів стаціонарних електростанцій з тривалими міжсервісними інтервалами.

Для підвищення термічної стійкості свічки та зменшення теплових втрат пропонується нанесення термозахисного покриття на центральний електрод. Таке покриття знижує інтенсивність теплопередачі від електрода до корпусу свічки, що сприяє підтриманню оптимальної робочої температури зони іскроутворення. Це, у свою чергу, забезпечує більш стабільний електричний розряд, покращує умови займання суміші та зменшує ризик утворення нагару.

Застосування багатоелектродної свічки з термозахисним покриттям центрального електрода дозволяє підвищити повноту та стабільність згоряння газоповітряної суміші, що позитивно впливає на ефективні показники газового двигуна, знижує питому витрату палива та зменшує рівень токсичних викидів. Запропоноване технічне рішення не потребує суттєвих змін у конструкції двигуна та може бути реалізоване в межах модернізації існуючої системи запалювання.

3.3 Розрахунок параметрів елементів системи запалювання.

3.3.1 Вихідні дані для розрахунку:

Ступінь стиснення.....	12
Оберти колінчастого валу	600 хв ⁻¹
Кількість циліндрів	6
Максимальна частота обертання,	600 хв ⁻¹
Кут випередження запалювання,	25° ПКВ
Чергування іскор,	60° ПКВ

Розрахунок необхідних вихідних характеристик заданої системи запалювання ведеться за допомогою номограм. Для такого розрахунку крім початкових даних наведених вище, необхідно мати характеристику відцентрового автомата розподільника $\theta = f(n_{дв})$

3.3.2 Розрахунок максимального значення вторинного напруги

Необхідну значення максимального вторинного напруги системи запалювання визначається в відповідно з ОСТ 37.003.003-70. Згідно стандарту необхідне значення вихідного напруги системи запалювання визначається по формулою:

$$U_2^* = U_{пр}(d) K_3^* ,$$

де K_3^* - необхідне значення коефіцієнта запасу по вторинній напрузі;
(приймаємо $K_3^*=1,5$);

$U_{\text{пр}}(d)$ – пробивна напруга нової свічки запалювання; величина пробивної напруги нової свічки запалювання в режимі пуску двигуна, визначена за допомогою номограм дорівнює $U_{\text{пр}} = 14$ кВ. Тоді:

$$U_2^* = 14 \cdot 1,5 = 21 \text{ кВ.}$$

3.3.3 Визначимо вторинну напругу для іскрового проміжку 0,7 мм,

$$U_{\text{пр}(0,7)} = U_{\text{пр}1} - U_{\text{пр}2} - U_{\text{пр}3},$$

де $U_{\text{пр}1}$ – пробивну напруга свічки при температурі $+20^\circ\text{C}$;

$U_{\text{пр}2}$ – зниження пробивного напруги свічки в результаті іонізації при температурі стиснення;

$U_{\text{пр}3}$ – зниження пробивного напруги свічки внаслідок іонізації під впливом температури центрального електроду свічки.

Пробивна напруга $U_{\text{пр}1}$ визначена з [5, с.16] по номограмі 2, з урахуванням впливу геометричного ступеня стиску ε , частоти обертання колінчастого валу і кута випередження запалювання θ . Отримане в результаті значення $U_{\text{пр}1} = 33$ кВ.

Другий член формули $U_{\text{пр}2}$ визначено за допомогою номограми 3 з [5, с.18]. Значення напруги дорівнює $U_{\text{пр}2} = 18,5$ кВ.

Третій член формули знайдено по номограмі 3 з [5, с.19]. Відповідно до заданої частоти обертання колінчастого валу двигуна ($n=500 \text{ хв}^{-1}$). Отримане в результаті обробки номограми значення $U_{\text{пр}3} = 3,5$ кВ.

На основі отриманих значень визначаємо результуюче значення $U_{\text{пр}}$ в режимі повного дроселя при $n=500 \text{ хв}^{-1}$ для зазору свічки 0,7 мм.

$$U_{\text{пр}(0,7)} = U_{\text{пр}1} - U_{\text{пр}2} - U_{\text{пр}3} = 33 - 18,5 - 3,5 = 11 \text{ кВ.}$$

За умови зменшення величини зазору внаслідок експлуатаційних факторів (забруднення, перерегулювання, замаслення та т.і.) результуюче значення пробивної напруги (зазор 0,6).

$$U_{\text{пр}(0,6)} = U_{\text{пр}(0,7)} + 10 \cdot (0,6 - 0,7) = 11 + 10 \cdot (-0,1) = 10 \text{ кВ.}$$

3.3.4 Розрахунок енергії іскрового розряду

Емпірична формула, що зв'язує величину енергії іскри з параметрами двигуна має вид:

$$Wp = 8 \cdot 10^5 \frac{\tau^{1,5}}{n_{\text{дв}} \varepsilon^3 d};$$

де $\tau = 4$ – тактність двигуна;

$n_{\text{дв}} = 600 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання колінчастого валу;

$\varepsilon = 12,0$ – геометрична ступінь стиску;

$d = 0,7 \text{ мм}$ – зазор між електродами свічки.

$$Wp = 8 \cdot 10^5 \frac{4^{1,5}}{600 \cdot 12,0^3 \cdot 0,7} = 15,796$$

Ця формула показує, що необхідна для надійного займання енергія іскри зворотно пропорційна ступеню стиснення, частоті обертання колінчастого валу двигуна, зазору в свічці запалювання і прямо пропорційна тактності двигуна.

3.3.5 Розрахунок тривалості іскрового розряду

Мінімальна тривалість іскрового розряду, забезпечує надійне займання паливної суміші визначається по формулою:

$$tp = 150 \frac{Wp^{0,5} \tau}{d^2 n^{0,2}} (\text{мс}). \text{ або } tp = 150 \frac{15,796^{0,54}}{0,7^2 500^{0,2}} = 1,404$$

Згідно зазначеної формули мінімальна тривалість іскрового розряду, необхідна для надійного займання паливної суміші, прямо пропорційна величиною необхідної енергії і тактності двигуна і зворотно пропорційна зазору в свічці запалювання і частоті обертання двигуна.

3.3.6. Розрахунок вихідних характеристик обраної системи запалювання

Вихідними даними для розрахунку характеристик системи запалювання є:

- число циліндрів двигуна $z = 6$;
- напруга в режимі пуску $U_{\text{оп}} = 8 \text{ В}$;
- напруга в системі електропостачання в робочому режимі $U_{\text{п}} = 14 \text{ В}$;
- опір контактів вимикача запалювання, перехідних контактів і проводів $R_{\text{п}} = 0,2 \text{ Ом}$;
- опір ділянки первинної ланцюга в електронному комутаторі

$$R_{\text{к}} = U_{\text{нас}}/I_{\text{р}} + R_{\text{и.р.}} = 2/8 + 0,05 = 0,25 + 0,05 = 0,3 \text{ Ом}$$

де $R_{\text{и.р.}} = 0,05 \text{ Ом}$ – опір індикаторного резистора в блоці обмеження струму;

- опір первинної обмотки котушки запалювання $R_1 = 0,45 \text{ Ом}$;
- опір вторинної обмотки котушки запалювання $R_2 = 4,5 \text{ кОм}$;
- індуктивність первинної обмотки котушки запалювання $L_1 = 3,7 \text{ мГн}$;
- індуктивність вторинної обмотки котушки запалювання $L_2 = 24 \text{ Гн}$;
- коефіцієнт трансформації котушки запалювання $K_{\text{тр}} = 82$;
- коефіцієнт магнітної зв'язки обмоток котушки запалювання $K_{\text{св}} = 0,95$;
- коефіцієнт зменшення струму розриву $K_{\text{у}} = 0,97$;
- ємність первинної ланцюга системи запалювання $C_1 = 1 \text{ мкФ}$;
- ємність вторинного ланцюга системи запалювання

$$C_2 = C_{\text{к}} + C_{\text{р}} + C_{\text{п}} + C_{\text{с}} = 31 + 20 + 21 + 11 = 83 \text{ пФ};$$

- опір втрат котушки запалювання $R_{\text{пк}} = 0,7 K_{\text{тр}} = 6,3 \text{ МОм}$;
- опір перешкодоподавлювального резистора під вторинної ланцюга $R_{\text{пп}} = 6 \text{ кОм}$;

- опір високовольтних проводів під вторинної ланцюга $R_{\text{вв}}=2,6 \text{ кОМ}$
- залежність часу протікання первинного струму t_n від частоти обертання двигуна;
- значення струму обмеження $I_o = 8 \text{ А}$.

3.3.7 Розрахунок величини струму розриву I_p системи запалювання з нормованим часом накопичення енергії

Визначаємо сумарне опір первинної ланцюга системи запалювання $R_{\text{ц}}$:

$$R_{\text{ц}} = R_{\text{п}} + R_1 + R_{\text{к}}. \text{ або } R_{\text{ц}} = 0,2 + 0,43 + 0,3 = 0,95 \text{ Ом.}$$

Розраховуємо залежність струму розриву I_p^* (без обліку обмеження первинного струму) від частоти обертання двигуна.

При пуску

$$I_p^*(n) = U_{\text{БП}} \cdot (1 - \exp(-t_n \cdot R_{\text{ц}}/L_1))/R_{\text{ц}}$$

$$I_p^*(150) = 8 \cdot (1 - \exp(-84 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95/3,7 \cdot 10^{-3}))/0,95 = 8,4 \text{ А};$$

в робочому режимі

$$I_p^*(n) = U_{\text{БП}} \cdot (1 - \exp(-t_n \cdot R_{\text{ц}}/L_1))/R_{\text{ц}}$$

$$I_p^*(1000) = 14 \cdot (1 - \exp(-7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95/3,7 \cdot 10^{-3}))/0,95 = 12,2 \text{ А.}$$

Залежність струму розриву I_p від частоти обертання двигуна:

якщо $I_p^* \geq I_o$, то $I_p = I_o$;

якщо $I_p^* < I_o$, то $I_p = I_p^*$.

3.3.8 Розрахунок максимального значення вторинного напруги

Величину максимального вторинного напруги U_2 в робочому і пусковому режимах розраховуємо по формулою:

$$U_2(n_{\text{дв}}) = I_p(n_{\text{дв}}) \cdot K_{\text{тр}} \cdot K_{\text{СВ}} \cdot K_y \cdot \eta,$$

де $I_p(n_{\text{дв}})$ – значення струму розриву при частоті обертання колінчастого валу двигуна $n_{\text{дв}}$;

$K_{\text{тр}}$ – коефіцієнт трансформації котушки запалювання;

$K_{\text{СВ}}$ – коефіцієнт магнітної зв'язку між первинною і вторинною обмотками котушки запалювання, залежний від форми магнітопроводу і взаємного розташування обмоток;

K_y – коефіцієнт зменшення струму розриву, що враховує втрати енергії в транзисторі при його запиранні;

L_1 – індуктивність первинної обмотки котушки запалювання;

C – еквівалентна, наведена до первинної обмотки ємність системи запалювання.

Величина ємності C визначається з співвідношення

$$C = C_1 + C_2 \cdot K_{\text{тр}2},$$

де C_1 – ємність конденсатора первинного ланцюга, включеного паралельно вихідному транзистору в комутаторі;

C_2 – ємність вторинної ланцюга системи запалювання (щодо маси двигуна);

$$C_2 = C_k + C_p + C_{\Pi} + C_c,$$

де C_k – власна зосереджена ємність вторинної обмотки котушки запалювання, еквівалентна розподіленій ємності. $C_k = 31$ пФ.

C_p – ємність струмоведучих деталей розподільника, $C_p = 20$ пФ.

C_{Π} – ємність високовольтних проводів (центрального) і свічкового.

$C_{\Pi} = 0,2$ пФ/см, $C_{\Pi} = 0,2 \cdot (50 + 55) = 21$ пФ.

C_c – ємність свічки. $C_c = 11$ пФ.

$$C_2 = 83 \text{ пФ при } C_{ш} = 0$$

$$C_2 = 83 + 50 = 133 \text{ пФ при } C_{ш} = 50 \text{ пФ.}$$

Таким чином,

$$C = 1 \cdot 10^{-6} + 83 \cdot 10^{-12} \cdot 822 = 1,56 \cdot 10^{-6} \text{ (Ф) при } C_{ш} = 0$$

та

$$C = 1 \cdot 10^{-6} + 133 \cdot 10^{-12} \cdot 822 = 1,9 \cdot 10^{-6} \text{ (Ф) при } C_{ш} = 50 \text{ пФ.}$$

Коефіцієнт затухання вторинного напруги η розраховуємо по формулою:

$$\eta = e^{\left(\frac{-\arctg \sqrt{(4R^2C/L1)-1}}{\sqrt{(4R^2C/L1)-1}} \right)}$$

де R – сумарний опір втрат, наведений до первинної обмотки, знаходимо по формулам:

$$R = R_{пк}/K_{тр2}, \text{ якщо } R_{ш} = \infty;$$

$$R = R_{ш} \cdot R_{пк} / ((R_{ш} + R_{пк}) \cdot K_{тр2}), \text{ якщо } R_{ш} \neq \infty.$$

$R_{пк}$ – опір втрат котушки запалювання, що враховує втрати енергії в магнітопроводі котушки, міді обмоток, ізоляції.

$$R_{пк} = 0,7 \sqrt{Kmp} = 0,7 \sqrt{82} = 6,3 \text{ МОм}$$

$R_{ш}$ – шунтуючий опір, що враховує втрати енергії через нагар на тепловому конусі свічки.

при $R_{ш} = \infty$

$$R = 6,3 \cdot 10^6 / 82^2 = 936,94 \text{ Ом;}$$

при $R_{ш} = 2,5 \text{ МОм}$

$$R = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 6,3 \cdot 10^6}{(2,5 + 6,3) \cdot 10^6 \cdot 82^2} = 266,2 \text{ Ом}$$

Величина коефіцієнта затухання при $R_{ш} = \infty$ і $C_{ш} = 0$ відповідно буде

$$\begin{aligned} \eta &= e^{\left(\frac{-\arctg \sqrt{(4 \cdot (936,94)^2 \cdot 1,56 \cdot 10^{-6} / (3,7 \cdot 10^{-3})) - 1}}{\sqrt{(4 \cdot (936,94)^2 \cdot 1,56 \cdot 10^{-6} / (3,7 \cdot 10^{-3})) - 1}} \right) - 1} = e^{\left(\frac{-\arctg 38,46}{38,46} \right)} = \\ &= e^{-1,54/38,46} = 0,96; \end{aligned}$$

при $R_{ш} = 2,5 \text{ МОм}$ і $C_{ш} = 50 \text{ пФ}$

$$\begin{aligned} \eta &= e^{\left(\frac{-\arctg \sqrt{(4 \cdot (266,2)^2 \cdot 1,9 \cdot 10^{-6} / (3,7 \cdot 10^{-3})) - 1}}{\sqrt{(4 \cdot (266,2)^2 \cdot 1,9 \cdot 10^{-6} / (3,7 \cdot 10^{-3})) - 1}} \right) - 1} = e^{\left(\frac{-\arctg 12}{12} \right)} = \\ &= e^{-1,49/12} = 0,88; \end{aligned}$$

Тепер можна розрахувати залежність $U_2 = f(n_{дв})$ для двох значень параметрів шунтуючого навантаження:

Для частоти обертання колінчастого валу $n_{дв} = 500 \text{ хв}^{-1}$

при $R_{ш} = \infty$, $C_{ш} = 0$

$$\begin{aligned} U_2(500) &= I_p(500) \cdot K_{тр} \cdot K_{св} \cdot K_y \cdot \sqrt{L1/C} \cdot \eta = \\ &= 8 \cdot 82 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot \sqrt{(3,7 \cdot 10^{-3}) / (1,56 \cdot 10^{-6})} \cdot 0,96 = 28,26 \text{ кВ}; \end{aligned}$$

при $R_{ш} = 2,5 \text{ МОм}$, $C_{ш} = 50 \text{ пФ}$

$$\begin{aligned} U_2(500) &= I_p(500) \cdot K_{тр} \cdot K_{св} \cdot K_y \cdot \sqrt{L1/C} \cdot \eta = \\ &= 8 \cdot 82 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot \sqrt{(3,7 \cdot 10^{-3}) / (1,9 \cdot 10^{-6})} \cdot 0,88 = 23,47 \text{ кВ}. \end{aligned}$$

3.3.9 Розрахунок тривалості іскрового розряду

Тривалість іскрового розряду визначаємо по формулою

де $R_{2\Sigma} = R_2 + R_{\text{пп}} + R_{\text{вв}}$ – сумарне опір вторинної ланцюга;

I_{pm} – максимальне значення струму іскрового розряду;

$I_{\text{кр}}$ – критичне значення струму, при якому припиняється іскровий розряд;

U_p – напруга індуктивної фази іскрового розряду.

$$R_{2\Sigma} = R_2 + R_{\text{пп}} + R_{\text{вв}} = 4,5 + 6 + 2,6 = 13,1 \text{ кОМ.}$$

Напруга індуктивної фази іскрового розряду U_p складається, при електронному розподілі іскор по циліндрах двигуна, з падінь напруги між електродами свічок запалювання в робочому і холостому циліндрах:

$$U_p = U_{\text{свр}} + U_{\text{свх}}.$$

Падіння напруги між електродами свічки запалювання при іскровому розряді складається з катодного падіння напруги U_k , анодного падіння напруги U_a і падіння напруги в газовому стовпі між електродами U_d . Величина анодного падіння напруги незначна, і нею можна при розрахунках знехтувати.

Величина U_d прямо пропорційна віддалі між електродами d і напруженості електричного поля E . Таким чином, отримуємо остаточну формулу для розрахунку величини падіння напруги між електродами свічки запалювання:

$$U_{\text{св}} = U_k + E_d,$$

де $U_k = 300 \text{ В}$; $E = 100 \text{ В/мм}$; d – відстань між електродами розрядника, що імітує роботу свічки запалювання; (для свічки запалювання в робочому циліндрі $d = 7 \text{ мм}$, в холостому циліндрі $d = 1 \text{ мм}$).

Таким чином,

$$U_{\text{свр}} = 300 + 100 \cdot 7 = 1000 \text{ В};$$

$$U_{\text{свх}} = 300 + 100 \cdot 1 = 400 \text{ В.}$$

$$U_p = U_{свр} + U_{свх} = 1000 + 400 = 1400 \text{ В.}$$

Максимальне значення струму іскрового розряду I_{pm} розраховуємо по формулою:

$$I_{pm} = I_p \cdot K_y \cdot \eta / K_T,$$

де I_p – значення струму розриву з таблиці 6 [5, ст. 25];

η – коефіцієнт затухання, що враховує зниження максимального значення струму розряду за рахунок витоку струму через опір втрат, шунтуючого опору і вторинну ємність;

K_T – коефіцієнт трансформації котушки запалювання;

K_y – коефіцієнт зниження струму розриву внаслідок втрат енергії на контактах переривника.

Для частоти обертання $n_{дв} = 500 \text{ хв}^{-1}$

при $R_{ш} = \infty$, $C_{ш} = 0$

$$I_{pm} = 8 \cdot 0,97 \cdot 0,96 / 82 = 90,8 \text{ мА};$$

при $R_{ш} = 2,5 \text{ МОМ}$, $C_{ш} = 50 \text{ пФ}$

$$I_{pm} = 8 \cdot 0,97 \cdot 0,88 / 82 = 83,3 \text{ мА.}$$

Використовуючи залежність $I_{pm} = f(n_{дв})$, розраховуємо залежність $t_p = f(n_{дв})$ для двох значень шунтуючого навантаження.

Для частоти обертання $n_{дв} = 600 \text{ хв}^{-1}$

при $R_{ш} = \infty$, $C_{ш} = 0$

$$tp(600) = \frac{24}{13,1 \cdot 10^3} \cdot \ln\left(\frac{1 + 90,8 \cdot 10^{-3} \cdot 13,1 \cdot 10^3 / 1400}{1 + 2 \cdot 10^{-3} \cdot 13,1 \cdot 10^3 / 1400}\right) = 1,1 \text{ мс};$$

при $R_{ш} = 2,5 \text{ МОМ}$, $C_{ш} = 50 \text{ пФ}$

$$tp(600) = \frac{24}{13,1 \cdot 10^3} \cdot \ln\left(\frac{1+83,3 \cdot 10^{-3} \cdot 13,1 \cdot 10^3 / 1400}{1+2 \cdot 10^{-3} \cdot 13,1 \cdot 10^3 / 1400}\right) = 1 \text{ мс};$$

3.3.10 Розрахунок енергії іскрового розряду

Енергію іскрового розряду визначаємо по формулою

$$W_p = 0,5 \cdot I_{pm} \cdot t_p \cdot U_{св}.$$

Для частоти обертання колінчастого вала $n_{дв} = 500 \text{ хв}^{-1}$

при $R_{ш} = \infty$, $C_{ш} = 0$

$$W_p = 0,5 \cdot 90,8 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 50 \text{ мДж};$$

при $R_{ш} = 2,5 \text{ МОМ}$, $C_{ш} = 50 \text{ пФ}$

$$W_p = 0,5 \cdot 83,3 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 41,65 \text{ мДж};$$

3.3.11 Оцінка відповідності обраної системи запалювання заданих параметрам двигуна

Розрахуємо залежність реальних коефіцієнтів запасу по напрузі, тривалості і енергії іскрового розряду від частоти обертання колінчастого вала двигуна для різного шунтуючого навантаження.

Коефіцієнт запасу по напрузі K_u розраховується по формулам:

- при пуску $K_u = (U_2 - \Delta U) / U_{пр}$

при $R_{ш} = \infty$, $C_{ш} = 0$

$$K_u(150) = (28,26 - 1) / 14 = 1,95;$$

при $R_{ш} = 2,5 \text{ МОМ}$, $C_{ш} = 50 \text{ пФ}$

$$K_u(150) = (23,47 - 1)/14 = 1,6.$$

- в робочому режимі $K_u = (0,85 \cdot U_2 - \Delta U)/U_{пр}$

при $R_{ш} = \infty$, $C_{ш} = 0$

$$K_u(500) = (0,85 \cdot 28,26 - 1)/10 = 2,3;$$

при $R_{ш} = 2,5 \text{ МОМ}$, $C_{ш} = 50 \text{ пФ}$

$$K_u(500) = (0,85 \cdot 23,47 - 1)/10 = 1,9,$$

де $\Delta U = 1 \text{ кВ}$ враховує падіння напруги при пробіі іскрового розподільника або іскрового проміжку свічки в неробочому циліндрі.

3.3.12 Коефіцієнти запасу по тривалості K_t і енергії K_w визначаються по формулам:

$$K_t = t_p/t_p^* \text{ і } K_w = W_p/W_p^*.$$

При $R_{ш} = \infty$, $C_{ш} = 0$

$$K_t(500) = 1,1/0,85 = 1,3;$$

при $R_{ш} = 2,5 \text{ МОМ}$, $C_{ш} = 50 \text{ пФ}$

$$K_u(500) = 1/0,85 = 1,18.$$

3.4 Висновки по розділу.

Дана система запалювання повністю задовольняє заданому двигуну. Є певна нестабільність щодо вторинної напруги яка, не завжди забезпечує стійке іскроутворення на всіх режимах роботи двигуна.

Дана система запалювання забезпечить безперебійне іскроутворення до кінця строку експлуатації без регулювання зазору між електродами свічки.

По величинам коефіцієнтів K_t і K_w видно, що енергія і тривалість іскрового розряду достатні для надійного займання суміші на всіх режимах роботи двигуна. Та на жаль коефіцієнт K_w перевищує 2,5, що не бажано, так як це може вплинути на стан електродів, підвищуючи необхідність в їх періодичному обслуговуванні і знижуючи в цілому термін служби.

Невелике зниження енергії не призведе до помітного погіршення характеристик двигуна. Для даної системи запалювання енергія іскрового розряду майже в 2 рази перевищує енергію, необхідну при усталеному режимі роботи.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи контролю та автоматики штатного двигуна. Під час розгляду будови та роботи, а також аналізу системи контролю та автоматики, виявлено наявність контрольно-вимірювальних приладів старого зразка.

Запропоновано замінити штатні вимірювальні прилади з аналоговим принципом на нові прилади з цифровим принципом вимірювання та відображення. Розглянуто параметри точності виміру сучасних вимірювальних приладів та співставлено їх з переліком параметрів необхідних для поточного контролю роботи дизеля.

Розраховано параметри різьбового з'єднання датчика виміру температури під час установки в місці заміру. Оцінено ефективність запропонованих конструкторських рішень.

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища внаслідок експлуатації газового двигуна.

Вихлопні гази газових двигунів містять різноманітні компоненти, які впливають на навколишнє середовище та здоров'я людини. За характером цього впливу всі забруднювачі можна поділити на шість груп:

I-а група - інертні компоненти, що практично не мають шкідливого впливу: азот (N_2), кисень (O_2), водяна пара (H_2O) та вуглекислий газ (CO_2). Хоча CO_2 є парниковим газом, його концентрації у вихлопі газових двигунів є меншими, ніж у дизельних, через високий вміст легких вуглеводнів у паливі.

II-а група - окис вуглецю (CO), який у високих концентраціях токсичний для людини і здатний порушувати транспортування кисню у крові.

III-а група - оксиди азоту (NO_x), що утворюються при високих температурах згоряння. NO_x сприяє формуванню фотохімічного смогу та кислотних опадів і має подразнювальний вплив на дихальні шляхи.

IV-а група - вуглеводні (C_nH_m), що є залишками неповного згоряння газового палива. Включає алкени, алкадієни, циклічні та ароматичні сполуки, серед яких можуть бути потенційні канцерогени.

V-а група - альдегіди, які утворюються при частковому окисненні вуглеводнів і чинять подразнювальну дію на слизові оболонки.

VI-а група - сажа та тверді частинки. У газових двигунах її утворюється в значно менших кількостях, ніж у дизельних, проте вона все ще може бути шкідливою при тривалому впливі.

Відмінність газових двигунів від дизельних полягає у менших концентраціях твердих частинок та неповністю згорілих вуглеводнів, що робить їх більш екологічно прийнятними за умови правильного регулювання процесу згоряння.

4.1.2 Заходи, спрямовані на зниження шкідливого впливу газового двигуна на навколишнє середовище

Основні заходи зменшення негативного впливу вихлопних газів на навколишнє середовище пов'язані з оптимізацією процесів згоряння та впровадженням сучасних систем доочищення:

- 1) Регулювання кута випередження запалювання газової суміші, що дозволяє забезпечити більш повне згоряння палива та знизити концентрацію CO та UHC.
- 2) Удосконалення робочого циклу двигуна, включаючи оптимізацію подачі палива та повітря, що зменшує утворення NO_x та неповністю згорілих вуглеводнів.
- 3) Застосування систем рециркуляції відпрацьованих газів (EGR), що знижує пікові температури згоряння і відповідно зменшує концентрацію NO_x у вихлопі.
- 4) Використання високоякісних газових палив та присадок, які забезпечують стабільне згоряння та зменшують утворення токсичних компонентів.
- 5) Впровадження систем нейтралізації вихлопних газів, таких як каталізатори окислення CO і UHC та селективні каталізатори SCR для NO_x .

Реалізація цих заходів дозволяє газовим двигунам зберігати високий ККД при мінімальному шкідливому впливі на здоров'я людини та навколишнє середовище.

4.1.3 Розрахунок токсичних компонентів вихлопних газів

Для оцінки викидів токсичних компонентів газового двигуна застосовується методика, що включає як стехіометричний розрахунок основних продуктів згоряння, так і довідкові коефіцієнти емісій для CO, NO_x та UHC.

4.1.3.1 Вихідні дані

Потужність двигуна: $P_e = 620$ кВт

Питома об'ємна витрата газу: $v_e = 0,229$ м³/(кВт·год)

Коефіцієнт надлишку повітря: $\alpha = 1,45$

Склад газу (об'ємні частки):

$\text{CH}_4 = 95\%, \text{C}_2\text{H}_6 = 2\%, \text{C}_3\text{H}_8 = 1\%, \text{CO} = 1\%, \text{O}_2 = 1\%$

Молярний об'єм газу:

$V_m = 22,414 \text{ л/моль} = 0,022414 \text{ м}^3/\text{моль}$

Молярні маси: CH_4 - 16 г/моль, C_2H_6 - 30 г/моль, C_3H_8 - 44 г/моль,

CO - 28 г/моль, O_2 - 32 г/моль.

4.1.3.2 Переведення питомої витрати газу у масу

$M_{\text{газ}} = 0,95 \cdot 16 + 0,02 \cdot 30 + 0,01 \cdot 44 + 0,01 \cdot 28 + 0,01 \cdot 32 = 16,38 \text{ г/моль}$

Маса палива на 1 кВт·год:

$m_f = v_e \cdot M_{\text{газ}} V_m = 0,229 \cdot 16,38 \cdot 0,022414 = 0,167 \text{ г/(кВт год)}$

4.1.3.3 Розрахунок CO_2 через вуглецевий баланс

Загальна кількість атомів вуглецю на 1 м³ газу:

$n_C = 0,95 \cdot 1 + 0,02 \cdot 2 + 0,01 \cdot 3 = 1,02 \text{ моль C/м}^3$

Маса CO_2 на 1 кВт·год:

$m_{\text{CO}_2} = n_C \cdot 44 \cdot v_e \cdot V_m = 1,02 \cdot 3,667 \cdot 0,229 \cdot 0,022414 = 380 \text{ г/(кВт год)}$

4.1.3.4 Розрахунок NO_x , CO та UHC

Для цих компонентів використовуються довідкові емісійні коефіцієнти:

$m_i = EFi \cdot P_e$

де EF_i - г/кВт·год.

Приймаємо згідно [7, ст 45]: $EF_{\text{NO}_x} = 2,5$, $EF_{\text{CO}} = 1,0$, $EF_{\text{UHC}} = 2,0$

Маси викидів за годину роботи двигуна:

$m_{\text{NO}_x} = 2,5 \cdot 620 = 1,55 \text{ кг/год}$

$m_{\text{CO}} = 1,0 \cdot 620 = 0,62 \text{ кг/год}$

$m_{\text{UHC}} = 2,0 \cdot 620 = 1,24 \text{ кг/год}$ з яких $\text{CH}_4 = 0,744 \text{ кг/год}$ (60% UHC)

Таким чином CO_2 розраховано через вуглецевий баланс палива, NO_x , CO та UHC - через емісійні коефіцієнти довідкових даних. CH_4 виділено частково з UHC для аналітичного контролю.

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні двигуна.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні газового двигуна

Під час роботи газового двигуна, а також систем і механізмів, виникає ряд виробничих факторів, небезпечних для життя та здоров'я обслуговуючого персоналу. До основних з них належать:

1) Газ та пари мастильних матеріалів.

Під час експлуатації газового двигуна можливе виділення природного або іншого горючого газу внаслідок порушення герметичності газопроводів, з'єднань або арматури.

Потрапляння газу в повітря робочої зони може призводити до отруєння, задухи та створення вибухонебезпечних концентрацій. Пари мастильних матеріалів негативно впливають на органи дихання та можуть спричиняти хронічні захворювання при тривалому впливі.

2) Пожежна та вибухова безпека.

Основними причинами виникнення пожеж і вибухів є витіки газу, несправність газової арматури, знос і корозія елементів газопостачальної системи, іскроутворення в електрообладнанні, а також порушення правил експлуатації та пожежної безпеки.

Додаткову небезпеку становлять високі температури відкритих поверхонь двигуна, елементів випускної системи та системи запалювання, які можуть призвести до опіків обслуговуючого персоналу.

3) Електробезпека.

При експлуатації газового двигуна існує небезпека ураження електричним струмом, оскільки система запалювання, пускова апаратура, системи автоматизації та допоміжне обладнання працюють під напругою. Особливу небезпеку становлять несправні електричні з'єднання, пошкоджена ізоляція та порушення правил роботи з електроустановками.

4) Якість освітлення робочої зони.

Освітлення відіграє важливу роль у забезпеченні безпечних умов праці. Недостатній або нерівномірний рівень освітлення робочих місць у приміщенні електростанції ускладнює виконання робіт з технічного обслуговування та ремонту, підвищує ймовірність помилок і травматизму.

5) Ефективність системи вентиляції.

У разі порушення герметичності газової або випускної системи можливе накопичення в приміщенні токсичних або вибухонебезпечних газів. Недостатня ефективність вентиляції моторного відділення погіршує умови праці та створює загрозу для здоров'я і життя персоналу.

6) Шум та вібрація.

Під час роботи газового двигуна утворюється підвищений рівень шуму, який негативно впливає на працездатність людини та викликає втому слухового апарату при тривалому впливі. Вібрація, що виникає внаслідок динамічної невідновженості рухомих мас двигуна, передається на конструкції та робочі місця, викликаючи порушення кровообігу та негативно діючи на нервову систему.

7) Механічні небезпечні фактори.

Під час роботи та обслуговування газового двигуна існує небезпека травмування персоналу рухомими та обертовими елементами, такими як привідні вали, маховик, вентилятори систем охолодження та допоміжні механізми. Додаткову небезпеку становлять можливі раптові пуски двигуна або включення допоміжного обладнання під час проведення регламентних робіт, що потребує суворого дотримання правил блокування та знеструмлення обладнання.

8) Несприятливі параметри мікроклімату робочої зони.

Робота газового двигуна супроводжується підвищенням температури повітря в приміщенні електростанції, що може призводити до перегріву організму людини, зниження працездатності та підвищення ризику помилок під час виконання робіт. Порушення нормальних параметрів мікроклімату, (температура, вологість і швидкість руху повітря), негативно впливає на стан здоров'я персоналу та потребує застосування ефективних систем вентиляції та кондиціонування.

4.2.2 Розрахунок величин шуму та вібрації що створює спроектований газовий двигун.

Визначимо рівень шуму для проектованого двигуна з метою оцінювання його шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Рівні зовнішнього шуму проектованого двигуна приблизно визначаються по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot 1g(n_n \cdot P_e^{0,55}) + 30 \cdot 1g\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{дБ}$$

$$L = \left[54 + 10 \cdot 1g(600 \cdot 620^{0,55}) + 30 \cdot 1g\left(\frac{600}{600}\right) \right] = 87,922 \text{ дБ}$$

де: $n_n = 600$ - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}

$n = 600$ - робоча частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

$P_e = 620$ - номінальна потужність, кВт;

Результати розрахунку звіримо з даними таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску

Середньоарифметичні частоти октавних смуг, в Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску дБ	109	99	92	86	83	80	76

Особи, обслуговуючі двигун (працюючий) з рівнем шуму вище 60 дБ, повинні мати засоби індивідуального проти шумного захисту по ГОСТ 12.4.051-78. При появі ознак детонації (різкі стуки) негайно понизити навантаження до припинення стуків в циліндрі.

Для зниження вібрації необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями. Для зменшення рівня вібрації в конструкції

двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Ефективними засобами проти вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації наприклад: амортизатори.

Визначимо для проектного двигуна, очікуваний рівень вібрації, з метою оцінювання його шкідливого впливу на оточуюче середовище.

Рівень вібрації, в дБ приблизно визначається з формули:

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \cdot \lg \left[\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{Pe}{M} \right)}{1 + \left(\frac{f}{500} \right)^3 \cdot \frac{M}{Pe}} \right] + 30 \cdot \lg \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right) \right\}$$

де: $M = 10300$ кг - маса двигуна;

$f = 10 \text{ c}^{-1}$ – частота;

$n_n = 600$ - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}

$n = 600$ - робоча частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

$Pe = 620$ - номінальна потужність, кВт;

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \cdot \lg \left[\frac{600 \cdot 620^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{620}{10300} \right)}{1 + \left(\frac{f}{500} \right)^3 \cdot \frac{10300}{620}} \right] + 30 \cdot \lg \cdot \left(\frac{600}{600} \right) \right\} = 86,745$$

При експлуатації двигуна рівень вібрації згідно ГОСТ 12.1.012-90 не повинен перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібраційного навантаження

Середньоарифметичні частоти октавних смуг ,в	6,3	20,0	31,5	40	50	63	80
Рівні вібрації по прискоренню д Б	95	103	107	109	111	113	115

4.3 Висновки по розділу

У даному розділі розглянуто основні питання охорони праці та техніки безпеки при експлуатації і обслуговуванні газового двигуна стаціонарної електростанції. Проаналізовано небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що можуть впливати на обслуговуючий персонал під час роботи двигуна, з урахуванням особливостей газового палива та системи запалювання.

Встановлено, що до основних небезпек належать витoki газу, пожежо- та вибухонебезпечні ситуації, дія електричного струму, підвищені рівні шуму і вібрації, несприятливі параметри мікроклімату, а також ризик травмування рухомими частинами двигуна. Визначено, що ефективна робота систем вентиляції, освітлення, електрозахисту та дотримання правил пожежної безпеки є обов'язковими умовами безпечної експлуатації газового двигуна.

Запропоновані організаційні та технічні заходи з охорони праці дозволяють знизити вплив небезпечних і шкідливих факторів до допустимих значень, підвищити рівень безпеки персоналу та забезпечити надійну й безперебійну роботу газової електростанції. Виконання вимог охорони праці та техніки безпеки є невід'ємною складовою ефективною та безпечною експлуатації проектованої силової установки.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення ефективності роботи газового двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 620 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ГЧН 25/34, за рахунок вдосконалення конструкції свічки запалювання.

Відповідно до поставлених у ході роботи завдань було виконано наступне.

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна газо-генераторна електростанція на базі двигуна 6ГЧН 25/34. Було вивчено будову газового двигуна-прототипу та розглянуто принципи функціонування його основних систем і механізмів.

В другому розділі визначено параметри робочого циклу проектного газового двигуна, на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також величини складових зовнішнього теплового балансу.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову і роботу системи запалювання штатного газового двигуна, визначено її переваги та недоліки. Виявлено недостатню ефективність стандартної конструкції свічки запалювання в умовах експлуатації газового двигуна. Запропоновано вдосконалену конструкцію багатоелектродної свічки запалювання з термозахисним покриттям центрального електрода. Обґрунтовано доцільність застосування запропонованого технічного рішення та визначено основні параметри його роботи.

В четвертому розділі проаналізовано фактори впливу проектного газового двигуна на навколишнє середовище та визначено кількісні показники токсичних компонентів відпрацьованих газів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна, а також запропоновано заходи щодо зменшення їх негативного впливу і забезпечення безпечних умов праці обслуговуючого персоналу.

В графічній частині кваліфікаційної роботи представлено запропоновані технічні рішення та основні результати виконаних розрахунків.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ – 36 с.
2. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждабаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
3. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. Гідравліка. Підручник. - 2015. – 546 с.; 264 іл.
3. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В. В. Нестеренко, І.А. Швець., Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2.
ISSN 0419-8719,
4. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Experimental study of cogeneration unit operation on alternative gas fuels. // Materials of the 28 th International Scientific Conference on Transport Means 2024 02-04.10.2024:–Palanga, Lithuania, 2024. – *pp 1020 - 1025*.
5. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets. Mathematical Modelling of Emissions of Toxic Components of a Medium Speed Diesel Engine when Operating on Soybean Oil. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanga, Lithuania, 2023 – Part, 985p., ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online), pp. 921-927 (Scopus)
6. 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.
7. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. - Одеса, 2022. - 86 с.
8. Система стандартів безпеки праці