

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

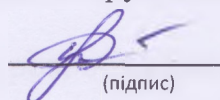
« 09 » 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

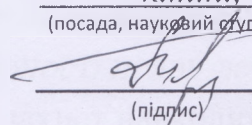
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції,
потужністю 550 кВт, за рахунок зниження вірогідності появи детонації.
Прототип 6ГЧН 25/34.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-24

 Дарієнко Д.І.
(підпис)

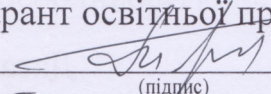
Керівник роботи:

к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)
 Трунін К.С.
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«15» 09 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Дарієнко Дмитру Ігоровичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 550 кВт, за рахунок зниження вірогідності появи детонації. Прототип 6ГЧН 25/34»

Керівник роботи Трунін К.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.09.2025 року №86

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 08.12.25 р.

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. Заходи щодо зниження вірогідності появи детонації.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. План монтажу електростанції (ПД) 2. Габаритне креслення ДвГА-550 (ГК)

3. Поперечний переріз 6ГЧН 25/34 (СК) 4. Схема системи пуску (ПС)

5. Схема системи електронного керування (ПС) 6. Пусковий клапан (СК)

Консультанти розділів роботи

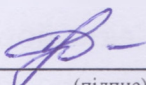
Розд іл	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

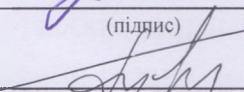
Ном ер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Пр
1.	Вступ.	16.09.25	
2.	Загальний розділ	23.09.25	
3.	Конструкторський розділ	07.10.25	
4.	Науковий розділ	28.10.25	
5.	Охорона праці та захист навколишнього середовища	18.11.25	
6.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.25	
7.	Оформлення кваліфікаційної роботи	08.12.25	

Студент


(підпис)

Дарієнко Д.І.

Керівник роботи


(підпис)

Трунін К.С.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення надійності роботи газового двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 550 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ГЧН 25/34, за рахунок заходів щодо зниження вірогідності появи детонації.

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

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

Описано проблеми що виникають в циліндрі двигуна, який використовує газове паливо в якості основного. Оцінено вірогідність появи детонації в циліндрі під час роботи та можливі наслідки від детонаційного згоряння. Запропоновано заходи щодо зниження детонації за рахунок подачі додаткової порції повітря в циліндр та відповідного впливу на коефіцієнт надлишку повітря. Визначено геометричні та витратні параметри пристрою подачі повітря.

Описано проблеми пов'язані зі шкідливим впливом проектного двигуна на навколишнє середовище під час його експлуатації. Проаналізовано небезпеки що можуть виникати під час ремонту, обслуговуванні та експлуатації двигуна. Запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, газовий, робочий цикл, система подачі повітря, детонація, клапан, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification project, in accordance with the assigned task, a solution is proposed to improve the reliability of a gas engine for a stationary power plant with an output of 550 kW, designed on the basis of the prototype engine 6GChN 25/34, by implementing measures to reduce the probability of detonation. The installation object of the engine, which is a stationary gas-generator power plant, is described. The design features and operating principles of the prototype engine are reviewed and characterized.

The parameters of the engine working cycle were calculated, on the basis of which the theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The magnitudes of the forces and torques acting in the crank mechanism, as well as the components of the external heat balance, were determined.

The problems arising in the cylinder of the engine that uses gaseous fuel as the main energy source are described. The probability of detonation occurrence in the cylinder during operation and the possible consequences of detonation combustion were evaluated. Measures to reduce detonation were proposed by supplying an additional portion of air into the cylinder, thereby influencing the air-excess ratio. The geometric and flow parameters of the air supply device were determined.

Environmental issues related to the harmful impact of the designed engine during its operation were considered. The potential hazards that may occur during maintenance, repair, and operation were analyzed, and preventive measures were proposed. The noise and vibration levels of the designed engine were also calculated.

Keywords: stationary power plant, gas engine, working cycle, air supply system, detonation, valve, vibration, noise.

ЗМІСТ

Анотація

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	11
1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора	11
1.2 Опис двигуна-прототипу	17
1.3 Висновки по розділу	33
РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	34
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	34
2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	51
2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	59
2.4 Розрахунок параметрів зовнішнього теплового балансу	67
2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна прототипу.	73
РОЗДІЛ 3. ЗАХОДИ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ВІРОГІДНОСТІ ПОЯВИ ДЕТОНАЦІЇ	75
3.1 Особливості та причини появи детонації	75
3.2 Заходи щодо зниження вірогідності появи детонації	79
3.3 Розрахунок елементів системи пуску	83
3.4 Висновки по розділу	94
РОЗДІЛ 4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	95
4.1 Захист навколишнього середовища	95
4.2 Розрахунок шуму і вібрації в приміщенні газової електростанції	97

4.3 Висновки по розділу	102
ВИСНОВКИ	103
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	104
Додатки:	
Додаток А Специфікація. Двигун-генератор ДвГА-550	
Додаток Б Специфікація. Двигун 6ГЧН 25/34	
Додаток В Специфікація. Пусковий клапан	

ВСТУП

Зростаючі темпи промислового розвитку, широкомасштабне освоєння природних ресурсів, а також інтенсифікація зовнішньої та внутрішньої торгівлі неможливі без потужного розвитку машинобудівної галузі, яка відіграє провідну роль у забезпеченні стабільного функціонування економіки, технічного прогресу та належного рівня життєдіяльності суспільства. Машинобудування, зокрема двигунобудування, є основою енергетичної, транспортної та виробничої інфраструктури сучасних держав.

На думку більшості дослідників, упродовж найближчих десятиліть поршневий двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) залишатиметься основним силовим агрегатом як для більшості транспортних засобів, так і для стаціонарних енергетичних установок різного призначення. Незважаючи на активний розвиток електротранспорту та альтернативних джерел енергії, саме ДВЗ характеризується високою надійністю, компактністю, простотою технічного обслуговування та широким діапазоном застосування - від пересувних енергетичних модулів до стаціонарних електростанцій середньої та великої потужності.

Однак стрімке зростання кількості таких двигунів у промислових центрах і великих містах зумовлює необхідність зниження рівня забруднення довкілля шкідливими викидами, а також раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів, насамперед нафти. У зв'язку з цим у провідних країнах світу активно впроваджуються технології використання альтернативних видів палива, серед яких важливе місце посідають різні типи газів - природний, біогаз, синтез-газ тощо. Використання газових палив у двигунах внутрішнього згоряння дозволяє значно зменшити токсичність відпрацьованих газів, підвищити паливну економічність і продовжити ресурс двигуна завдяки чистішому згорянню палива.

Разом з тим, робота газових двигунів має низку специфічних особливостей. Зокрема, процес згоряння газоповітряних сумішей може мати нестабільний характер і супроводжуватися виникненням детонації - небажаного явища, що

полягає в самоприскореному згорянні залишкових зон суміші після запалення основного фронту полум'я. Детонація призводить до різкого зростання тиску і температури в циліндрі, підвищення теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи, що, у свою чергу, викликає передчасний знос, руйнування деталей та зниження ресурсу двигуна. Тому забезпечення стабільної, бездетонаційної роботи є одним із ключових напрямів удосконалення конструкції газових двигунів.

Актуальність даної кваліфікаційної роботи зумовлена необхідністю підвищення надійності та довговічності роботи газових двигунів стаціонарного призначення шляхом зменшення ймовірності виникнення детонації. Вирішення цієї проблеми має вагомое практичне значення, адже забезпечує стабільну роботу енергетичних установок, підвищує їх ефективність, сприяє зниженню експлуатаційних витрат та екологічного навантаження на довкілля.

Метою даної кваліфікаційної роботи є розроблення технічного рішення, спрямованого на підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції потужністю 550 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ГЧН 25/34, шляхом зниження вірогідності появи детонації під час його роботи.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

- розглянути та описати конструкцію, призначення і принцип роботи стаціонарної електростанції;
- ознайомитися з будовою, технічними характеристиками та принципом роботи двигуна-прототипу 6ГЧН 25/34;
- визначити параметри робочого циклу проєктованого двигуна, побудувати індикаторні діаграми, розрахувати сили й моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також обчислити складові зовнішнього теплового балансу;
- дослідити особливості процесу згорання газоповітряної суміші, оцінити ймовірність виникнення детонації та визначити її вплив на роботу двигуна;

- розробити конструктивні й технологічні заходи для зменшення детонаційної небезпеки, зокрема шляхом подачі додаткової порції повітря в циліндр або вдосконалення системи змішування;
- розглянути екологічні аспекти роботи двигуна, визначити фактори потенційного шкідливого впливу на навколишнє середовище та запропонувати рекомендації щодо їх мінімізації;
- провести аналіз можливих небезпек, що можуть виникати під час експлуатації і технічного обслуговування двигуна, а також надати рекомендації з підвищення безпеки його роботи;
- представити запропоновані технічні рішення в текстовій і графічній частинах проєкту.

Об'єктом дослідження є процеси, що відбуваються в циліндрі газового двигуна стаціонарної електростанції, які впливають на ймовірність виникнення детонації та загальну надійність роботи силового агрегату.

Предметом дослідження є методи й технічні заходи щодо зниження вірогідності появи детонації в газовому двигуні типу 6ГЧН 25/34 з метою підвищення його експлуатаційної надійності та стабільності роботи.

Апробацію результатів представлено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження як енергетична безпека України», що відбулася у грудні 2025 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК імені адмірала Макарова.

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-генератори призначені для вироблення електричної і теплової енергії у складі електричних станцій стаціонарного або контейнерного виконання. Двигун-генератори можуть працювати автономно або в паралель із загальною промисловою мережею, між собою або з іншими однотипними двигун-генераторами.

На базі двигун-генераторів, за бажанням замовника, можуть бути поставлені когенераційні установки з утилізацією теплоти випускних газів, що забезпечує скорочення споживання палива в порівнянні з роздільним виробленням теплової та електричної енергії.

Можлива поставка двигун-генераторів в збірному звуко- та теплоізовованому укритті панельного типу, що не вимагає будівництва машинного приміщення.

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 промисловою мережею, а також в якості когенераційної установки для комбінованого виробництва електричної енергії і тепла.

Двигун-генератори 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 вимоги щодо нормальних умов роботи та експлуатації а також технічні параметри двигун-генераторів вказані в таблицях 1.1 та 1.2

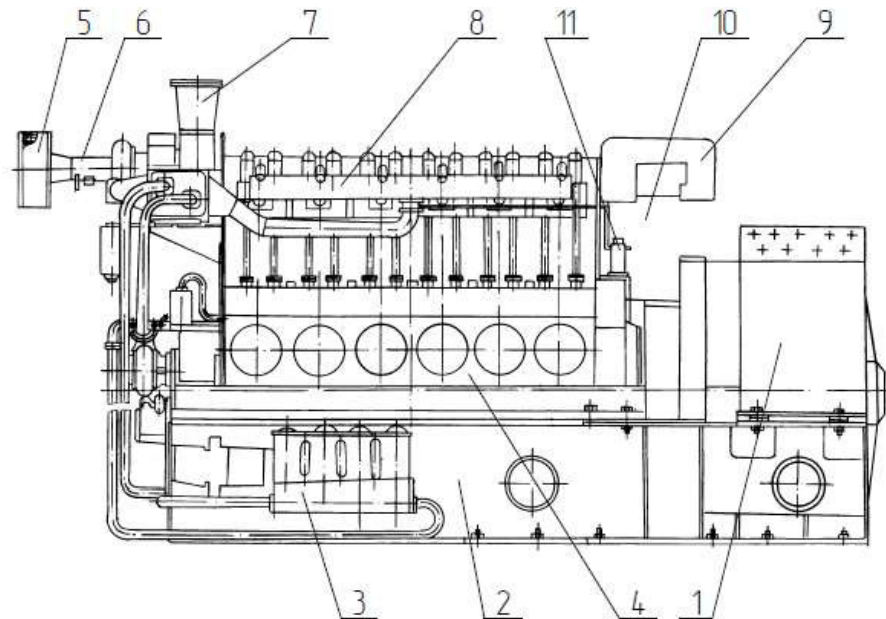


Рис. 1.1 – Двигун-генератор ДВГ1А-500-1 (вид з боку распредвала)

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

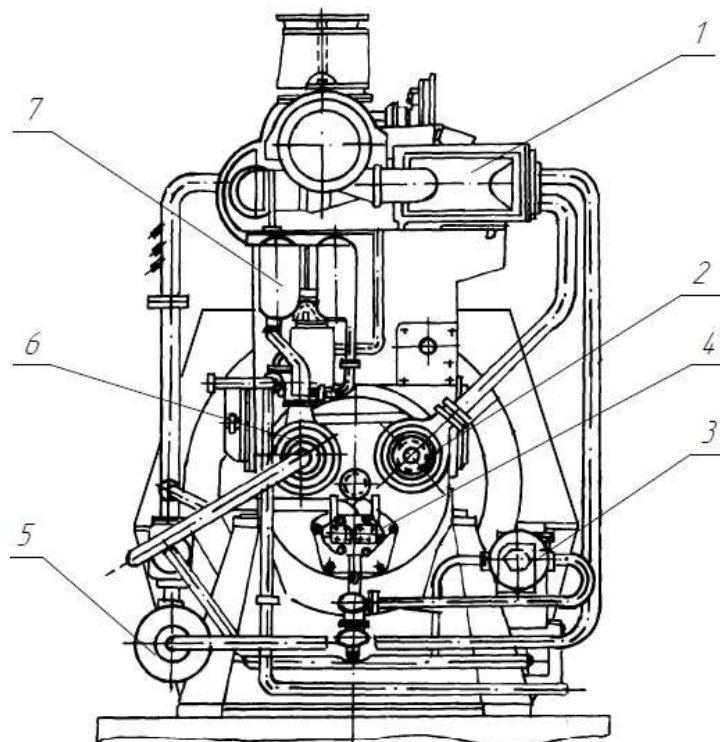


Рис. 1.2 – Двигун-генератор ДВГ1А-500-1 (передній торець)

1-охолоджувач газоповітряної суміші; 2-насос води зовнішнього контуру; 3-агрегат передпусковий прокачування масла; 4-насос масляний; 5-охолоджувач масла; 6-насос води внутрішнього контуру; 7-фільтр масла ТК.

Таблиця 1.1 – Умови роботи двигун-генератора ДвГ1А 500-1

Параметр	Значення для ДвГ1А 500-1
Температура повітря, що оточує двигун-генератор в приміщенні, °С	+8 ...+50
Відносна вологість, не більше, %:	
- при температурі 25°С;	98
- при температурі 50°С.	70
Температура води зовнішнього контуру на вході в охолоджувач газоповітряної суміші, °С *	+10...+32
Розрідження на всмоктуванні в компресор, мм вод. ст.	150
Максимальна протитиск на випуску, мм вод. ст.	300
Запиленість повітря, не більше, г / м ³	0,002
Висота над рівнем моря, м	до 1000

Таблиця 1.2 – Технічні дані двигун-генератора ДвГ1А 500-1

Параметр	Величина
	ДвГ1А 500-1
Повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	500*
Мінімальна потужність, при тривалій роботі, кВт	120
Номінальна частота обертання, при повній 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 = 273К, P ₀ = 101,3 кПа), нм ³ / год	133+5%
Питома витрата масла на чад на повній потужності, г/кВт год	0,9
Род струму	Змінний 3-фазний
Напруга номінальна, В	400
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:	
- довжина;	5425
- ширина;	1660
- висота	2645

Двигун-генератор ДВГ1А 500-1 складається з двигуна 6ГЧН 25/34 і генератора СГС, розміщених на загальній рамі, шафи контролю та управління ШКУ-500 і допоміжного обладнання, змонтованого в приміщенні.

Двигун 6ГЧН 25/34-1 - газовий, чотиритактний, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням. Двигун складається з блок-картера і фундаментної рами, утворюючи жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли. Блок-картер з фундаментної рамою скріплені анкерними зв'язками. Нижня площина блок-картера скріплена з верхньою площиною фундаментної рами болтами.

Взаємне розташування блок-картера і фундаментної рами фіксується кінчними штифтами з нарізною цапфою. З боку вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря, водяні і масляний насоси, фільтр-глушник і змішувач. З боку відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приладів, та задній кожух, на якому розташовані: розподільник повітря, датчики системи запалювання і регулятора швидкості та сполучні кабелі. На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: впускний колектор, випускний колектор, магістраль зливу охолоджувальної води з кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільний вал, привід впускних і випускних клапанів, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі газу, та елементи системи запалювання. На правій стороні двигуна розташовані: магістраль подачі охолоджуючої води, та щити закриття картера із запобіжними клапанами.

Генератори синхронні типу СГС, одноопорні, щіткові, трифазні, зі статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, шафою контролю і управління, розподілу електроенергії, пристроєм комплектним низьковольтних, що здійснює прийом та розподілення електроенергії. Ступінь захисту генератора 1Р21 відповідно ГОСТ 17494-87. Сполучення фаз обмотки статора - "зірка".

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки

Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 550$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 500$ 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 $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 550 \cdot 0.985 = 541.75$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{541.750}{0.850} = 637.353$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{637.353 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 968.358$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 637.353 \cdot 1.080 = 688.341$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{688.341 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1045.826$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 688.341 \cdot 1.1 = 757.175$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{757.175 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1150.409$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{500} = 6$$

На основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 550-500, на

базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 550.

1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу.

Фундаментна рама 1 відлита з чавуну, цільна ночноподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, та посиленими ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей, що труться двигуна і охолодження поршнів. В поперечних перегородках рами і кришках 2, встановлюються вкладиші 3 і 4 рамових підшипників колінчастого валу. Двигуни 6ГЧН 25/34-1 мають сім рамових підшипників. Останній підшипник, вважаючи з боку маховика опорно-упорний.

З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка 5, на яку встановлюються два водяних і один масляний насоси, а з боку маховика - кожух 6 фланця колінчастого валу з масловідбивним кільцем і сальниковим ущільненням 7.

У днищі фундаментної рами по краях є два зливні отвори, одне з боку переднього торця, а друге з боку заднього торця, яке заглушено. На бічних стінках рами з внутрішньої сторони є припливи, на які встановлюється маслоприймальний фільтр. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладається ущільнювальний гумовий шнур 11.

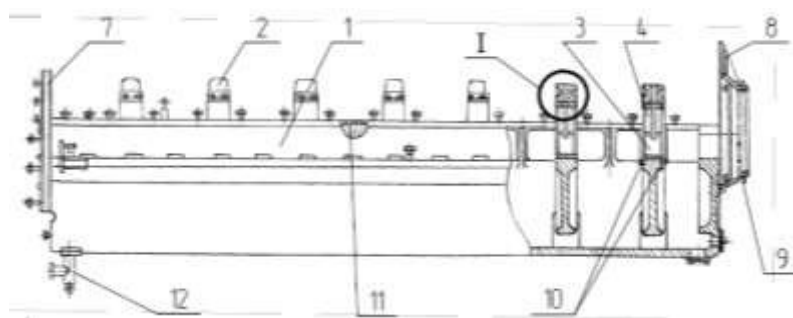


Рис. 1.3 – Рама фундаментна

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 1. Порожнина охолодження ущільнюється мідної прокладкою 2, яка встановлюється під верхній бурт втулки і двома гумовими кільцями 3,

розташованими в кільцевих виточках нижнього посадочного паса втулки робочого циліндра.

У проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка 4. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні зв'язки 17. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. З боку розподілу по всій довжині блоку є горизонтальна полка, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів. У порожнині під полицею розташовані підшипники розподільного валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрыта щитами 5.

В нижній частині блоку з обох сторін передбачені люки, закриті щитами картера 7. На щитах картера 7 з боку випуску встановлені два запобіжних клапана. До переднього торця блоку кріпляться кожух 8 шестерень приводу насосів і щит 9 з кронштейном 10 для установки турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться: валик 11 з комплектом проміжних шестерень 12, кожух 13 шестерень приводу розподільного валу і щит 14 з кронштейном 15 для встановлення щита приладів. До кожуха 13 з боку розподільного валу встановлений кронштейн з датчиками для забезпечення роботи регулятора швидкості і системи запалювання. У верхню полицю блоку вкручені шпильки 16 для кріплення кришок робочих циліндрів.

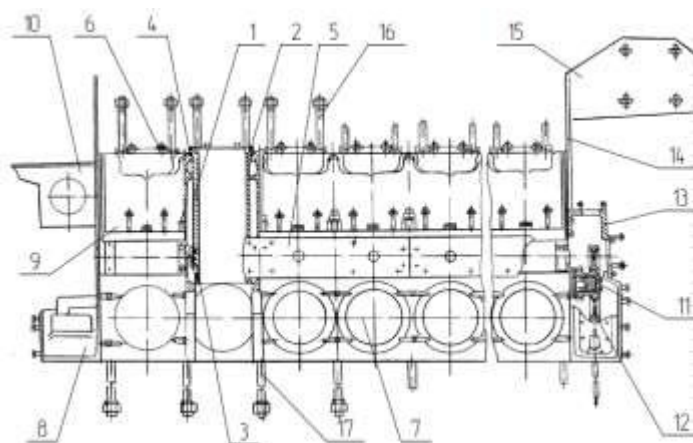


Рис. 1.4 – Блок-картер

1-втулка робочого циліндра; 2,4-прокладка; 3-кільце ущільнювача; 5,7-щит закриття; 6-переливної патрубок; 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 1 відлита з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений, для компенсації при її нагріванні під час роботи двигуна. У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки 2 для ущільнення камери згоряння.

Кришка робочого циліндра 1 чавунна, 2-х клапанна, окрема для кожного циліндра. На днищі кришки є ущільнювальний бурт, який входить в проточку на втулці циліндра. Під бурт для ущільнення камери згоряння ставляться прокладки з червоної міді товщиною - 1,0 мм і 1,5 мм.

Коромисла приводів клапанів встановлені в самостійному корпусі, який забезпечує герметичне ущільнення порожнин. Коромисла встановлені на бронзових втулках або на голчастих підшипниках. У центрі кришки і під впускним каналом різьбовим кріпленням встановлені свічки запалювання 7. Для ущільнення торцевих поверхонь між свічкою і кришкою ставляться мідні відпалені прокладки 16.

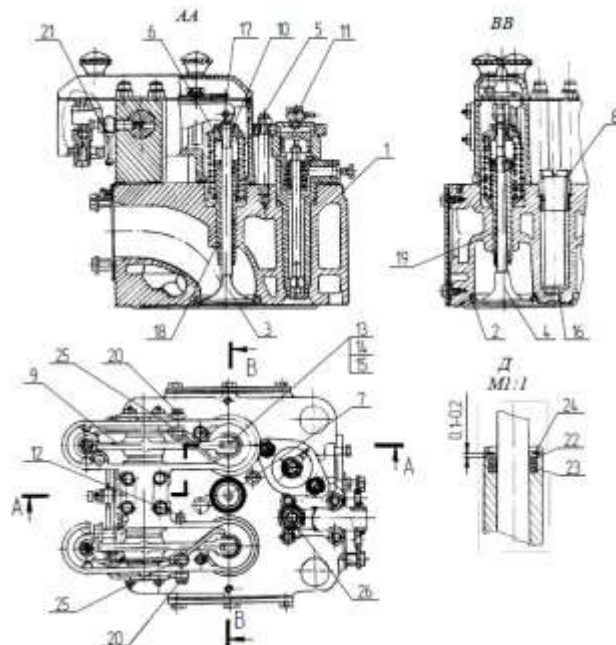


Рис. 1.5 – Кришка робочого циліндру

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 1 сталевий, штампований або цільнокований, має 8 рамових і 6 шатунних шийок. Кривошипи двигунів 6ГЧН 25/34-1 розташовані по відношенню один до одного під кутом 120° . На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів.

Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осьового зсуву упорним кільцем 11 з одного боку і бурти колінчастого валу з іншого. На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня, з шестерні 2, яка через проміжну пару шестерень приводить розподільний вал.

Від осьового переміщення утримується шістьма притисками, які кріпляться болтами. За останньою рамовою шийкою валу є масловідбивач 12, що перешкоджає попаданню масла на фланець кріплення маховика.

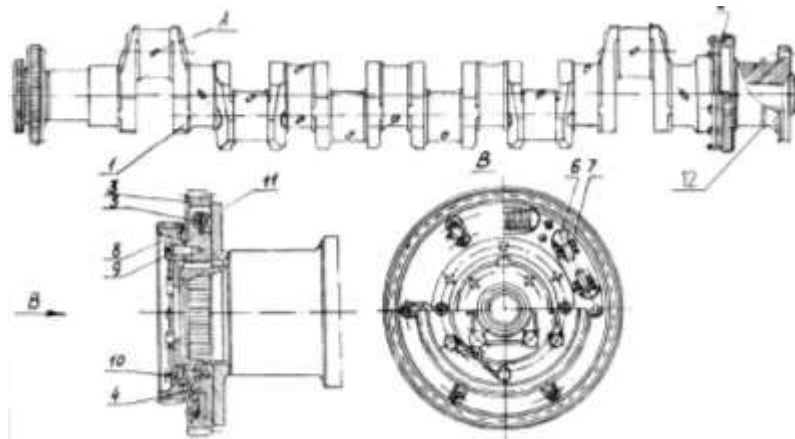


Рис. 1.6 – Колінчастий вал

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

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень 5 шатуна двотаврового перетину має в центрі канал А. У верхній голівці шатуна проти каналу А виконана кільцева канавка Д, а в нижній голівці - канали В і Б, за якими масло з шатунного підшипника надходить у головний. У розточення верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка Г і вісім отворів.

У нижній голівці шатуна розташовані тонкостінні сталі-алюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання і осьового переміщення

вкладки утримуються штифтом 9 і шатунними болтами 10. Кришка 1 шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна 4-ма шатунними болтами 10. Взаємне положення стержня і кришки фіксується штифтом 8.

Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування. На обох кінцях шатунного болта виконані лиски.

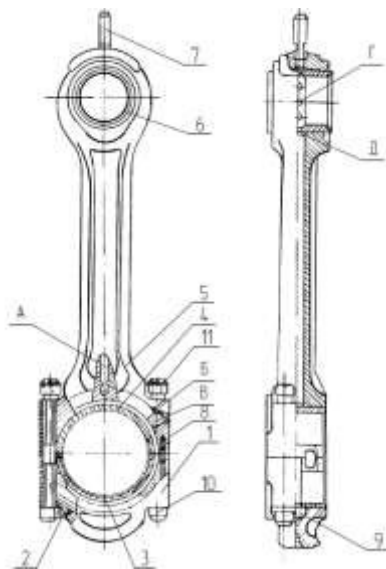


Рис. 1.7 – Шатун

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

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, що охолоджується і має 5 канавок, в які встановлюються компресійні і маслосборні кільця. У днищі поршня виконано трапециподібне поглиблення - камера згоряння і є різьбові отвори під рими для виймання поршня з шатуном.

Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем 3. Зовнішня поверхня пальця цементувати і загартована. Від осевого переміщення палець утримується стопорними кільцями 2, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня. Кільця виготовлені з високоміцного чавуну.

Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних 4 і двох здвоєних маслосборних кілець 5. Компресійні і маслосборні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок, за винятком третього компресійного кільця, яке має косий роз'єм. Верхнє і середнє кільце 4 із зносостійким покриттям (хромоване), нижнє 4 - фосфатоване. Маслосборні кільця мають гострі кромки, які при установці в канавки повинні бути спрямовані вниз.

Поршневі кільця не мають запобіжних засобів від провертання в канавках. При установці поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені відносно один одного на кут 90 і розташовані по гвинтовій лінії.

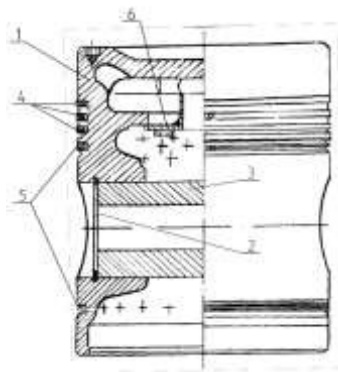


Рис. 1.8 - Поршень

1-поршень; 2-стопне кільце; 3-палець; 4-кільце компресійне; 5-кільце маслосборне; 6-діафрагма.

Маховик 1 виготовлений із сталі, жорстко кріпиться до фланця коленвалу і генератора двигуна 6ГЧН 25/34-1.

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.

Розподільчий вал 1 сталевий, цілісний, змонтований на семи підшипниках. Крайній до маховика підшипник опорно-зав'язаний. На розподільний вал на шпонках насаджені сталеві з загартованої поверхнею впускні і випускні кулаки. Все кулаки на розподільному валі розташовані в певній послідовності в залежності від порядку роботи циліндрів.

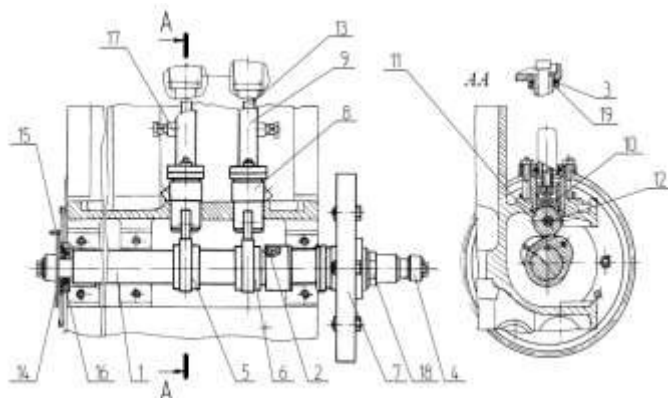


Рис. 1.9 – Привід клапанів.

1-вал розподільний; 2-прокладка (набір); 3-кільце ущільнювача; 4-пусковий кулак; 5-кулак всмоктувальний; 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-ущільнення; 17-бобишка; 18-гайка; 19-фланець.

Привід впускних і випускних клапанів складається з штовхачів, штанг і коромисел. У корпусі штовхача рухається повзун 10 з віссю 12, на якій обертається ролик 11. У повзун запресований упор з загартованої сферичною поверхнею, на яку спирається нижній кінець штанги 13. Верхній кінець штанги впирається в опору коромисла. Штанга 13 приводу клапана поміщена в кожух 9, який ущільнюється фланцями і гумовими кільцями 3.

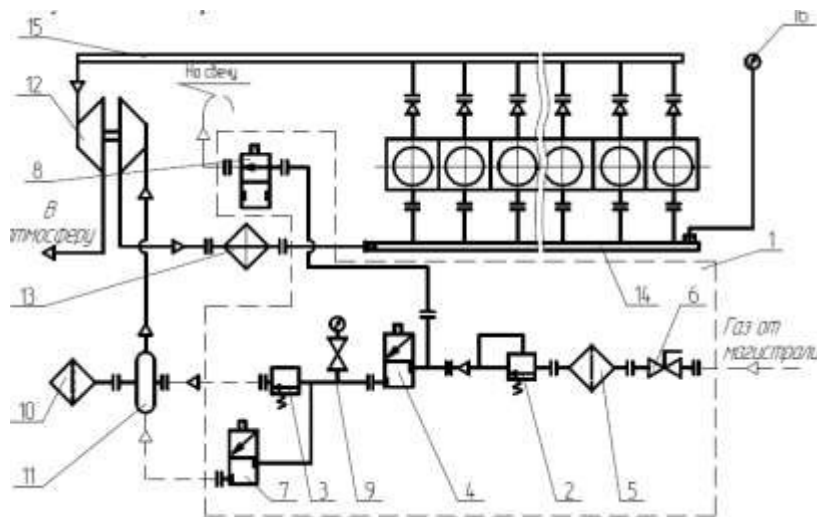


Рис. 1.10 - Принципова схема системи газообміну

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.

Система газообміну (схема підведення газу до двигуна) має: блок газової апаратури, фільтр-глушник, змішувач, турбокомпресор, охолоджувач газоповітряної суміші, впускний колектор, випускний колектор. Фільтр-глушник через перехідник кріпиться до турбокомпресора, а до патрубку 14 приєднується система вентиляції картера.

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

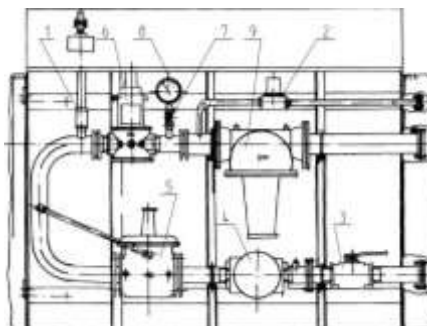


Рис. 1.11 – Блок газової апаратури

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.

Камера змішувача складається з корпусу 1, в який встановлена вставка 2 з кільцем ущільнювача 3, віджимних болтів 4 і стяжних 5. Вставка в корпусі камери змішувача двигуна 6ГЧН 25/34-1 має свободу переміщення, чим забезпечується регулювання щілини виходу газу. Газ з газового трубопроводу через отвір фланця 8 надходить в кільцевий простір між корпусом 1 і вставкою 2 і через кільцеву щілину 6 закінчується на змішування з потоком повітря і далі на всмоктування в турбокомпресор. На поверхні Б нанесено маркування фактичного зазору між вставкою і корпусом (величина щілини) в мм при нульовому зазорі А між фланцями корпусу і вставки, що дає можливість визначати величину щілини при регулюванні.

Штуцер 7 є байпасом і забезпечує збагачення газоповітряної суміші на холостому ході і при пуску.

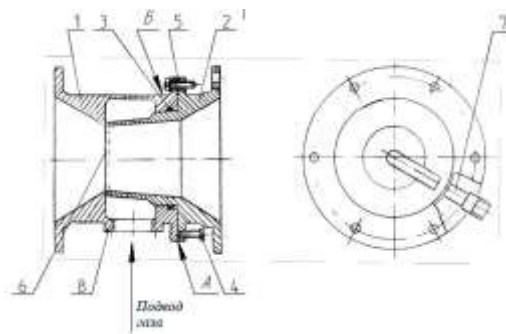


Рис. 1.12 - Змішувальна камера

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

Впускний колектор являє собою трубу 1 з привареними патрубками 2 і фланцями 3, закриту з одного боку заглушкою 6. З іншого боку є фланець, до якого через регульовану заслінку і перехідник приєднаний охолоджувач газоповітряної суміші.

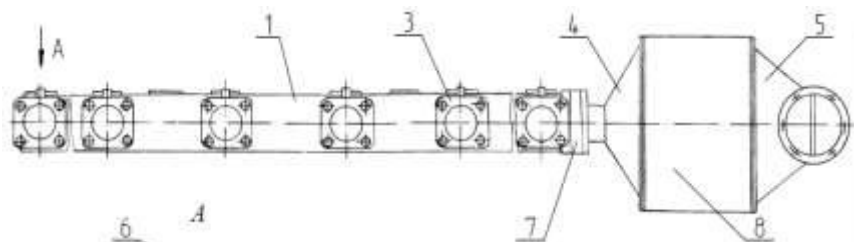


Рис. 1.13 – Колектор впускний

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

Заслінка з приводом має корпус 1 і заслінку 2 з віссю 3, яка з мінімальним зазором обертається в корпусі і втулках, запресованих в нього. Мاستило осі у втулках проводиться періодично через маслянки 8.

Колектор випускний двигунів 6ГЧН25 / 34-1 (Рис.21) двотрубний, являє собою дві випускні труби 1, 2 з патрубками 7, що складаються з набору секцій 9, з'єднані сильфонні компенсатори 3,8 с перехідником 4. фланці патрубків 7 труби кріпляться до кришок робочих циліндрів.

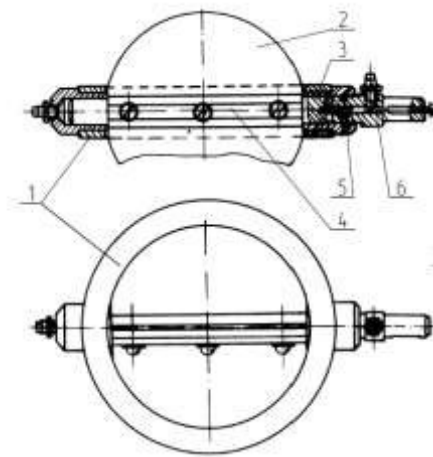


Рис. 1.14 – Заслінка

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

Зовнішня поверхня вихлопних труб покрита ізоляцією, що складається з азбестового картону, шнура і тканини. Азбестова тканина просочена рідким натрієвих склом.

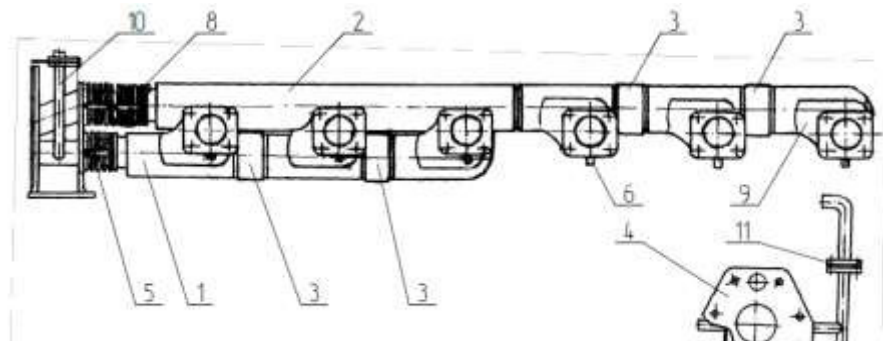


Рис. 1.15 – Колектор випускний

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

Глушник-іскрогасник складається з зварного корпусу 2 з привареною зверху кришкою 4. Гази входять через патрубок 1, здійснюють поворот біля патрубка 7, закручуючись в напрямних ребрах 3 і виходять через патрубок 5. На шляху руху газів у верхній частині патрубка 7 розташована кільцева труба 6 з отворами, через які можлива подача пара або вуглекислого газу для пожежогасіння.

Система вентиляції картера складається з забірної і відводить труб 3, 4, масловіддільника 1, маслосбірника 2, кульового крана 6 і мановакууметра 7.

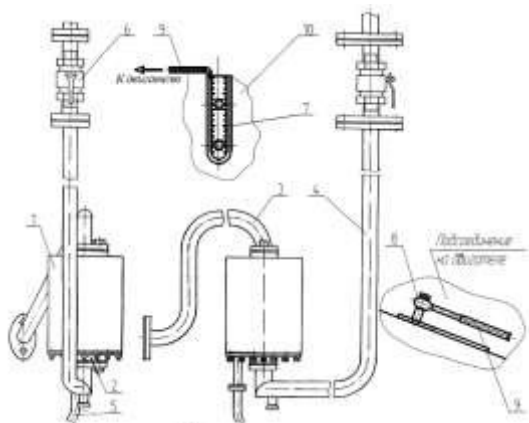


Рис. 1.16 - Система вентиляції картера

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

Система автоматичного регулювання частоти обертання складається з газового двигуна (як регульованого об'єкта), цифрового регулятора швидкості і механізму подачі газу, (як сполучної ланки регулятора швидкості з заслінкою).

Цифровий регулятор складається з пристрою управління, актуатора, магнітного датчика, установочного потенціометра, акумуляторної батареї напругою 24В і сполучних проводів.

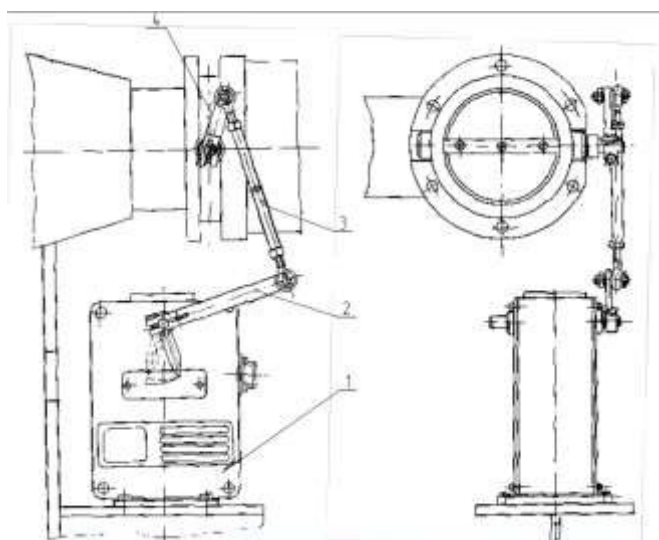


Рис. 1.16 - Механізм подачі газоповітряної суміші

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

Головний пусковий клапан РПК 25/80 має кнопку ручного відкриття клапана, а також електромагніт для дистанційного керування. Пусковий клапан встановлено в кришці кожного циліндра. У корпусі 1 розташований клапан 2,

який відокремлює порожнину А від порожнини робочого циліндра. У верхній частині штока клапана укріплений поршень 3, який переміщається в центруючій втулці 4. Поршень і центруюча втулка забезпечують співвісність клапана щодо корпусу. Пружина 5 притискає клапан до посадкового місця. У верхній частині клапана розташований ковпак 7, в якому переміщається робочий поршень 6.

Розподільник повітря розташований на кожусі приводу розподільного валу і служить для управління відкриттям і закриттям пускових клапанів. У корпусі 1 розташоване шість притертих золотників 3, які переміщаються радіально.

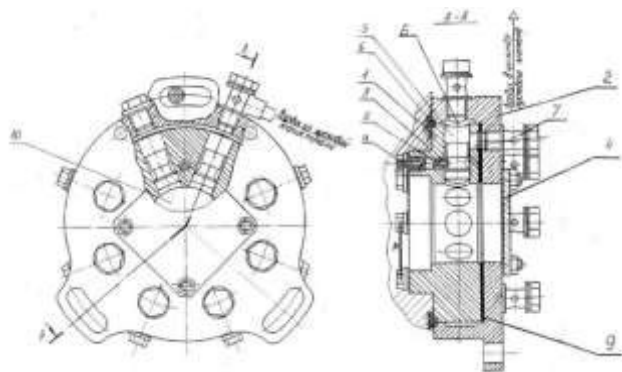


Рис. 1.17 – Розподільник повітря

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

Пусковий балон складається з балона для повітря 1, головки пускового балона 6, головки манометра 8, запірної головки 4, запобіжного клапана 5, продувних трубок 2 і 10, вентилів 9, 11, вентилів продування 7.

Для контролю тиску повітря встановлений манометр 3, який сполучається з порожниною балона через вентиль 9. Запірний вентиль 4 призначений для подачі повітря до двигуна при його пусках.

На голівці балона 6 встановлюється головка манометра 8, на якій встановлений вентиль наповнення 11, вентиль манометра 9 і манометр 3.

Система мащення комбінована, під тиском і розбризкуванням. У систему мастила входять: приймальний фільтр 10 для двигунів 6ГЧН і 8ГЧН, двосекційний масляний насос 8 і 3, фільтр масла повнопоточковий 9, охолоджувач масла 5, центрифуга 1 (для двигуна 6ГЧН - одна штука, а для двигуна 8ГЧН - дві штуки), електронасосний агрегат передпусковий прокачування масла 7, бак масла 2, система трубопроводів.

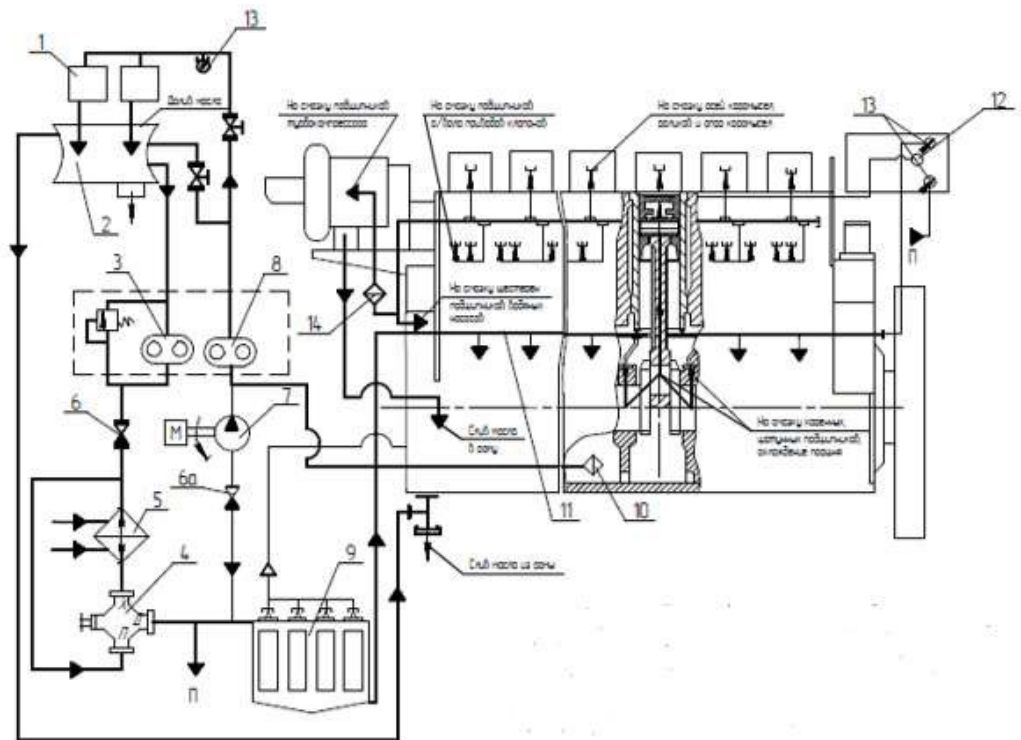


Рис. 1.18 – Принципова схема системи змащення

1-фільтр відцентрового очищення масла; 2-бак масла; 3,8-насос масла; 4-регулятор температури; 5-охолоджувач масла; 6-клапан зворотний; 7-агрегат електронасосний; 9-фільтр масла повнопоточний; 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 15, в якому розташовані робочі шестерні насоса. До корпусу шпильками кріпляться кришки 1 і 2.

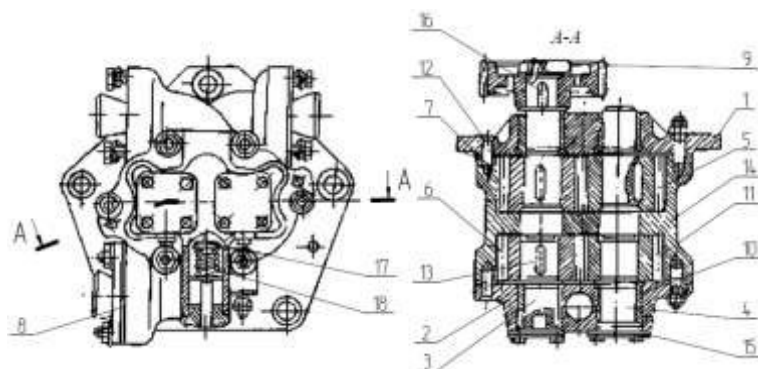


Рис. 1.19 - 34 Насос масляний

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 повнопотоковий, включений послідовно на нагнітальному трубопроводі і має чотири фільтруючих елемента «Нарва 6-4», які розміщені в корпусі 1. Герметичність фільтруючих елементів досягається гумовими кільцями 11, 12 і пружинами 7. У корпусі встановлені чотири перепускні клапани 5, які спрацьовують при перепаді тиску 0,18 МПа (1,8 кгс / см²) і починають перепускати масло.

Бак звареної конструкції. На верхній кришці бака приварений фланець для приєднання труби заповнення бака маслом з будь-якої масляної ємності. У середині корпусу 1 бака є перегородки, службовці для заспокоєння руху масла при роботі двигуна.

Центрифуга - реактивного типу, працює від тиску масла в системі змащення двигуна. Робочим органом центрифуги є порожнистий ротор 5 (Рис. 37), що вільно обертається у втулках (підшипниках ковзання) 7, 8 і опорному підшипнику 11. Під дією реактивного крутного моменту, ротор обертається з великою частотою, де під дією відцентрових сил відбувається очищення масла. Що впливає з ротора через соплової апарат чисте масло зливається в бак масла. Процес цей безперервний протягом всього часу роботи двигуна. З метою запобігання центрифуги від поломки при підвищенні тиску масла вище допустимого, в корпус центрифуги вмонтований редуктор тиску 14.

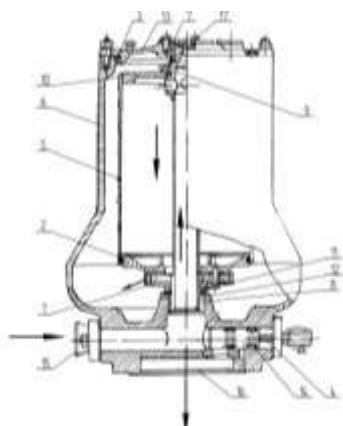


Рис. 1.20 – Центрифуга

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.

Охолоджувач масла складається з циліндричного корпусу 1, трубчастого охолоджуючого елемента 2 і двох кришок 3 і 4. Охолоджувач трубчастий, одноходовий або двоходовий по воді, в якому охолоджуюча рідина (вода) рухається всередині трубок, а охолоджувальна (масло) - між трубок.

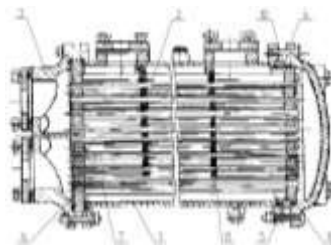


Рис. 1.21 – Охолоджувач води, масла

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

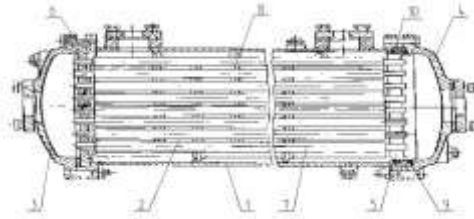


Рис. 1.22 – Охолоджувач масла

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

Система охолодження 2-х контурна, і 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.

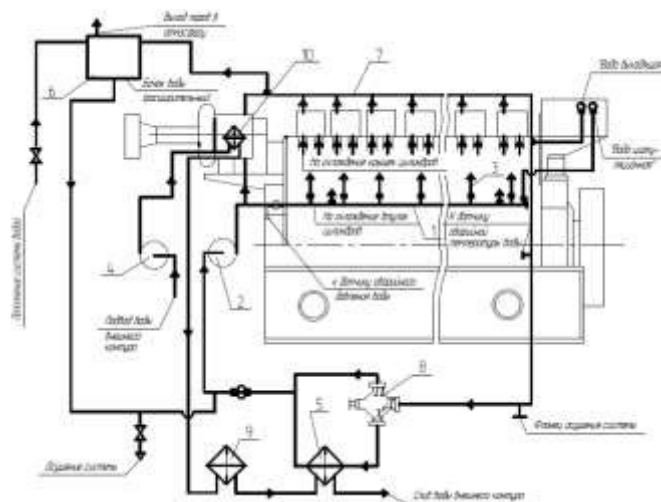


Рис. 1.23 – Принципова схема системи охолодження

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 наддувочного повітря (газоповітряної суміші).

У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішнього 2 і зовнішнього 4 контурів, регулятор температури води (РТП) 8, охолоджувач води 5, бачок води (розширювальний) 6, трубопроводи системи. Вода внутрішнього контуру насосом 2 по трубопроводу 1 розподіляється уздовж блок-картера і по трубах 3 підводиться до верхньої частини блоку.

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 і частотою обертання 30 с-1 (1800 об / хв). Насоси встановлені на передньому торці двигуна і приводяться в дію від шестерні колінчастого валу.

Кронштейн 8 насоса кріпиться до передньої кришки фундаментної рами. До кронштейну шпильками кріпиться корпус 1 насоса. Спереду корпус закритий кришкою 2, що має фланець для кріплення труби, що підводить воду до насоса. Кришка одночасно служить камерою робочої порожнини насоса, спільно з колесом 4 насадженого на конус валика 5. Від осьового переміщення колесо утримується гайкою 6, яка від самовідгвинчування стопориться замковою пластиною.

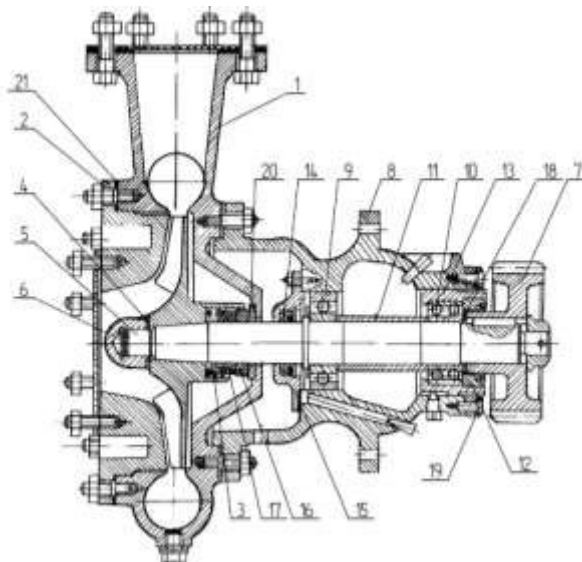


Рис. 1.24 – Насос води
відцентровий

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

Бачок розширювальний входить в систему охолодження двигуна і разом з нею становить замкнутий контур цієї системи. За своєю конструкцією він являє собою циліндричний зварний корпус 1, з обох сторін якого приварені кришки 2,

3, які мають оглядові люки, закриті круглими скельцями 4 для візуального контролю рівня води в бачку.

Охолоджувач складається з циліндричного корпусу 1, трубчастого охолоджуючого елемента 2 і двох кришок 3 і 4. Охолоджуючий елемент складається з двох трубних дощок 5, 6, охолоджуючих трубок, поперечних перегородок і наповнювачів. Охолоджуючі трубки закріплені в отворах трубних дощок методом розвальцьовування. Для зменшення перетікання охолоджувальної води, що проходить по периферії, минаючи трубний пучок, між перегородками встановлені наповнювачі.

Система запалювання є системою 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: 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, високовольтний дріт, та свічки запалювання.

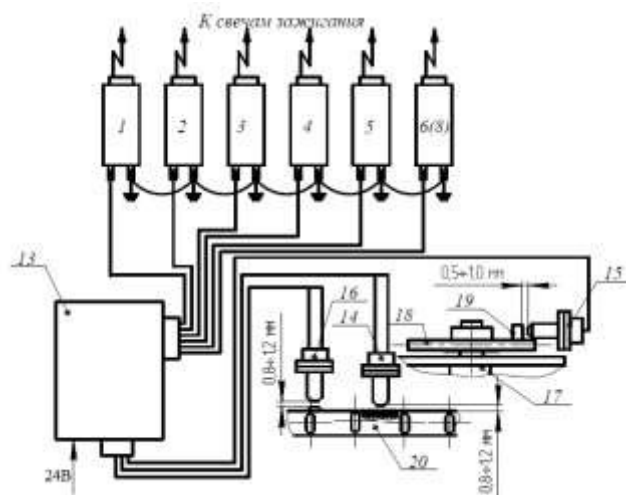


Рис. 1.25 – Схема системи запалювання

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

1.3 Висновки по розділу.

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

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принцип роботи його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено потенційні можливості щодо форсування двигуна за умови збереження вихідних параметрів на високому рівні.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність $P_e = 550 \text{ кВт}$

Частота обертання колінчастого валу $n = 500 \text{ хв}^{-1}$

Ступінь стиску $\epsilon = 10$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1.50$ [1, ст. 5]

Тиск наддуву $p_B = 175 \text{ кПа}$

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 $p_r = 180 \text{ кПа}$ [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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1 = 1.5 \cdot 9.595 + 1 = 15.393$$

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]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{175}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 359.669$$

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)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 359.7 - 40.0 = 319.7$$

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

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_\Gamma}{\alpha \cdot L_0 + 1} = \frac{319.7 + 1.5 \cdot 9.6 \cdot 293.0}{1.5 \cdot 9.6 + 1.0} = 294.7$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 175 - 3 = 172$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 175 = 166.25$$

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

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{294.733 + 20}{900} \cdot \frac{180}{10 \cdot 166.25 - 180} = 0.042$$

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

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{294.733 + 20 + 0.042 \cdot 900}{1 + 0.042} = 338.571$$

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

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_{int}} \cdot \frac{T_{cm}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{10}{10 - 1} \cdot \frac{166.25}{172} \cdot \frac{294.733}{338.571 \cdot (1 + 0.042)} = 0.897$$

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

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 166.25 \cdot 10^{1.367} = 3870.452$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 338.571 \cdot 10^{1.367-1} = 788.223$$

Для газових двигунів з наддувом $T_c = (650...800)$ 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

$$Q_{н.г} = \sum \begin{pmatrix} r_{CH4} \cdot 35880 \\ r_{C2H6} \cdot 64430 \\ r_{C3H8} \cdot 92930 \\ r_{C4H10} \cdot 123680 \\ r_{C5H12} \cdot 146230 \\ r_{CO} \cdot 12649 \\ r_{H2} \cdot 10798 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.95 \cdot 35880 \\ 0.02 \cdot 64430 \\ 0.01 \cdot 92930 \\ 0 \cdot 123680 \\ 0 \cdot 146230 \\ 0.01 \cdot 12649 \\ 0 \cdot 10798 \end{pmatrix} = 36430.39$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.5 - 1) \cdot 9.595 = 1.007$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 + r_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot 1.5 \cdot 9.595 + 0 = 11.37$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 1.03 + 2 + 1.007 + 11.37 = 15.408$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 15.408 - 15.393 = 0.015$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{15.408}{15.393} = 1.001$$

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.001 + 0.042}{1 + 0.042} = 1.001$$

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

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = \frac{1.03}{15.408} = 0.067 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 6.685$$

водяної пари H_2O

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2} = \frac{2}{15.408} = 0.13 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 100 = 12.980$$

кисню O_2

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2} = \frac{1.007}{15.408} = 0.065 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{O}_2} \cdot 100 = 6.539$$

азоту N_2

$$R_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2} = \frac{11.37}{15.408} = 0.738 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{N}_2} \cdot 100 = 73.796$$

Сума компонентів продуктів згоряння (перевірка)

$$R_{\text{CO}_2} + R_{\text{H}_2\text{O}} + R_{\text{O}_2} + R_{\text{N}_2} = 0.067 + 0.130 + 0.065 + 0.738 = 1.000$$

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:

$$a_{me} = \sum \begin{pmatrix} R_{O_2} \cdot 23.664 \\ R_{N_2} \cdot 22.374 \\ R_{CO_2} \cdot 41.341 \\ R_{H_2O} \cdot 26.670 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.065 \cdot 23.664 \\ 0.738 \cdot 22.374 \\ 0.067 \cdot 41.341 \\ 0.13 \cdot 26.67 \end{pmatrix} = 24.284$$

$$b_{me} = \sum \begin{pmatrix} R_{O_2} \cdot 159.1 \cdot 10^{-5} \\ R_{N_2} \cdot 134.0 \cdot 10^{-5} \\ R_{CO_2} \cdot 242.8 \cdot 10^{-5} \\ R_{H_2O} \cdot 443.8 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.065 \cdot 159.1 \cdot 10^{-5} \\ 0.738 \cdot 134 \cdot 10^{-5} \\ 0.067 \cdot 242.8 \cdot 10^{-5} \\ 0.13 \cdot 443.8 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix} = 1.831 \times 10^{-3}$$

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:

$$a_{cm} = \frac{\sum \left(\frac{a_{\Gamma\Pi}}{a_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0} \right)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{\sum \left(\frac{26.424}{22.709 \cdot 1.5 \cdot 9.595} \right)}{15.393 \cdot (1 + 0.042)} = 23.005$$

$$b_{cm} = \frac{\sum \left(\frac{b_{\Gamma\Pi}}{b_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0} \right)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{\sum \left(\frac{0.027}{129.8 \cdot 10^{-5} \cdot 1.5 \cdot 9.595} \right)}{15.393 \cdot (1 + 0.042)} = 2.948 \times 10^{-3}$$

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:

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

$$\text{де } a_{m,cm} = a_{cm} = 23.005$$

$$b_{m,cm} = \frac{b_{cm}}{2} = \frac{2.948 \times 10^{-3}}{2} = 1.474 \times 10^{-3}$$

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)

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

$$\text{де } a_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{1.50} = 29.294$$

$$b_z = \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} = \left(427.38 + \frac{184.36}{1.50} \right) \cdot 10^{-5} = 5.503 \times 10^{-3}$$

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:

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

$$\text{де } a_{m,z} = a_z = 29.294$$

$$b_{m,z} = \frac{b_z}{2} = \frac{5.503 \times 10^{-3}}{2} = 2.751 \times 10^{-3}$$

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:

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

$$\text{де } A = b_{m,z} \cdot \beta = 2.751 \times 10^{-3} \cdot 1.001 = 2.754 \times 10^{-3}$$

$$B = a_{m,z} \cdot \beta = 29.294 \cdot 1.001 = 29.321$$

$$C' = \frac{\xi_z \cdot Q_{H.G} \cdot 22.4}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 3.643 \times 10^4 \cdot 22.4}{15.393 \cdot (1 + 0.042)} = 4.323 \times 10^4$$

$$C'' = \sum \left(\begin{array}{c} a_{m.cm} \\ b_{m.cm} \cdot T_c \\ 8.314 \cdot \lambda \end{array} \right) \cdot T_c = \sum \left(\begin{array}{c} 23.005 \\ 0.001 \cdot 788.223 \\ 8.314 \cdot 2.8 \end{array} \right) \cdot 788.223 = 37397.896$$

$$C = C' + C'' = 4.323 \times 10^4 + 3.74 \times 10^4 = 8.062 \times 10^4$$

Звідки:

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

$$\text{де } D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C = 29.321^2 + 4 \cdot 2.754 \times 10^{-3} \cdot 8.062 \times 10^4 = 1.748 \times 10^3$$

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-29.321 + \sqrt{1747.906}}{2 \cdot 0.003} = 2266.986$$

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

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c} = 1.001 \cdot 3870.452 \cdot \frac{2266.986}{788.223} = 11142.095$$

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

$$\lambda' = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{1.114 \times 10^4}{3.87 \times 10^3} = 2.879$$

Похибка складає у %:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda' - \lambda|}{0.5 \cdot (\lambda' + \lambda)} \cdot 100 = \frac{|2.879 - 2.8|}{0.5 \cdot (2.879 + 2.8)} \cdot 100 = 2.774$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda' \cdot T_c} = \frac{1.001 \cdot 2.267 \times 10^3}{2.879 \cdot 788.223} = 1$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10}{1} = 10$$

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

$$n_2 = 1.208$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{1.114 \times 10^4}{10^{1.208}} = 690.187$$

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

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2.267 \times 10^3}{10^{1.208-1}} = 1.404 \times 10^3$$

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;

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right] = \frac{1404.264}{1.4} \cdot \left[1 + (1.35 - 1) \cdot \frac{180}{690.187} \right] = 1094.603$$

Температура залишкових газів, в К

$$T_{\text{г.п}} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1.4 \times 10^3}{\sqrt[3]{\frac{690.2}{180}}} = 897.2$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{\text{г.п}}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|900 - 897.189|}{900} \cdot 100 = 0.312$$

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

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

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

$$\text{де } A = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{2.8}{1.208 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10^{1.208 - 1}} \right) = 5.123$$

$$B = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.367 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10^{1.367 - 1}} \right) = 1.554$$

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A - B) = \frac{3870.452}{10 - 1} \cdot (5.123 - 1.554) = 1534.639$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 1534.639 = 1473.254$$

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

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{M_1 \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.G} \cdot p_d \cdot 22.4} \cdot 4.186 = 1.99 \cdot \frac{15.39 \cdot 294.73 \cdot 1473.25}{0.9 \cdot 36430.39 \cdot 166.25 \cdot 22.4} \cdot 4.19 = 0.46$$

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 $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.G}} = \frac{3600}{0.456 \cdot 36430.39} = 0.216$$

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

$$v_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 500}{30} = 5.667 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot v_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 5.667) \cdot 10^3 = 154.867$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1473.254 - 154.867 = 1318.387$$

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

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1318.387}{1473.254} = 0.895$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.456 \cdot 0.895 = 0.408$$

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 $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.G}} = \frac{3600}{0.408 \cdot 36430.39} = 0.242$$

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 $\text{м}^3 / \text{год}$

$$B_e = g_e \cdot P_e = 0.242 \cdot 550 = 133.056$$

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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e}{P_{me} \cdot n} \cdot 10^3 = 30 \cdot 4 \cdot \frac{550}{1.318 \times 10^3 \cdot 500} \cdot 10^3 = 100.122$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100.122}{6} = 16.687$$

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;

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.687}{\pi \cdot 1.36}} = 249.987 \quad \text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.25$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.987 = 339.982 \quad \text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.34$$

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

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 1000} = \frac{1.318 \times 10^3 \cdot 100.138 \cdot 500}{30 \cdot 4.1 \times 10^3} = 550.087$$

Отримана величина відрізняється від заданої на %:

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

$$\text{де } P_{e,cr} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{550.087 + 550}{2} = 550.044$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e,cr}} \cdot 100 = \frac{|550.087 - 550|}{550.044} \cdot 100 = 0.016$$

, 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

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.017}{10 - 1} = 1.854 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м^3

$$V_a = V_s + V_c = 0.017 + 1.854 \times 10^{-3} = 0.019$$

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

$$V_z = V_c = 1.854 \times 10^{-3}$$

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.

$V(0) = 0.00185$	$p(0) = 166.25$	$V(180) = 0.01854$	$p(180) = 166.25$
$V(10) = 0.00201$	$p(10) = 166.25$	$V(190) = 0.01845$	$p(190) = 167.416$
$V(20) = 0.00248$	$p(20) = 166.25$	$V(200) = 0.01817$	$p(200) = 171.001$
$V(30) = 0.00324$	$p(30) = 166.25$	$V(210) = 0.01769$	$p(210) = 177.276$
$V(40) = 0.00425$	$p(40) = 166.25$	$V(220) = 0.01703$	$p(220) = 186.733$
$V(50) = 0.00546$	$p(50) = 166.25$	$V(230) = 0.01619$	$p(230) = 200.151$
$V(60) = 0.00683$	$p(60) = 166.25$	$V(240) = 0.01517$	$p(240) = 218.717$
$V(70) = 0.00829$	$p(70) = 166.25$	$V(250) = 0.014$	$p(250) = 244.224$
$V(80) = 0.00979$	$p(80) = 166.25$	$V(260) = 0.01268$	$p(260) = 279.406$
$V(90) = 0.01127$	$p(90) = 166.25$	$V(270) = 0.01127$	$p(270) = 328.516$
$V(100) = 0.01268$	$p(100) = 166.25$	$V(280) = 0.00979$	$p(280) = 398.322$
$V(110) = 0.014$	$p(110) = 166.25$	$V(290) = 0.00829$	$p(290) = 499.866$
$V(120) = 0.01517$	$p(120) = 166.25$	$V(300) = 0.00683$	$p(300) = 651.516$

$V(130) = 0.01619$	$p(130) = 166.25$	$V(310) = 0.00546$	$p(310) = 883.951$
$V(140) = 0.01703$	$p(140) = 166.25$	$V(320) = 0.00425$	$p(320) = 1246.413$
$V(150) = 0.01769$	$p(150) = 166.25$	$V(330) = 0.00324$	$p(330) = 1805.453$
$V(160) = 0.01817$	$p(160) = 166.25$	$V(340) = 0.00248$	$p(340) = 2597.514$
$V(170) = 0.01845$	$p(170) = 166.25$	$V(350) = 0.00201$	$p(350) = 3458.82$
$V(360) = 0.00185$	$p(360) = 3870.452$	$V(540) = 0.01854$	$p(540) = 690.187$
$V(370) = 0.00201$	$p(370) = 10088.187$	$V(550) = 0.01845$	$p(550) = 180$
$V(380) = 0.00248$	$p(380) = 7832.656$	$V(560) = 0.01817$	$p(560) = 180$
$V(390) = 0.00324$	$p(390) = 5679.517$	$V(570) = 0.01769$	$p(570) = 180$
$V(400) = 0.00425$	$p(400) = 4093.594$	$V(580) = 0.01703$	$p(580) = 180$
$V(410) = 0.00546$	$p(410) = 3021.543$	$V(590) = 0.01619$	$p(590) = 180$
$V(420) = 0.00683$	$p(420) = 2307.478$	$V(600) = 0.01517$	$p(600) = 180$
$V(430) = 0.00829$	$p(430) = 1825.789$	$V(610) = 0.014$	$p(610) = 180$
$V(440) = 0.00979$	$p(440) = 1493.833$	$V(620) = 0.01268$	$p(620) = 180$
$V(450) = 0.01127$	$p(450) = 1259.96$	$V(630) = 0.01127$	$p(630) = 180$
$V(460) = 0.01268$	$p(460) = 1091.982$	$V(640) = 0.00979$	$p(640) = 180$
$V(470) = 0.014$	$p(470) = 969.541$	$V(650) = 0.00829$	$p(650) = 180$
$V(480) = 0.01517$	$p(480) = 879.493$	$V(660) = 0.00683$	$p(660) = 180$
$V(490) = 0.01619$	$p(490) = 813.183$	$V(670) = 0.00546$	$p(670) = 180$
$V(500) = 0.01703$	$p(500) = 764.815$	$V(680) = 0.00425$	$p(680) = 180$
$V(510) = 0.01769$	$p(510) = 730.485$	$V(690) = 0.00324$	$p(690) = 180$
$V(520) = 0.01817$	$p(520) = 707.588$	$V(700) = 0.00248$	$p(700) = 180$
$V(530) = 0.01845$	$p(530) = 694.463$	$V(710) = 0.00201$	$p(710) = 180$

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 26413.026$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.641 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.583 \times 10^3$$

Похибка теоретичного середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi.T} = \frac{2 \cdot |p_{mi.T} - p_{mi'}|}{p_{mi.T} + p_{mi'}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |1.583 \times 10^3 - 1.535 \times 10^3|}{1.583 \times 10^3 + 1.535 \times 10^3} \cdot 100 = 3.077$$

Отримання значення не перевищує допустиме значення - 5%

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.583 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.519 \times 10^3$$

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

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.473 \times 10^3 + 1.519 \times 10^3}{2} = 1.496 \times 10^3$$

$$\Delta p_{mi} = \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi.cp}} \cdot 100 = \frac{|1.473 \times 10^3 - 1.519 \times 10^3|}{1.496 \times 10^3} \cdot 100 = 3.077$$

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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 3.87 \times 10^3 = 4.645 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 0.85 \cdot 1.114 \times 10^4 = 9.471 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 166.25$	$V(\varphi_r) = 1.854 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 166.25$	$V(\varphi_d) = 0.019$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 3870.452$	$V(\varphi_c) = 1.854 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 11130.52$	$V(\varphi_z) = 1.856 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 690.187$	$V(\varphi_b) = 0.019$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.175 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.827 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.045 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 2.21 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 360$	$p(\varphi_{z'}) = 3.87 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.854 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 813.183$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 710$	$p(\varphi_{r'}) = 180$	$V(\varphi_{r'}) = 2.013 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 30$	$p(\varphi_{r''}) = 166.25$	$V(\varphi_{r''}) = 3.239 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 177.276$	$V(\varphi_{d'}) = 0.018$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 4.645 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.854 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 366$	$p_{zд} = 9.471 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.912 \times 10^{-3}$

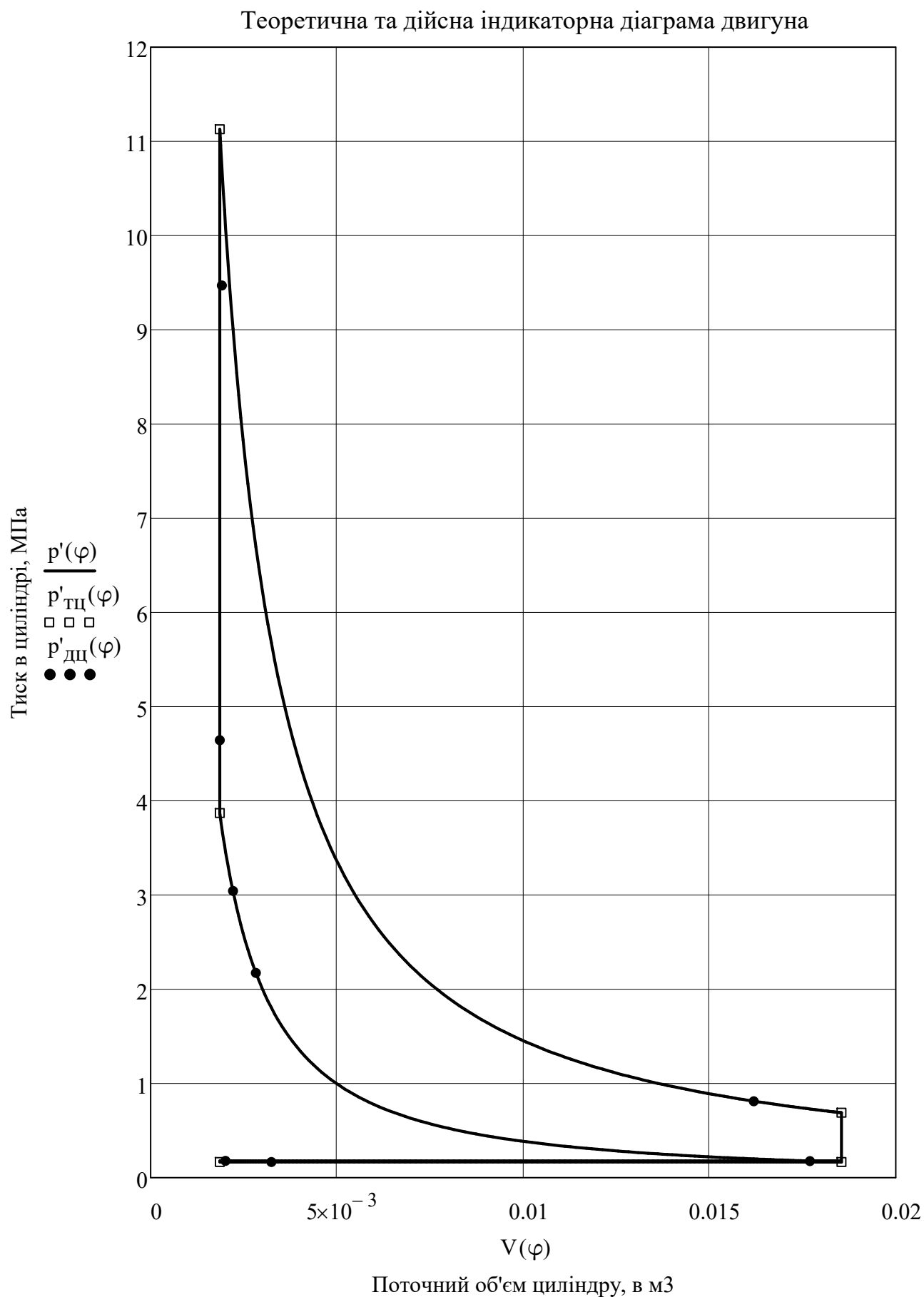


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

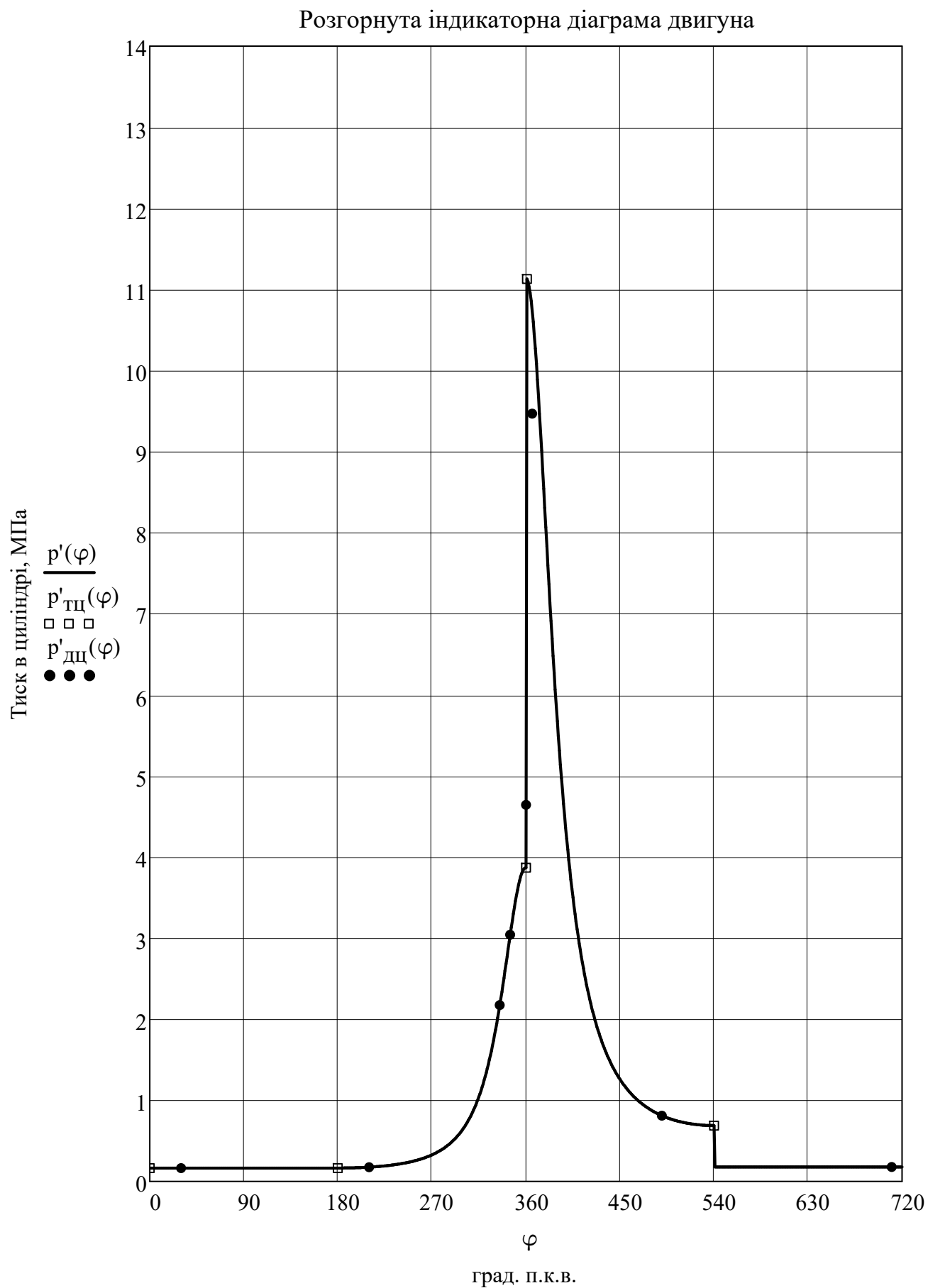


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

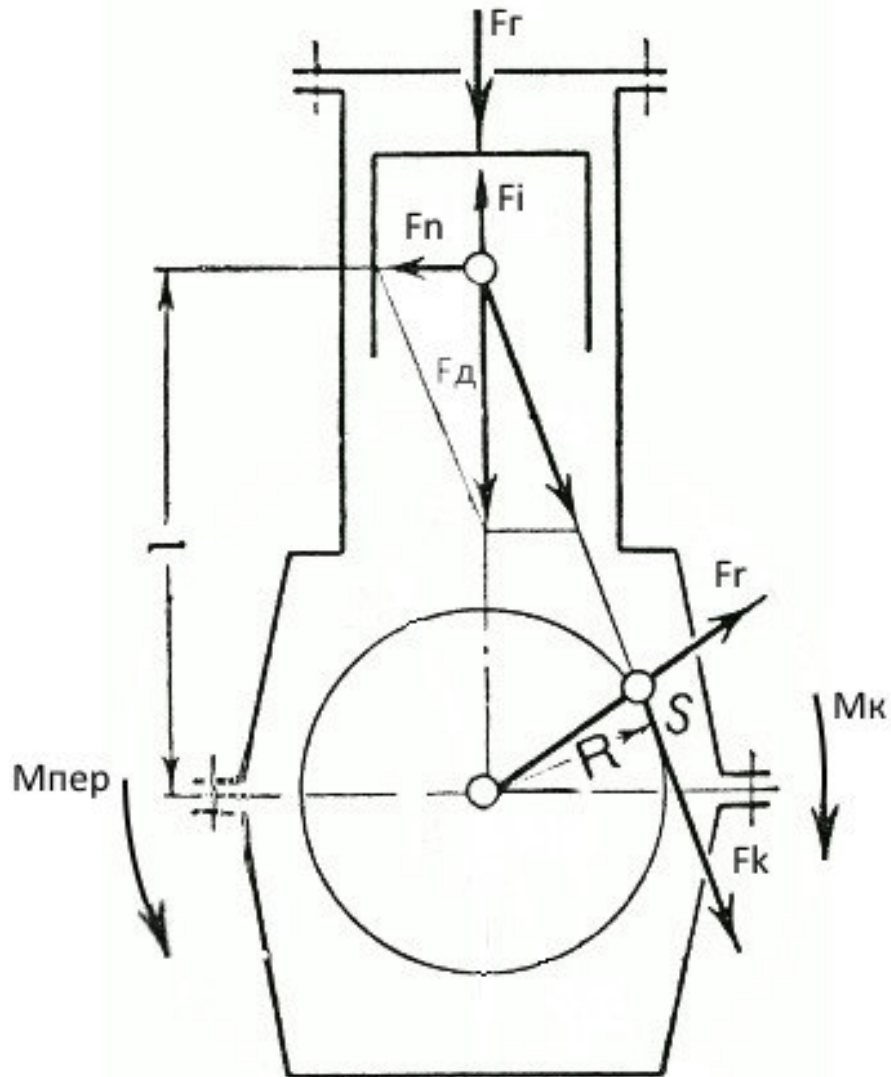


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 500}{30} = 52.36$$

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

$F_r(0) = 3.188$	$F_i(0) = -43.767$	$F_d(0) = -40.578$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 3.188$	$F_i(30) = -34.638$	$F_d(30) = -31.45$	$M_k(30) = -3.271$
$F_r(60) = 3.188$	$F_i(60) = -12.963$	$F_d(60) = -9.775$	$M_k(60) = -1.628$
$F_r(90) = 3.188$	$F_i(90) = 8.921$	$F_d(90) = 12.109$	$M_k(90) = 2.059$
$F_r(120) = 3.188$	$F_i(120) = 21.883$	$F_d(120) = 25.072$	$M_k(120) = 3.207$
$F_r(150) = 3.188$	$F_i(150) = 25.717$	$F_d(150) = 28.906$	$M_k(150) = 1.908$
$F_r(180) = 3.188$	$F_i(180) = 25.925$	$F_d(180) = 29.114$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 3.729$	$F_i(210) = 25.717$	$F_d(210) = 29.447$	$M_k(210) = -1.943$
$F_r(240) = 5.764$	$F_i(240) = 21.883$	$F_d(240) = 27.647$	$M_k(240) = -3.536$
$F_r(270) = 11.153$	$F_i(270) = 8.921$	$F_d(270) = 20.074$	$M_k(270) = -3.413$
$F_r(300) = 27.009$	$F_i(300) = -12.963$	$F_d(300) = 14.046$	$M_k(300) = -2.339$
$F_r(330) = 83.652$	$F_i(330) = -34.638$	$F_d(330) = 49.014$	$M_k(330) = -5.098$
$F_r(360) = 185.018$	$F_i(360) = -43.767$	$F_d(360) = 141.251$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 273.82$	$F_i(390) = -34.638$	$F_d(390) = 239.182$	$M_k(390) = 24.875$
$F_r(420) = 108.296$	$F_i(420) = -12.963$	$F_d(420) = 95.333$	$M_k(420) = 15.878$
$F_r(450) = 56.876$	$F_i(450) = 8.921$	$F_d(450) = 65.796$	$M_k(450) = 11.185$
$F_r(480) = 38.199$	$F_i(480) = 21.883$	$F_d(480) = 60.083$	$M_k(480) = 7.685$
$F_r(510) = 30.885$	$F_i(510) = 25.717$	$F_d(510) = 56.602$	$M_k(510) = 3.736$
$F_r(540) = 28.907$	$F_i(540) = 25.925$	$F_d(540) = 54.832$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 3.863$	$F_i(570) = 25.717$	$F_d(570) = 29.58$	$M_k(570) = -1.952$
$F_r(600) = 3.863$	$F_i(600) = 21.883$	$F_d(600) = 25.747$	$M_k(600) = -3.293$
$F_r(630) = 3.863$	$F_i(630) = 8.921$	$F_d(630) = 12.784$	$M_k(630) = -2.173$
$F_r(660) = 3.863$	$F_i(660) = -12.963$	$F_d(660) = -9.1$	$M_k(660) = 1.516$
$F_r(690) = 3.863$	$F_i(690) = -34.638$	$F_d(690) = -30.775$	$M_k(690) = 3.201$
$F_r(720) = 3.863$	$F_i(720) = -43.767$	$F_d(720) = -39.904$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -40.578$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.059$	$F_r(30) = -25.207$	$F_k(30) = -19.24$	$M_{пер}(30) = 3.271$
$F_n(60) = -2.222$	$F_r(60) = -2.963$	$F_k(60) = -9.576$	$M_{пер}(60) = 1.628$
$F_n(90) = 3.207$	$F_r(90) = -3.207$	$F_k(90) = 12.109$	$M_{пер}(90) = -2.059$
$F_n(120) = 5.7$	$F_r(120) = -17.472$	$F_k(120) = 18.862$	$M_{пер}(120) = -3.207$
$F_n(150) = 3.731$	$F_r(150) = -26.898$	$F_k(150) = 11.222$	$M_{пер}(150) = -1.908$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -29.114$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.8$	$F_r(210) = -27.402$	$F_k(210) = -11.432$	$M_{пер}(210) = 1.943$
$F_n(240) = -6.286$	$F_r(240) = -19.267$	$F_k(240) = -20.8$	$M_{пер}(240) = 3.536$
$F_n(270) = -5.316$	$F_r(270) = -5.316$	$F_k(270) = -20.074$	$M_{пер}(270) = 3.413$
$F_n(300) = -3.193$	$F_r(300) = 4.257$	$F_k(300) = -13.761$	$M_{пер}(300) = 2.339$
$F_n(330) = -6.326$	$F_r(330) = 39.285$	$F_k(330) = -29.986$	$M_{пер}(330) = 5.098$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 141.251$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 30.869$	$F_r(390) = 191.703$	$F_k(390) = 146.325$	$M_{пер}(390) = -24.875$
$F_n(420) = 21.675$	$F_r(420) = 28.895$	$F_k(420) = 93.398$	$M_{пер}(420) = -15.878$
$F_n(450) = 17.424$	$F_r(450) = -17.424$	$F_k(450) = 65.796$	$M_{пер}(450) = -11.185$
$F_n(480) = 13.66$	$F_r(480) = -41.872$	$F_k(480) = 45.203$	$M_{пер}(480) = -7.685$
$F_n(510) = 7.305$	$F_r(510) = -52.672$	$F_k(510) = 21.975$	$M_{пер}(510) = -3.736$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -54.832$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.818$	$F_r(570) = -27.526$	$F_k(570) = -11.484$	$M_{пер}(570) = 1.952$
$F_n(600) = -5.854$	$F_r(600) = -17.943$	$F_k(600) = -19.37$	$M_{пер}(600) = 3.293$
$F_n(630) = -3.385$	$F_r(630) = -3.385$	$F_k(630) = -12.784$	$M_{пер}(630) = 2.173$
$F_n(660) = 2.069$	$F_r(660) = -2.758$	$F_k(660) = 8.915$	$M_{пер}(660) = -1.516$
$F_n(690) = 3.972$	$F_r(690) = -24.666$	$F_k(690) = 18.827$	$M_{пер}(690) = -3.201$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -39.904$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

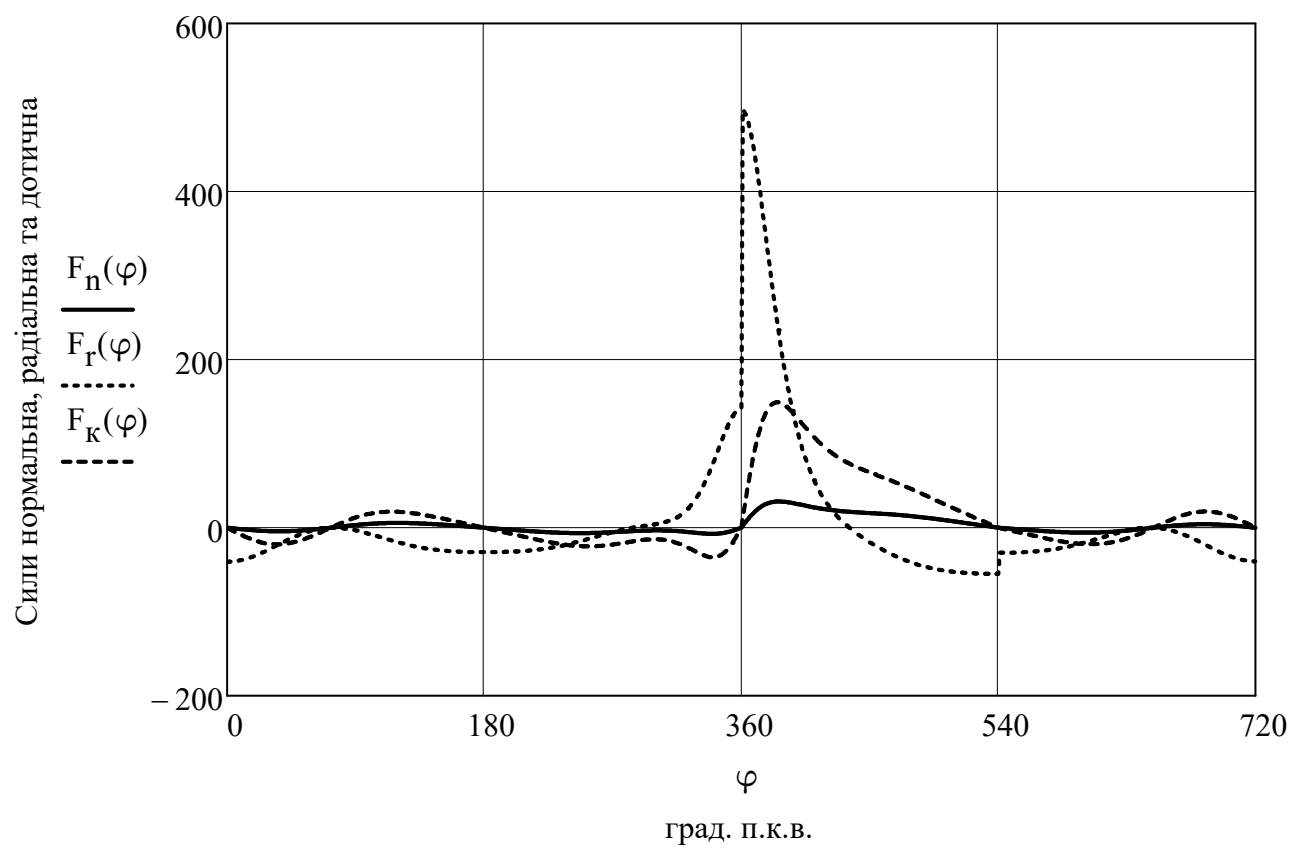
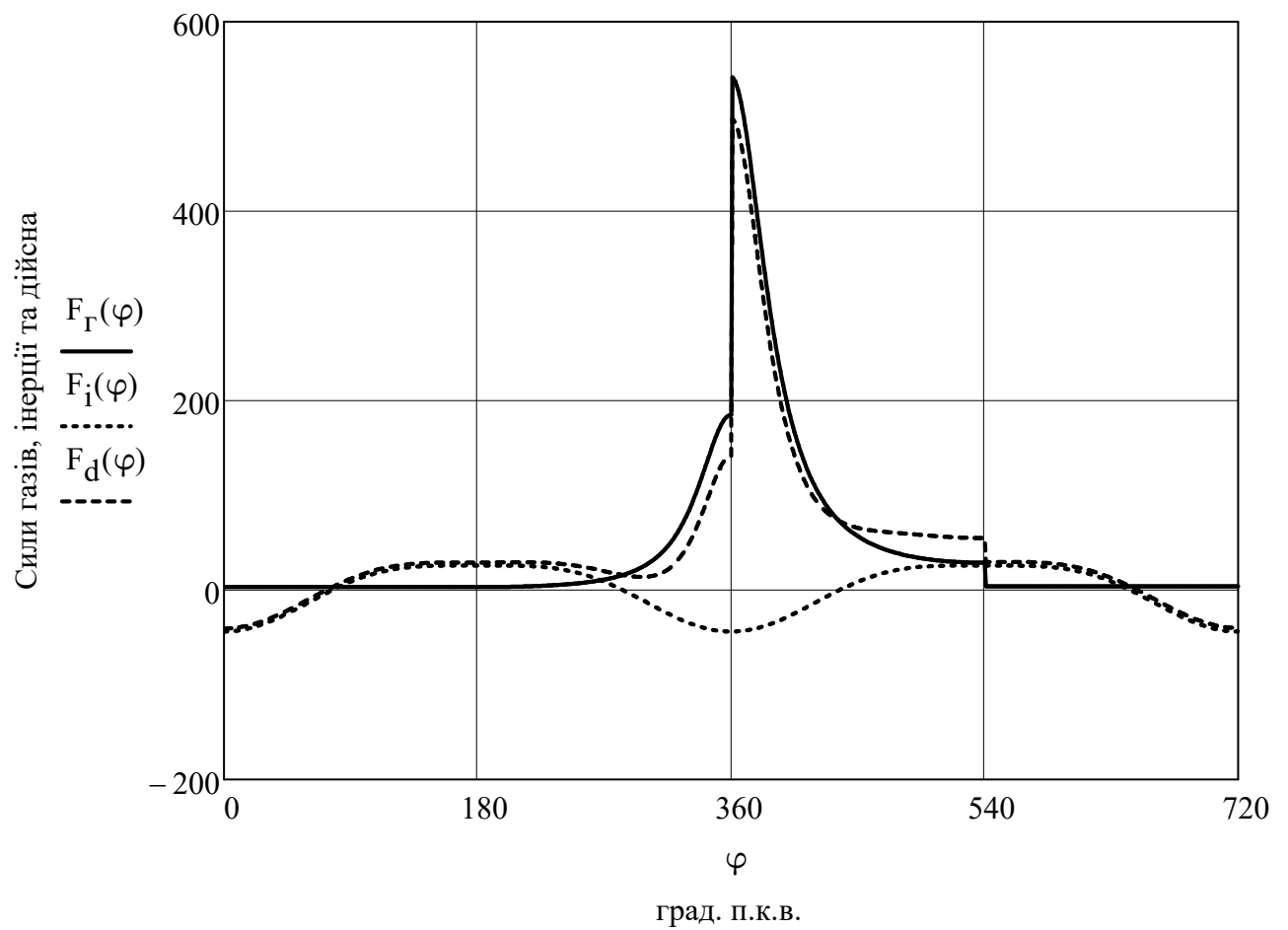


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

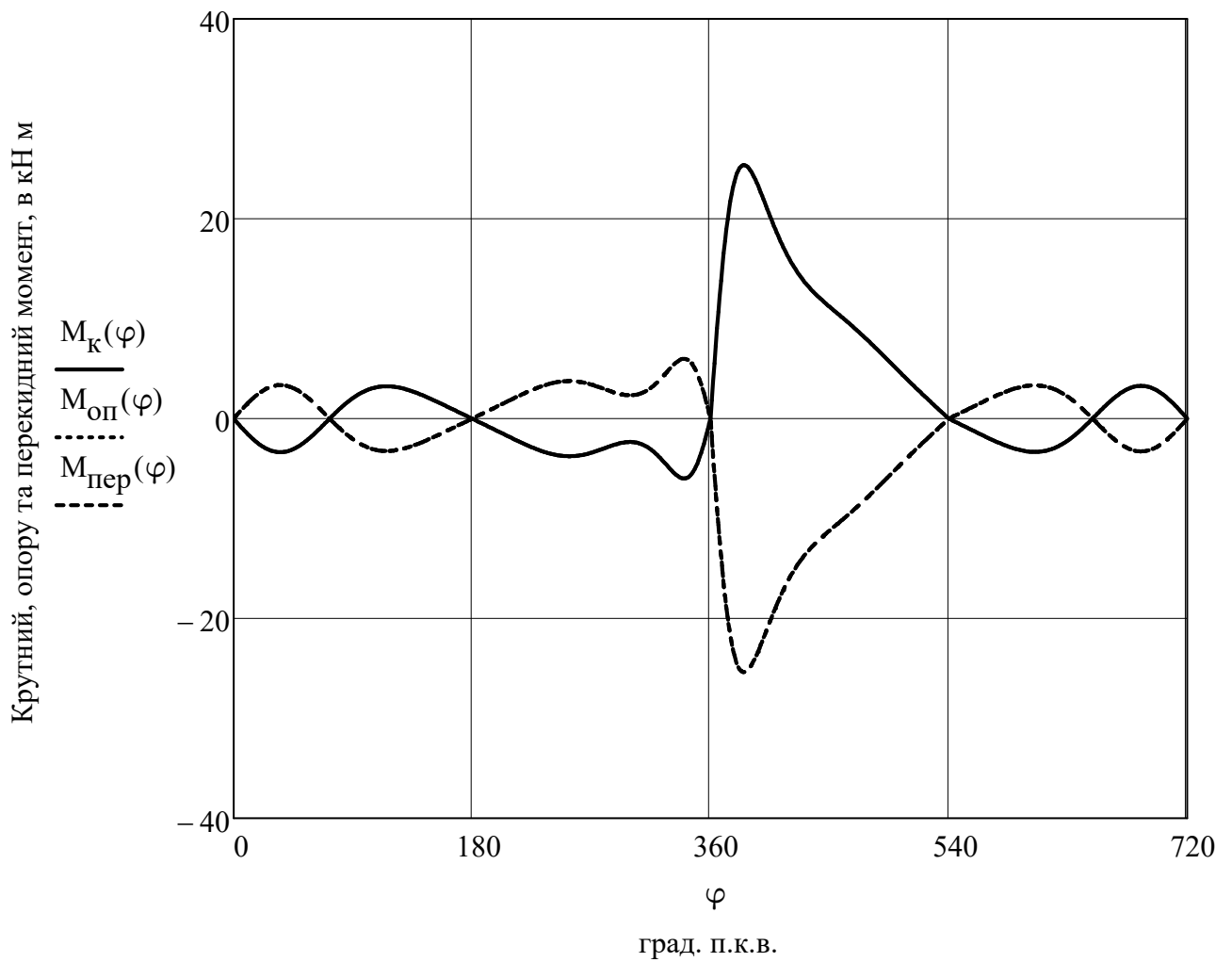


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

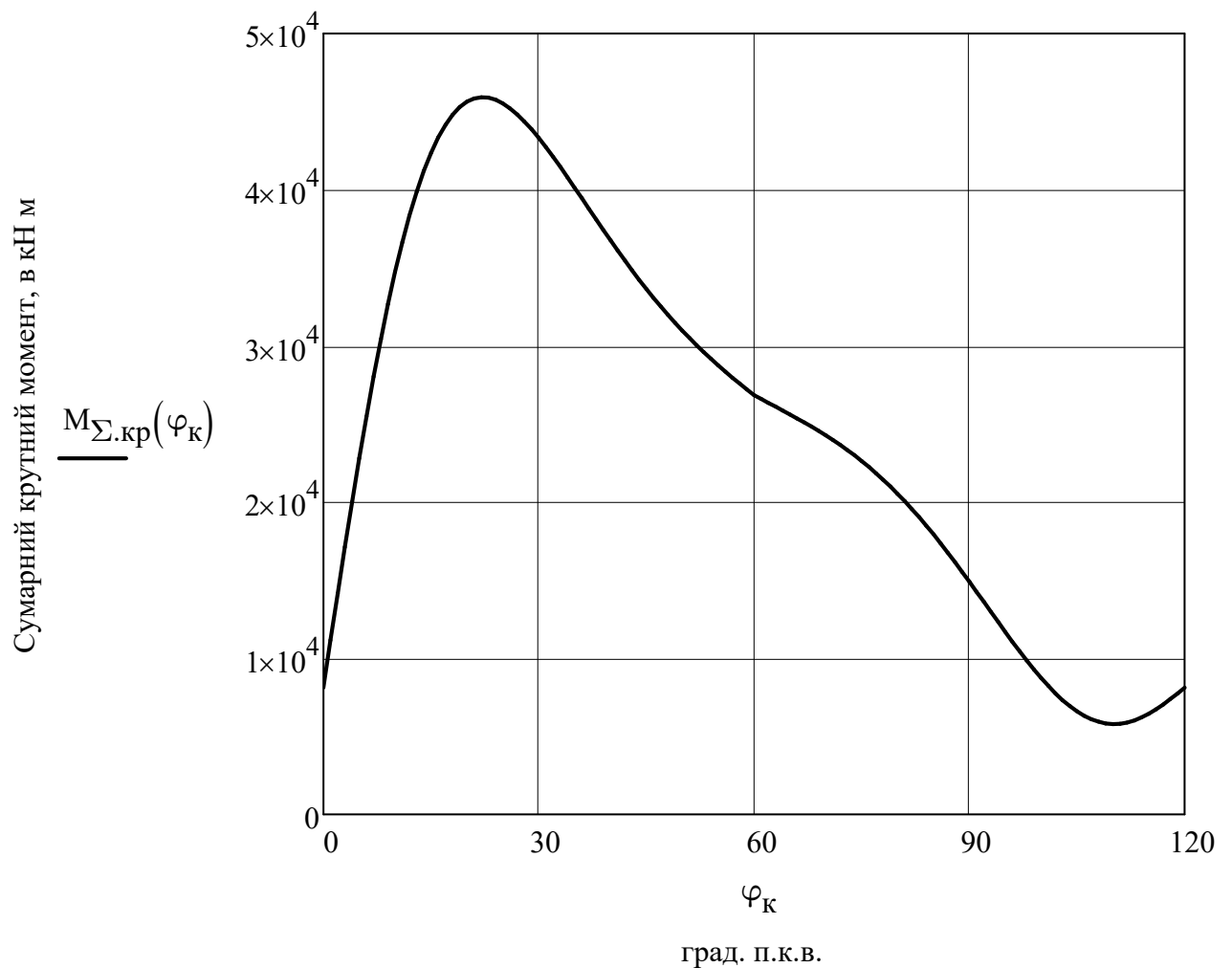


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 8.124 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.835 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 4.576 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.946 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.199 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.685 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.366 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.849 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.106 \times 10^4$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 5.934 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 8.124 \times 10^3$$

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.\Gamma}}{3.6} = \frac{133.056 \cdot 36430.39}{3.6} = 1346468.956$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 550 = 550000$$

у відсотковому відношенні

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{550000}{1346468.956} \cdot 100 = 40.848$$

перевірка:

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1346468.956 \cdot 0.408 = 550000$$

$$\text{Тоді похибка } \Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|550000 - 550000|}{550000} \cdot 100 = 0 \%$$

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

$W_{\text{г.р}} = 0.11$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

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

$$Q_w = \sum \left(\begin{matrix} -W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}} \end{matrix} \right) \cdot Q_{\Pi} = \sum \left(\begin{matrix} -0 + 0 \\ 0.11 + 0.04 \end{matrix} \right) \cdot 1346468.956 = 201970.343$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 154.867 = 92.92$$

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

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{92.92 \cdot 0.017 \cdot 500 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 38.77$$

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

$$Q_{T.П} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 38.77 = 38770.199$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{T.П} = 201970.343 + 38770.199 = 240740.542$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{2.407 \times 10^5 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 6.895 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{6.895 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.9} = 0.751$$

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

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 0.751 = 750.758$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 2.02 \times 10^5 + 3.877 \times 10^4 + 750.758 = 2.415 \times 10^5$$

$$\text{або у відсотках, \%} \quad q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.415 \times 10^5}{1.346 \times 10^6} \cdot 100 = 17.935$$

Температура залишкових газів, в °С

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

Температура на початку стиску

$$t_d = T_d - 273 = 338.571 - 273 = 65.571$$

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

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

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

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 65.571 = 29.126$$

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

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

$$A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 15.408 \cdot 33.994 \cdot 627 = 3.284 \times 10^5$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 15.393 \cdot 29.126 \cdot 65.571 = 2.94 \times 10^4$$

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{133.056}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (3.284 \times 10^5 - 2.94 \times 10^4) = 4.934 \times 10^5$$

$$\text{або у відсотках, \%} \quad q_r = \frac{Q_r}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{493365.649}{1346468.956} \cdot 100 = 36.641$$

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

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{154.867}{1473.254} \cdot 0.456 = 0.048$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.048 \cdot 1346468.956 = 64606.725$$

Перша складова теплоти, відведеної в систему мащення

$$Q_{M1} = Q_W + Q_{MD} - Q_B = 201970.3 + 64606.7 - 241491.3 = 25085.8$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 25085.76822}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 0.00333$$

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{3.328 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.664$$

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 1.664 = 1663.866$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 25085.768 + 1663.866 = 26749.634$$

$$\text{або у відсотках, \%} \quad q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{26749.634}{1346468.956} \cdot 100 = 1.987$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = \sum \begin{pmatrix} Q_{\Pi} + -Q_e \\ -Q_B + -Q_{\Gamma} \\ -Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1346468.956 + -550000 \\ -241491.3 + -493365.649 \\ -26749.634 \end{pmatrix} = 34862.373$$

$$\text{або у відсотках, \%} \quad q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3.486 \times 10^4}{1.346 \times 10^6} \cdot 100 = 2.589$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для ГД з Н
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 1346469$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 550000.0$	$q_e = 40.8$	23...48%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 493365.6$	$q_{\Gamma} = 36.6$	30...55%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 241491.3$	$q_B = 17.9$	12...27%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 26749.6$	$q_M = 2.0$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 34862.4$	$q_{\text{нв}} = 2.6$	до 3%

Отримані значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка головного рівняння теплового балансу:

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{\text{нв}} = 40.848 + 36.641 + 17.935 + 1.987 + 2.589 = 100$$

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	550	10,0
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1198	1318	10,02
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,374	0,408	9,09
4	Механічний ККД	η_m	-	0,885	0,895	1,13
5	Питома ефективна витрата палива	g_e	$\frac{m^3}{(кВт год)}$	0,266	0,242	- 9,02
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 форсування двигуна до потужності у 550 кВт, що на 50 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати для проектного двигуна поставлене завдання було виконано. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 10 %.

Процес форсування проектного двигуна супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 10,0%. Це відбувається внаслідок того, що процеси форсування двигуна передбачають збільшення циклової роботи в циліндрі, в основному за рахунок підвищення введеної в циліндр циклової порції палива.

Оптимізація параметрів робочого циклу та раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні. Оптимізація робочого циклу за рахунок збільшення циклової порції палива з наступним покращенням умов його вигорання, а також збільшення величини тиску наддуву дало змогу покращити

ефективність його протікання. Так згідно даних наведених у таблиці 2.1 ефективний ККД робочого циклу зріс на 9,1% у порівнянні з двигуном прототипом. При цьому питома ефективна витрата палива проектного двигуна пропорційно знизилась на 9,0 %.

Запропоновані заходи щодо зниження детонації прямо впливають на величину механічних втрат двигуна. Так в результаті для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на рівні 1,1% у порівнянні з прототипом.

Раціональний та обґрунтований вибір вхідних параметрів робочого циклу для проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні двигуну-прототипу. Це дало можливість отримати силову установку підвищеної потужності без зміни її масо-габаритних параметрів.

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. В даному випадку робота буде присвячена пошуку заходів щодо зниження вірогідності детонації для нормальної, стабільної та довговічної роботи двигуна.

РОЗДІЛ 3. ЗАХОДИ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ВІРОГІДНОСТІ ПОЯВИ ДЕТОНАЦІЇ.

3.1 Особливості та причини появи детонаційного згоряння.

3.1.1 Характер протікання робочого циклу з детонацією.

Детонаційне згоряння – це аномальний процес згоряння, при якому найбільш віддалена частина паливо-повітряної суміші об'ємно самозаймається з утворенням ударних хвиль.

Після займання робочої суміші від іскри фронт полум'я поширюється по камері згоряння. Тиск і температури в цій частині заряду значно підвищуються. Найбільш віддалена від фронту полум'я частина суміші нагрівається в результаті підтискання до температури, що перевищує температуру самозаймання. Але при нормальному згорянні самозаймання не відбувається, тому що не вистачає часу, для його розвитку. Але якщо створити умови (фактори, що впливають на появу детонації, вказані нижче), то самозаймання відбудеться з вибуховим характером: тиск та температура в зоні різко збільшуватимуться. Швидкість поширення вибухової хвилі в десятки разів перевищує швидкість поширення полум'я при нормальному згорянні і становить 1500...2000 м/с.

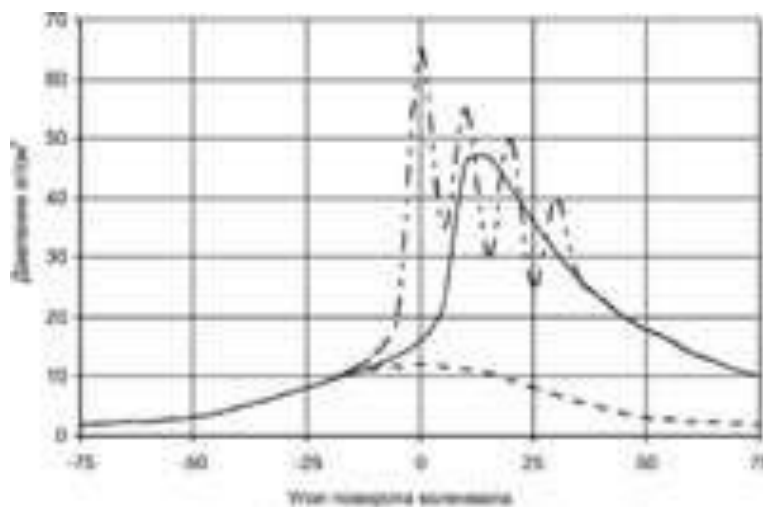


Рис. 3.1. – Індикаторна діаграма при детонації

Інтенсивність детонації залежить від того, яка частина циклового заряду палива перейде у вибухове згоряння, що визначається головним чином хімічною будовою вуглеводнів палива, температурою і тиском газів. Якщо нормально згорає 93 ... 95% робочої суміші, а детонує 5 ... 7%, то спостерігається слабка детонація. Якщо ж з вибухом згорає 20 ... 25% циклового заряду, то виникає дуже сильна детонація, часто призводить до аварії. На рисунку 3.1 приведена індикаторна діаграма двигуна, що працює з сильною детонацією.

Детонаційні хвилі багаторазово вдаряються і відбиваються від стінок камери згоряння, викликаючи характерний металевий стукіт, руйнуючи пристінковий шар газів зі зниженою температурою і масляну плівку на стінках циліндра.

Все це сприяє підвищенню тепловіддачі в стінки циліндра, камери згоряння, тарілки клапанів, днище поршня, викликаючи їх перегрів і оплавлення, підвищений знос верхньої частини циліндра, поломку поршнів і кілець, та руйнування підшипників. При роботі з детонацією відбувається відшарування частинок нагару від стінок камери згоряння і днища поршня. Типове руйнування поршня при детонації: верхнє кільце зрізає перемичку, ламає друге кільце і перемичку під ним, заклинюючи маслоз'ємне кільце.

Збільшення тепловіддачі в стінки камери згоряння, а також неповнота згоряння палива викликають різке збільшення нагрівання деталей циліндро-поршневої групи та суттєве погіршення умов тепла від них.

Основна причина виникнення детонації - утворення та накопичення в робочій суміші активних перекисів (кисневмісних речовин), які розкладаються в останній фазі згоряння, виділяють надлишкову енергію і викликають вибухове згоряння палива.

Пероксиди ($R - O - O - R$) і гідроперекиси ($R - O - O - H$) - це первинні продукти окислення вуглеводнів палива. Вони утворюються при прямому приєднання молекули кисню до вуглеводнів. Якщо приєднання молекули відбувається по $C - C$ зв'язку, виходить перекис, а якщо по $C - H$ зв'язку, то

гідроперекис. При подальшому окисленні накопичуються альдегіди, органічні кислоти, спирти та інші сполуки. Кінцевими продуктами є вуглекислий газ і вода.

Процеси окислення носять ланцюговий характер. Відповідно до теорії ланцюгових реакцій, разом з утворенням кінцевих продуктів окислення відновлюються нестійкі активні сполуки, які знову розкладаються, виділяють теплоту і стають новими вогнищами реакцій окислення. В результаті безперервно повторюваних реакцій з'являються ланцюга з великим числом активних центрів, що викликають самопришвидщення реакції.

У двигуні окислення палива киснем повітря починається в процесі наповнення і стиснення горючої суміші. Чим вище ступінь стиснення, тим більше тиск і температура циклу, інтенсивніше протікають процеси окислення. Ці процеси ще більш енергійно тривають після займання палива, особливо в тих зонах робочої суміші, які згорають останніми: тут кількість продуктів окислення максимально. Коли концентрація нестійких з'єднань досягає критичного значення для даного виду палива, відбувається вибухове згоряння решти незгорілої робочої суміші.

3.1.2 Фактори, що впливають на появу детонації.

В першу чергу це конструктивні фактори, серед яких:

- 1) Ступінь стискання. Чим вищий ступінь стискання, тим вищі тиск і температура робочої суміші в кінці стискання і тим сприятливіші умови для виникнення детонації.
- 2) Розмір та число циліндрів. Із збільшенням діаметра циліндра збільшується шлях фронту полум'я, що сприяє виникненню детонації.
- 3) Форма камери згоряння і розміщення свічки запалювання.
- 4) Матеріал поршня і головки циліндра.

Також при аналізі чинників та факторів що призводять до появи детонації, треба брати до уваги експлуатаційні фактори.

- 1) Сорт уживаного палива суттєво впливає на виникнення детонації.
- 2) Склад робочої суміші. Найбільшу схильність до детонації має робоча суміш з коефіцієнтом надміру повітря $\alpha = 0,85 \dots 0,95$, при якому забезпечуються найбільші температура і тиск у циліндрі, що сприяє виникненню детонації.
- 3) Кут випередження запалювання. Виникненню детонації сприяє ранній кут випередження запалювання, тому що у цьому випадку частка теплоти виділяється в кінці стискання до приходу поршня в в.м.т., внаслідок чого різко підвищується тиск у другій фазі згоряння і виникають вогнища samozapalювання перед фронтом полум'я.
- 4) Навантаження двигуна. При зменшенні потужності двигуна шляхом прикривання дросельної заслінки збільшується коефіцієнт залишкових газів, а тиск і температура в кінці стискання знижуються в зв'язку із зменшенням кількості палива, що вводиться.
- 5) Частота обертання колінчастого валу. При збільшенні частоти обертання, підсилюється турбулізація свіжого заряду та через підвищення опору у впускній системі зростає коефіцієнт залишкових газів. Внаслідок цього температура та тиск у процесі згоряння зменшуються. Крім того, скорочується час для хімічної підготовки палива до samozapalювання.
- 6) Тепловий стан двигуна. З підвищенням температури деталей камери згоряння двигуна зростає схильність до детонації.
- 7) Нагароутворення. При відкладенні нагару на стінках камери згоряння погіршується відведення теплоти від них, а також декілька збільшується ступінь стискання. Це приводить до підвищення температури і тиску робочої суміші, що сприяє появі детонації.
- 8) Стан навколишнього середовища. Стан атмосферного повітря характеризується трьома параметрами: тиском, температурою, вологістю. Збільшення температури та тиску на вході в циліндр, та збільшення сухості повітря, автоматично призводять до підвищення термодинамічних параметрів у всьому циклі.

3.2 Заходи щодо зниження вірогідності появи детонації.

3.2.1 Перелік основних типових заходів направлених на зниження вірогідності появи детонації.

1) Внаслідок того що ступінь стискання впливає на тиск і температуру робочої суміші в кінці стискання, і сприяє появі детонації, то необхідно встановлювати та не перевищувати його межу при внесенні конструктивних змін до камери згоряння. Крім того, під час вибору ступеню стиску для двигуна що проектується або проходить модернізацію, що ця межа суттєво залежить від типу застосованого палива, розмірів та форми камери згоряння, матеріалу поршня та головки циліндра, а також швидкохідності двигуна та способу його охолодження.

2) Для циліндру великого діаметру встановлюють по дві свічки запалювання на протилежних боках камери згоряння. Так наприклад двигуни з іскровим запалюванням з циліндрами великого діаметра не одержали розповсюдження на автомобілях. Внаслідок цього підвищення потужності забезпечується збільшенням кількості циліндрів, що є не доцільним з точки зору збільшення масо-габаритних розмірів.

3) Для зменшення схильності до детонаційного згоряння потрібно, щоб камера згоряння була компактною, щоб було забезпечене достатнє завихрення свіжого заряду, а свічка розміщувалась так, щоб шлях фронту полум'я у всіх напрямках був приблизно однаковим.

Краще всього ці умови виконуються в камерах згоряння, розміщених у днищі поршня. Задовільні показники у напівсферичних камер, в яких забезпечений найкоротший шлях розповсюдження фронту полум'я. Інтенсивна турбулентність робочої суміші забезпечується в клинових та плоскоовальних камерах згоряння.

4) Так як схильність до детонації залежить від інтенсивності відводу теплоти від деталей, що утворюють камеру згоряння, тому використання

алюмінієвих сплавів для виготовлення поршнів та головок циліндрів дозволяє на тому ж двигуні декілька підвищити ступінь стискання.

Беручи до уваги заходи що направлені на зниження вірогідності появи детонації при експлуатації, треба притримуватись наступних рекомендацій.

1) Використовувати паливо для кожного двигуна у відповідності до технічних вимог прописаних заводом виробником в інструкції з експлуатації.

2) Здійснити організацію робочого циклу двигуна так, щоб основна зона роботи двигуна була по коефіцієнту надміру повітря була за межами детонаційного горіння. Тобто виходити в зону більш збагачених, або збіднених сумішей не даючи можливості появи умов виходу в зону детонування робочої суміші.

3) Поява характерних ознак детонаційного горіння повинна супроводжуватись автоматичною корекцією кута випередження запалювання в сторону запізнення подачі іскрового розряду.

4) Зменшення уведеної кількості палива, зменшує можливість виникнення детонаційного згоряння, але нажаль це суперечить режиму коли навантаження на двигун нарастає. Тому виходом з ситуації буде вплинути на робочий цикл, через чинники що показані вище.

5) При збільшенні частоти обертання, підсилюється турбулізація свіжого заряду та через підвищення опору у впускній системі зростає коефіцієнт залишкових газів. Внаслідок цього температура та тиск у процесі згоряння зменшуються.

Крім того, скорочується час для хімічної підготовки палива до samozapalювання. У зв'язку з цим імовірність появи детонації при збільшенні частоти обертання знижується.

Але довго тримати двигун на режимі високих обертів не доцільно, як з точки зору високої витрати палива так і зменшення ресурсу. Збільшення обертів може бути застосоване як короткотривала міра для виходу двигуна із зони детонації.

6) Якщо підвищення температури деталей камери згоряння збільшує можливість появи детонації, то необхідно передбачити заходи щодо нормалізації процесів відводу від них тепла.

Тому застосування натрієвого охолодження випускних клапанів не тільки підвищує строк їх служби, але й помітно покращує антидетонаційні властивості двигуна. Ефективно застосування роздільного охолодження головок циліндрів, що дозволяє організувати більш раціональне відведення теплоти від стінок камери згоряння.

7) Окремим питання залишається боротьба з нагароутворенням. Ефективне вирішення його під час експлуатації двигуна майже не можливе, тому механічне очищення деталей камери згоряння можливе під час виконання ремонтних робіт.

Якщо система запалювання дозволяє, то під час користування двигуна що може мати нагар, бажано зменшити кут випередження запалювання, враховуючи можливу геометричну зміну ступеню стиску.

8) На параметри навколишнього середовища, такі як тиск, температура, та вологість людина не може вплинути. Але можуть бути використані заходи підготовчого характеру пов'язані з роботою двигуна в зимовий чи літній час.

3.2.2 Заходи направлені на знижені вірогідності появи детонації, що будуть реалізовані в ході проекту.

Враховую значний досвід щодо боротьби з детонацією, пропонується комплекс заходів направлених зниження вірогідності її появи.

1) Для двигуна що проектується пропонується циліндрична камера згорання з плоским днищем поршня та кришки циліндру. Враховуючи межу стиснення по детонації, величина її не перевищує 10 одиниць. Це достатньо і для отримання ефективних параметрів робочого циклу на високому рівні, і не перевищує межу для появи детонаційного горіння двигуна з діаметром циліндру >100 мм.

2) Так як даний двигун, для досягнення потрібної потужності використовує резерви наддуву, то в його конструкції передбачено проміжне охолодження наддувочного повітря. Як було описано вище параметри повітря на вході визначають можливість появи детонації в ході робочого циклу двигуна.

Особливо це стосується попереднього стиснутого та розігрітого повітря. Тому для системи впуску даного проектного двигуна пропонується зниження температури повітря після проходження охолоджувача наддувочного повітря на величину не менше 40° .

3) Треба пам'ятати що окремою проблемою для двигуна із зовнішнім сумішоутворенням є різка зміна навантаження, та пов'язана із цим зміна положення дросельної заслінки і як наслідок зміна гідродинамічних параметрів потоку в циліндрі.

Швидко та адекватно відреагувати на появу детонації, отриманих внаслідок описаних процесів не завжди є можливим, тому пропонується наступне рішення.

Система пуску стиснутим повітрям проходить суттєве доопрацювання, пов'язане з переходом на електронне керування процесом подачі стиснутого повітря в циліндр. Під час процесу стиснення, під час руху поршня від НМТ до ВМТ, після проходження приблизно половини ходу, відбувається короткочасна подача стиснутого повітря в камеру згоряння.

Враховуючи що даний потік має температуру значно нижчу від тієї що має повітря в циліндрі під час стиснення, є можливість здійснити додаткову турбулізацію робочої суміші в циліндрі, так і дещо знизити її температуру та сумарний коефіцієнт надміру повітря. Таким чином робоча суміш по всім основним параметрам (p , T , α) виходить із зони детонації.

3.3 Розрахунок елементів системи пуску

3.3.1 Початкові дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 550 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 500 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\epsilon = 10$
Кількість циліндрів	$z = 6$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.5$
Тиск наддуву	$p_B = 175 \text{ кПа}$
Тиск навколишнього середовища	$p_a = 101.3 \text{ кПа}$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Тиск в кінці впуску	$p_d = 166 \text{ кПа}$
Температура в кінці впуску	$T_d = 338 \text{ К}$
Діаметр циліндру	$D = 0.25$
Хід поршня	$S = 0.34$

3.3.2 Визначення основних геометричних параметрів пускового клапану:

Діаметр каналу подачі повітря пускового клапану, в м

$$d_{Г.кл} = 0.1 \cdot D = 0.1 \cdot 0.25 = 0.025$$

Діаметр стрижня шпінделя пускового клапану, в м

$$d_{ст.ш} = 0.5 \cdot d_{Г.кл} = 0.5 \cdot 0.025 = 0.013$$

Діаметр тарілки шпінделя пускового клапану, в м

$$d_{тр.ш} = 1.12 \cdot d_{Г.кл} = 1.12 \cdot 0.025 = 0.028$$

Діаметр пневматичного (керуючого) поршня пускового клапану, в м

$$d_{к.п} = 2.2 \cdot d_{Г.кл} = 2.2 \cdot 0.025 = 0.055$$

Товщина тарілки шпінделя пускового клапану, в м

$$\delta = 0.25 \cdot d_{Г.кл} = 0.25 \cdot 0.025 = 6.25 \times 10^{-3}$$

Ширина фаски тарілки шпінделя пускового клапану, в м

$$b_{Г.ш} = \frac{\frac{1}{2} \cdot (d_{Гр.ш} - d_{Г.кл})}{\cos(\beta \cdot \text{deg})}$$

де $\beta = 30^\circ$ - кут конуса тарілки клапану;

$$b_{Г.ш} = \frac{\frac{1}{2} \cdot (d_{Гр.ш} - d_{Г.кл})}{\cos(\beta \cdot \text{deg})} = \frac{\frac{1}{2} \cdot (0.028 - 0.025)}{\cos(30 \cdot \text{deg})} = 1.732 \times 10^{-3}$$

3.3.3 Визначення кінематичних параметрів руху пускового клапану:

Початкові параметри:

$h_{ш.мах} = 0.002$ м - величина підйому пускового клапану;

$\Delta\varphi = 5^\circ$ - розрахунковий крок;

Максимальна тривалість відкриття клапану, в ° п.к.в

$$\varphi_{\max} = \frac{720}{z} = \frac{720}{6} = 120$$

Довжина процесу пуску для одного циліндру;

$$\varphi = 0, \Delta\varphi \dots 0.5 \cdot \varphi_{\max}$$

Поточна величина переміщення шпінделя пускового клапану, в м

$$h_1(\varphi) = 2 \cdot h_{ш.мах} \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\max}} \right) \quad \text{якщо } \varphi < 0.5\varphi_{\max}$$

$$h_2(\varphi) = 2 \cdot h_{ш.мах} - 2 \cdot h_{ш.мах} \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\max}} \right) \quad \text{якщо } \varphi > 0.5\varphi_{\max}$$

Массиви розрахованих величин переміщення шпінделя пускового клапану.

В дужках відображено кут п.к.в., для якого здійснювався розрахунок

$$h(0) = 0$$

$$h(35) = 1.667 \times 10^{-3}$$

$$h(5) = 3.333 \times 10^{-4}$$

$$h(40) = 1.333 \times 10^{-3}$$

$$h(10) = 6.667 \times 10^{-4}$$

$$h(45) = 1 \times 10^{-3}$$

$$h(15) = 1 \times 10^{-3}$$

$$h(50) = 6.667 \times 10^{-4}$$

$$h(20) = 1.333 \times 10^{-3}$$

$$h(55) = 3.333 \times 10^{-4}$$

$$h(25) = 1.667 \times 10^{-3}$$

$$h(60) = 0$$

$$h(30) = 2 \times 10^{-3}$$

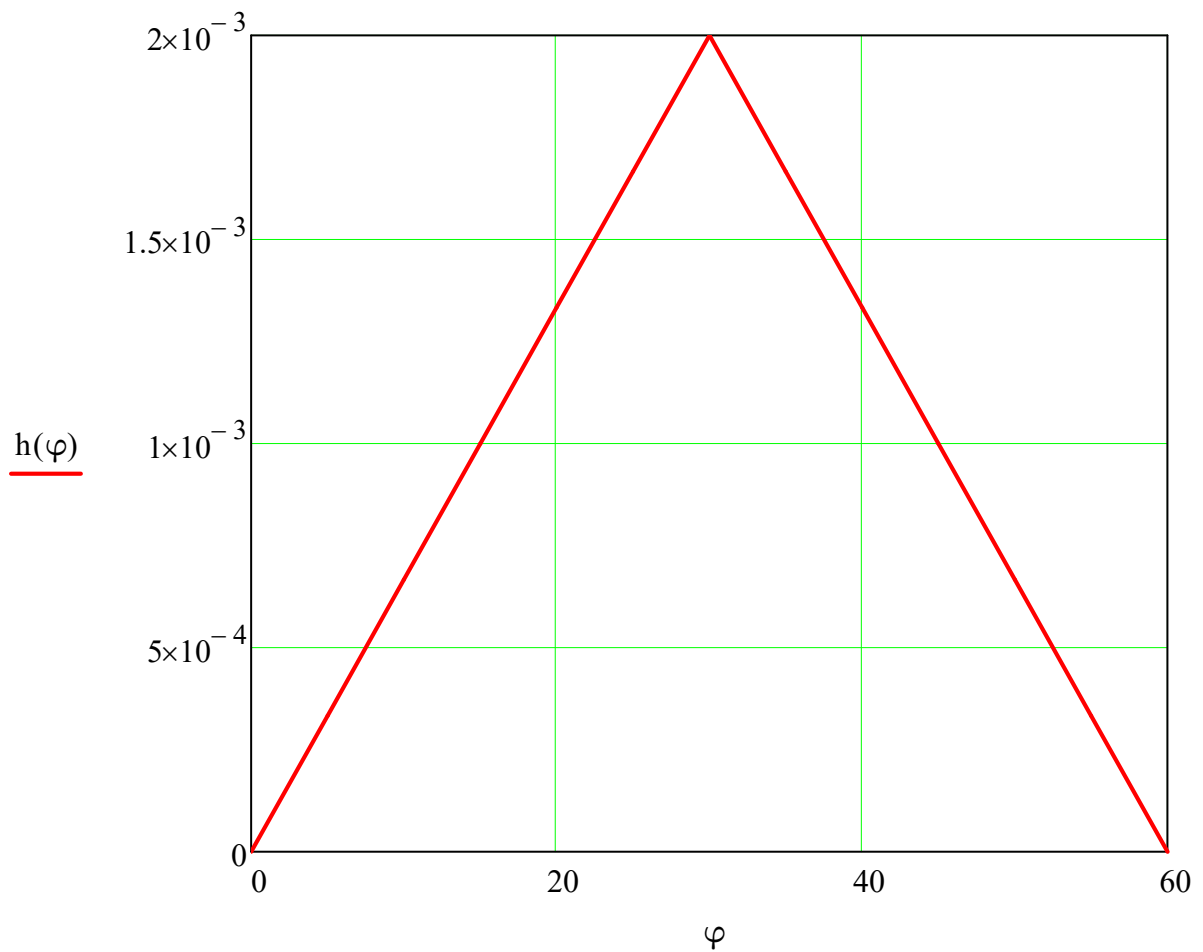


Рис. 3.2 - Графік переміщення шпінделя пускового клапану.

Максимальний переріз площі прохідного отвору пускового клапану, в м²

$$f_{\max} = \pi \cdot \frac{(d_{\text{тр.ш}}^2 - d_{\text{Г.кл}}^2)}{4} = 1.249 \times 10^{-4}$$

Поточна величина площі прохідного отвору пускового клапану, в м²

Визначимо за алгоритмом:

якщо $f(\varphi) < f_{\max}$ то

$$f(\varphi) = \pi \cdot h(\varphi) \cdot (d_{\text{Г.кл}} \cdot \cos(\beta \cdot \text{deg}) + h(\varphi) \cdot \sin(\beta \cdot \text{deg}) \cdot \cos(\beta \cdot \text{deg}) \cdot \cos(\beta \cdot \text{deg}))$$

якщо $f(\varphi) = f_{\max}$ то
$$f(\varphi) = \pi \cdot \frac{(d_{\text{тр.ш}}^2 - d_{\text{Г.кл}}^2)}{4}$$

Масиви величин площі прохідного отвору пускового клапану, в м²

В дужках відображено кут п.к.в., для якого здійснювався розрахунок

$$f(0) = 0$$

$$f(5) = 2.28 \times 10^{-5} \quad f(25) = 1.166 \times 10^{-4} \quad f(45) = 6.92 \times 10^{-5}$$

$$f(10) = 4.587 \times 10^{-5} \quad f(30) = 1.249 \times 10^{-4} \quad f(50) = 4.587 \times 10^{-5}$$

$$f(15) = 6.92 \times 10^{-5} \quad f(35) = 1.166 \times 10^{-4} \quad f(55) = 2.28 \times 10^{-5}$$

$$f(20) = 9.278 \times 10^{-5} \quad f(40) = 9.278 \times 10^{-5} \quad f(60) = 0$$

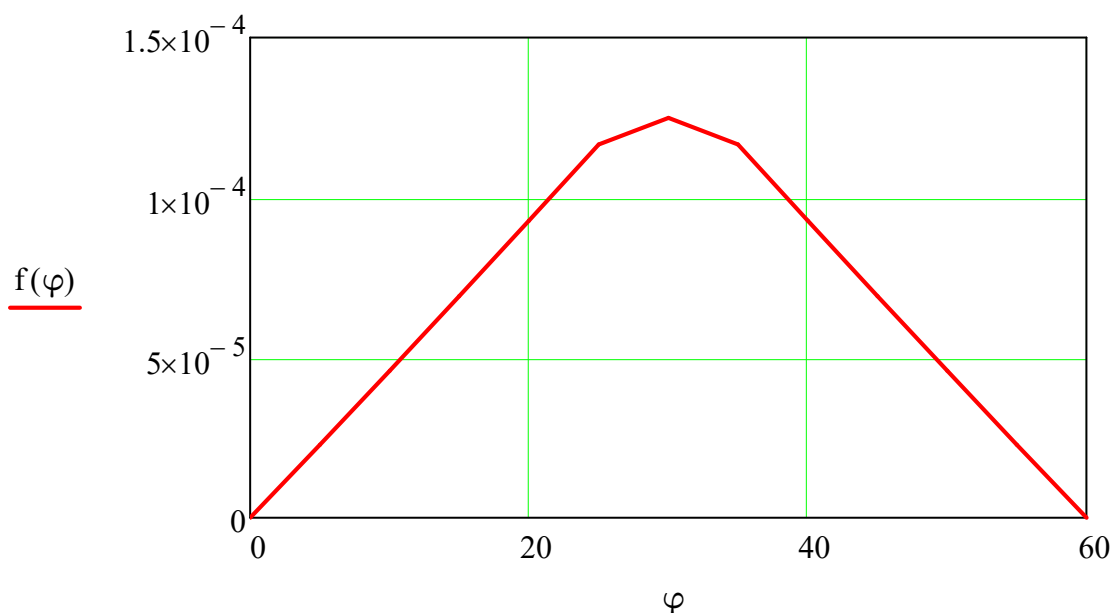


Рис. 3.3 - Графік переміщення площі прохідного отвору пускового клапану в залежності від кута повороту колінчастого валу.

3.3.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.377$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 166 \cdot 10^{1.377} = 3954.65$$

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 338 \cdot 10^{1.4-1} = 805.2$$

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 805.224 = 22.004$$

Коефіцієнт адіабати для стиснутого повітря.

$$k_1 = 1 + \frac{8.314}{mCv'} = 1 + \frac{8.314}{22.004} = 1.378$$

Показник політропи визначаємо з умови що $n_1 = k_1$

$$n'_1 = k_1 = 1.378$$

Похибка обрахунку, у %

$$\Delta n_1 = \frac{2 \cdot |n'_1 - n_1|}{n'_1 + n_1} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |1.378 - 1.377|}{1.378 + 1.377} \cdot 100 = 0.061$$

Так як похибка обрахунку, не перевищує 3%, то розрахунок показника політропи можна вважати ввірним.

Об'ємна витрата повітря через щілину клапану, в м³/с

$$Q_{к.щ} = \mu \cdot f \cdot v$$

де $\mu = 0.95$ - коефіцієнт витрати через щілину клапану;

$$n_\varphi = \frac{0.5 \cdot \varphi_{\max}}{\Delta \varphi} = \frac{0.5 \cdot 120}{5} = 12 \quad - \text{кількість розрахункових кроків;}$$

$$k_{п.д} = \frac{\sum_{\varphi} \frac{f(\varphi)}{f_{\max}}}{n_{\varphi}} = 0.547 \quad \text{- коефіцієнт повноти діаграми перерізу пускового клапану}$$

$$f = f_{\max} \cdot k_{п.д} = 6.829 \times 10^{-5} \text{ м}^2 \text{ - дійсна середня площа прохідного перерізу пускового клапану}$$

$$p_6 = 2450 \text{ кПа - тиск повітря в балоні;}$$

$$\Delta p = 60 \text{ кПа - втрати тиску при русі по системі впуску;}$$

$$p_{вп} = p_6 - \Delta p = 2.39 \times 10^3 \text{ кПа - тиск повітря в перед тарілкою клапану;}$$

$$k_s = 1.4 \text{ - показник адіабати повітря;}$$

$$R_s = 287 \text{ Дж/(кг К) - питома газова стала для повітря;}$$

$$T_s = 300 \text{ К - температура повітря перед тарілкою клапану;}$$

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{k_s}{k_s - 1} \cdot R_s \cdot T_s \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{вп}}{p_c} \right)^{\frac{(k_s - 1)}{k_s}} \right]} \quad \text{- швидкість руху повітря через витратну щілину клапану, в м/с}$$

$$A = 2 \cdot \frac{k_s}{k_s - 1} \cdot R_s \cdot T_s = 2 \cdot \frac{1.4}{1.4 - 1} \cdot 287 \cdot 300 = 6.027 \times 10^5$$

$$B = \left[1 - \left(\frac{p_{вп}}{p_c} \right)^{\frac{(k_s - 1)}{k_s}} \right] = 1 - \left(\frac{2.39 \times 10^3}{3.955 \times 10^3} \right)^{\frac{1.4 - 1}{1.4}} = 0.134$$

$$v = \sqrt{A \cdot B} = \sqrt{6.027 \times 10^5 \cdot 0.134} = 284.2$$

Тоді об'ємна витрата повітря через щілину клапану, в м³/с

$$Q_{к.щ} = \mu \cdot f \cdot v = 0.95 \cdot 6.829 \times 10^{-5} \cdot 284.2 = 0.018$$

Об'єм повітря що зайшов до циліндру під час пуску, в м³

$$Q_{кл} = \mu \cdot f \cdot v \cdot \Delta\tau$$

$$\text{де } \Delta\tau = \frac{\varphi_{\max}}{6 \cdot n} = \frac{120}{6 \cdot 500} = 0.04 \quad - \text{ час знаходження шпінделя пускового клапану у відкритому положенні, в с}$$

$$Q_{кл} = \mu \cdot f \cdot v \cdot \Delta\tau = 0.95 \cdot 6.829 \times 10^{-5} \cdot 284.2 \cdot 0.04 = 7.375 \times 10^{-4}$$

Густина повітря, в кг/м³

$$\rho = \frac{p_{вп} \cdot 10^3}{R_s \cdot 293} = \frac{2390 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 28.422$$

Масова витрата повітря через щілину клапану, в м³/с

$$G_{к.щ} = \mu \cdot f \cdot v = 0.95 \cdot 6.829 \times 10^{-5} \cdot 284.2 = 0.018$$

Маса повітря повітря, що зайшла до циліндру під час пуску, в кг

$$G_{кл} = \rho \cdot Q_{к.щ} \cdot \Delta\tau = 28.422 \cdot 0.018 \cdot 0.04 = 0.021$$

3.3.5 Визначимо параметри в циліндрі під час пуску

Радіус кривошипу, в м

$$R = \frac{S}{2} = \frac{0.34}{2} = 0.17$$

Довжина шагуна, в м

$$l_{ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}}$$

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

$$l_{ш} = \frac{R}{\lambda_{кр}} = \frac{0.17}{0.256} = 0.664$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4 \cdot 10^6} = 4.909 \times 10^{-8}$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 500}{30} = 52.36$$

Параметри подачі стиснутого повітря під час пуску

$\phi_{\Pi} = 210$ °.п.к.в - кут початку подачі стиснутого повітря;

$\Delta\phi = 5$ °.п.к.в - крок розрахунку;

$\phi_K = \phi_{\Pi} + 0.5 \cdot \varphi_{\max} = 210 + 0.5 \cdot 120 = 270$ °.п.к.в - кут закінчення пуску;

$\phi = \phi_{\Pi}, \phi_{\Pi} + \Delta\phi \dots \phi_K$ - розрахунковий діапазон;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = 0.017$$

де $D = 0.25$ м - діаметр циліндру;

$S = 0.34$ м - хід поршня;

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1} = 1.854 \times 10^{-3}$$

Відносне переміщення поршня,

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

Поточний об'єм циліндру, в м³

$$V(\phi) = V_h \cdot \left(\frac{1}{\epsilon - 1} + \frac{1}{2} \cdot \sigma(\phi) \right)$$

Поточний тиск в циліндрі двигуна, в кПа

$$p(\phi) = p_d \cdot \left(\frac{V_h + V_c}{V(\phi)} \right)^{n_1}$$

Результати розрахунків щодо величин тисків робочого тіла та його поточного об'єму в циліндрі під час впуску, приведемо у вигляді масивів чисел та діаграм.

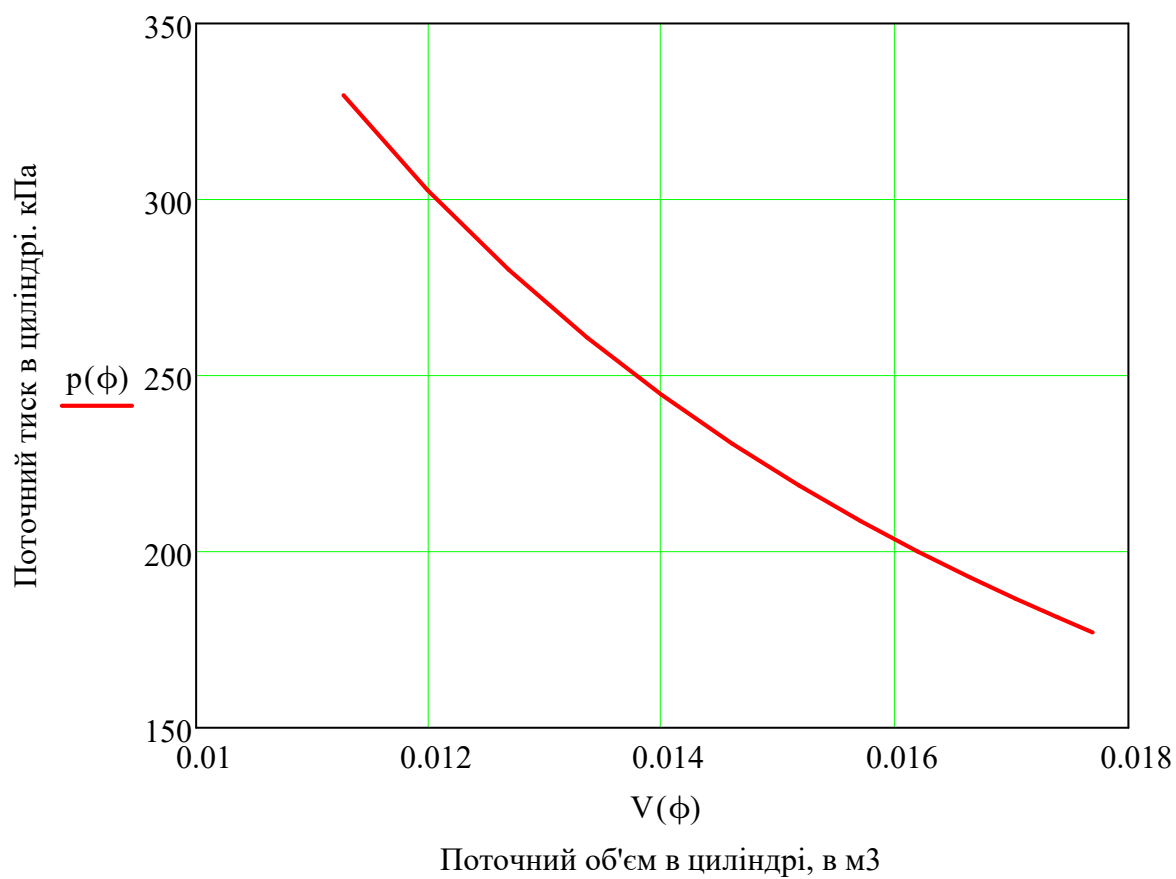
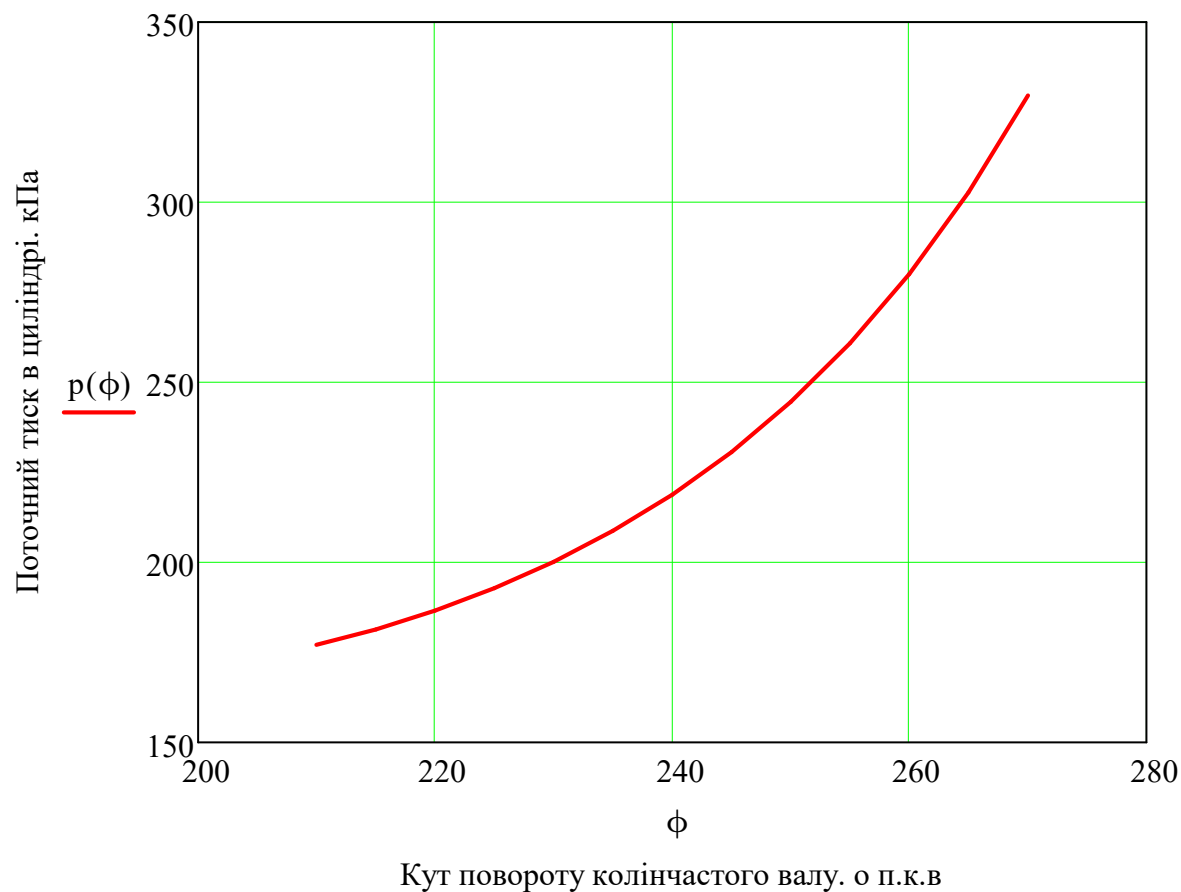
$(\phi_{\Pi} + 0 \cdot \Delta\phi) = 210 + 0 \cdot 5 = 210$	$\sigma(\phi_{\Pi} + 0 \cdot \Delta\phi) = 1.898$
$(\phi_{\Pi} + 2 \cdot \Delta\phi) = 210 + 2 \cdot 5 = 220$	$\sigma(\phi_{\Pi} + 2 \cdot \Delta\phi) = 1.819$
$(\phi_{\Pi} + 4 \cdot \Delta\phi) = 210 + 4 \cdot 5 = 230$	$\sigma(\phi_{\Pi} + 4 \cdot \Delta\phi) = 1.718$
$(\phi_{\Pi} + 6 \cdot \Delta\phi) = 210 + 6 \cdot 5 = 240$	$\sigma(\phi_{\Pi} + 6 \cdot \Delta\phi) = 1.596$
$(\phi_{\Pi} + 8 \cdot \Delta\phi) = 210 + 8 \cdot 5 = 250$	$\sigma(\phi_{\Pi} + 8 \cdot \Delta\phi) = 1.455$
$(\phi_{\Pi} + 10 \cdot \Delta\phi) = 210 + 10 \cdot 5 = 260$	$\sigma(\phi_{\Pi} + 10 \cdot \Delta\phi) = 1.298$
$(\phi_{\Pi} + 12 \cdot \Delta\phi) = 210 + 12 \cdot 5 = 270$	$\sigma(\phi_{\Pi} + 12 \cdot \Delta\phi) = 1.128$

Всі наведені значення тисків (p) в кПа, а об'ємів (V) в м³

$V(\phi_{\Pi} + 0 \cdot \Delta\phi) = 0.018$	$p(\phi_{\Pi} + 0 \cdot \Delta\phi) = 177.092$
$V(\phi_{\Pi} + 2 \cdot \Delta\phi) = 0.017$	$p(\phi_{\Pi} + 2 \cdot \Delta\phi) = 186.61$
$V(\phi_{\Pi} + 4 \cdot \Delta\phi) = 0.016$	$p(\phi_{\Pi} + 4 \cdot \Delta\phi) = 200.121$
$V(\phi_{\Pi} + 6 \cdot \Delta\phi) = 0.015$	$p(\phi_{\Pi} + 6 \cdot \Delta\phi) = 218.827$
$V(\phi_{\Pi} + 8 \cdot \Delta\phi) = 0.014$	$p(\phi_{\Pi} + 8 \cdot \Delta\phi) = 244.544$
$V(\phi_{\Pi} + 10 \cdot \Delta\phi) = 0.013$	$p(\phi_{\Pi} + 10 \cdot \Delta\phi) = 280.047$
$V(\phi_{\Pi} + 12 \cdot \Delta\phi) = 0.011$	$p(\phi_{\Pi} + 12 \cdot \Delta\phi) = 329.66$

Висновок:

Таким чином всі отримані в ході стискання тиски не перевищують величини тиску пускового повітря, що є головною умовою протікання процесу дроселювання повітря із системи пуску в циліндр.



3.3.6 Розрахунок параметрів пускового балону.

Витрата повітря на один пуск, в м³

$$V_{\Pi} = \frac{\pi}{4} \cdot q \cdot D^2 \cdot S \cdot z$$

де $q = 1.5$ витрата вільного повітря на один пуск, в м³/м³

$$V'_{\Pi} = \frac{\pi}{4} \cdot q \cdot D^2 \cdot S \cdot z = \frac{\pi}{4} \cdot 1.5 \cdot 0.25^2 \cdot 0.34 \cdot 6 = 0.15$$

Загальна кількість пускового повітря в балонах, в м³

$$V_{\Pi} = V'_{\Pi} \cdot n \cdot m$$

де $n = 6$ - кількість послідовних пусків повітрям

$m = 1$ - кількість двигунів

$$V_{\Pi} = V'_{\Pi} \cdot n \cdot m = 0.15 \cdot 6 = 0.901$$

Максимальний тиск пускового повітря в балоні, в кПа

$$p_1 = p'_1 + 100$$

де $p'_1 = 2450$ кПа - надлишковий тиск пускового повітря в балоні

$$p_1 = p'_1 + 100 = 2450 + 100 = 2.55 \times 10^3$$

Максимальний тиск, який робить можливим пуск двигуна, в кПа

$$p_2 = p'_2 + 100$$

де $p'_2 = 1000$ кПа - надлишковий тиск що забезпечує пуск двигуна

$$p_2 = p'_2 + 100 = 1000 + 100 = 1.1 \times 10^3$$

Ємність балону низького та середнього тиску, в м³

$$V'_6 = \frac{V_{\Pi} \cdot p_a}{(p_1 - p_2)} = \frac{0.901 \cdot 101.3}{2.55 \times 10^3 - 1.1 \times 10^3} = 0.063$$

Ємність балону високого тиску, в м³

$$V_{\text{б}} = \frac{V_{\text{п}} \cdot p_{\text{а}} \cdot T_1}{T_0 \cdot (p_1 - p_2)}$$

$T_0 = 273$ К - температура вільного повітря;

$T_1 = 302$ К - температура зберігання повітря в балоні;

$$V_{\text{б}} = \frac{V_{\text{п}} \cdot p_{\text{а}} \cdot T_1}{T_0 \cdot (p_1 - p_2)} = \frac{0.901 \cdot 101.3 \cdot 302}{273 \cdot (2.55 \times 10^3 - 1.1 \times 10^3)} = 0.07$$

Сумарна ємність балонів, в м³

$$V_{\text{б.сум}} = V_{\text{б.в}} + V_{\text{б.нс}}$$

де $i'_{\text{б}} = 3$ - кількість балонів низького та середнього тиску

$i_{\text{б}} = 1$ - кількість балонів високого тиску

$$V_{\text{б.в}} = V_{\text{б}} \cdot i_{\text{б}} = 0.07 = 0.07$$

$$V_{\text{б.нс}} = V'_{\text{б}} \cdot i'_{\text{б}} = 0.063 \cdot 3 = 0.189$$

$$V_{\text{б.сум}} = V_{\text{б.в}} + V_{\text{б.нс}} = 0.07 + 0.189 = 0.259$$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто проблеми що виникають під час згоряння газового палива в циліндрі двигуна. Окремо розглянуто будову та роботу штатної системи пуску газового двигуна 6ГЧН 25/34. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено проблеми щодо появи детонаційного згоряння. Запропоновано ряд заходів направлених на зниження вірогідності появи детонації при згорянні газового палива. Розраховано геометричні та витратні параметри пускового клапану. Визначено основні параметри системи повітряного пуску з урахуванням запропонованих конструкторських рішень. Аналіз отриманих результатів при розрахунку підтвердив ефективність запропонованих заходів.

РОЗДІЛ 4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації двигуна.

У процесі експлуатації двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази. По характеру впливу компонентів, що містяться в ОГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I – а група це речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II – а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III – а група це окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 .

IV – а група, сама найчисельніша, це різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

V – а група – це альдегіди.

VI – а група в якій окремо виділено сажу.

До складу відпрацьованих газів дизелів, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Склад відпрацьованих газів двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (двоокису вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної витрати, визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання. Крім шкідливих речовин до складу відпрацьованих газів входить азот N_2 і вуглекислий газ CO_2 . Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату.

4.1.2 Заходи щодо зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Основними напрямками, заходами, методами і засобами зниження токсичності та димності відпрацьованих газів, є:

1. застосування нових схем двигуна: з турбокомпаундуванням, з утилізацією теплоти в циклі Ренкіна-Стірлінга, комбіновані, газотурбінні, аксіальні, двотактні, електричні.

2. удосконалення робочого процесу: оптимізація камери згоряння, оптимізація параметрів подачі палива, поліпшення наповнення циліндрів, оптимізація структури повітряного вихору, оптимізація фаз газорозподілу, розробка малотоксичних робочих процесів, теплоізоляція камери згоряння, попередня фізико-хімічна обробка палива, повітряного заряду, робочої суміші, вдосконалення систем турбонаддува і систем впуску та випуску.

3. удосконалення конструкції і технології виготовлення ДВЗ: зниження механічних втрат, утилізація теплоти відпрацьованих газів, посилення допусків, оптимізація ступеня стиснення, вдосконалення систем Теплопостачання, вдосконалення вузлів і деталей дизеля, вдосконалення систем охолодження і змащування, створення електронних систем управління.

4. Розробка засобів і методів зниження токсичності та димності ДВЗ: вплив на робочий процес (регуляція відпрацьованих газів, впорскування води, присадки і емульсії); установка в систему випуску каталітичних або рідинних каталізаторів, фільтрів, термореактор і інших пристроїв; комбіновані системи очищення відпрацьованих газів та хімічних поглиначів.

5. Застосування альтернативних видів палива та масел: рідкі палива, водень, стиснутий і зріджений газ (природний, синтетичний та інші), антидимні присадки, суміші палив, масел і присадок, метанол, етанол, соняшникова, ріпакова олії.

6. Технологічне забезпечення, експлуатація, технічне обслуговування та ремонт: обкатка, ремонт, діагностика, експлуатація, обслуговування, зберігання, підвищення якості моторних масел.

7. Комбіновані методи і засоби: стаціонарні системи очищення відпрацьованих газів; малотоксичні режими обкатки; оптимальна організація руху; оптимізація режимів роботи.

4.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні газодвигунної електростанції.

4.2.1 Основні положення.

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності. Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.2.2 Основні шкідливі фактори.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83.

Протікання газу й пари олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 76 установлені припустимі границі концентрації пар двигунного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії.

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення газодвигунної електростанції.

Освітлювальне електроустаткування газодвигунної електростанції складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні газодвигунної електростанції можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення. Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНиП.

Вентиляції, що застосовуються в газодвигунної електростанції: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з газодвигунної електростанції здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція газодвигунної електростанції забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні газодвигунної електростанції.

Рівень шуму вироблений двигуном 6 ГЧН 25 /34 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб};$$

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 500$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 500$ об/хв;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 550$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(500 + 550^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{500}{500}\right) \right] = 83,59 \text{ Дб}.$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Санітарні норми вібрації

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

Рівень вібрації для двигуна 6 ГЧН 25/34 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, m = 15100 кг;

f – частота обертання, f = 500 1/хв;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{500 \cdot 550^{0.55} \cdot \left(\frac{1+550}{15100} \right)}{1 + \left(\frac{1}{500} \right)^3 \cdot \frac{15100}{550}} + 30 \lg \left(\frac{500}{500} \right) \right) = 81,55 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих з газовою електростанцією. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких управляється двигун. Способи індивідуального захисту дозволяють зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

4.2.3 Заходи щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

До роботи на двигуні допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки.

Перед пуском двигуна слід перевірити колінчастий вал з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів, перевірити відсутність загазованості приміщення, попередити персонал про запуск, забезпечити належне освітлення в нічний час та не відкривати індикаторні крани без вимірювальних приладів.

4.3 Висновок по розділу.

У даному розділі розглянуто основні вимоги з охорони праці та захисту навколишнього середовища під час експлуатації газопоршневої електростанції. Особливу увагу приділено питанням безпеки персоналу, запобіганню аварійним ситуаціям, пожежам і вибухам, контролю за рівнем шуму, температури та шкідливих викидів. Також наведено заходи з дотримання екологічних норм, утилізації відходів і забезпечення герметичності паливних систем, що сприяє безпечній роботі обладнання та зменшенню негативного впливу на довкілля.

ВИСНОВОК

В даній кваліфікаційній роботі було вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 550 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ГЧН 25/34, за рахунок заходів щодо зниження вірогідності появи детонації.

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

В другому розділі отримано параметри робочого циклу проектного двигуна, та побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграму. За результатами теплового розрахунку було визначено розподіл складових зовнішнього теплового балансу. Обчислено величини сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі.

В третьому розділі запропоновано комплекс заходів направлених на зниження вірогідності появи детонації. Запропоновано заходи передбачають короткочасну турбулізацію заряду в циліндрі за рахунок короткочасного дроселювання стиснутого повітря в камеру згорання. Запропоноване конструкторське рішення пропонує систему з електронним керуванням та гідростатичним запиранням пускового клапану. Розраховано геометричні та витратні параметри системи подачі та окремо параметри пускового клапану.

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

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Доценко С.М., Колібіденко О.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2011 р. – 40 с.
2. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.
3. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждбаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
4. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. Гідравліка. Підручник. - 2015. – 546 с.; 264 іл.
- 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: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p., pp. 921-927, ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online)
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