

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективності роботи системи живлення стаціонарної електростанції потужністю 115 кВт, за рахунок розробки конструкції дозатора газу. Прототип 6ЧН 11/12,5

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

(підпис) **Паламарчук О.О.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання) **ст. викладач**

(підпис) **Швець І.А.**

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2022 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Паламарчуку Олександру Олександровичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи системи живлення стаціонарної електростанції потужністю 115 кВт, за рахунок розробки конструкції дозатора газу. Прототип 6ЧН 11/12,5»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі **17.05.2022** року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 11/12,5, номінальною потужністю 114 кВт.

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Розробка дозатора газу

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6ГЖЧН 11/12,5 (СК)
3. Схема подачі газу (ПС), 4. Дозатор (СК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання **«16» лютого** 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	15.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	21.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	25.03.2022	
4.	Розробка конструкції дозатору газу	05.04.2022	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	18.04.2022	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	26.04.2022	
8.	Робота з кресленням принципової схеми системи подачі газу	10.05.2022	
9.	Робота з складальним кресленням дозатору	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Паламарчук О.О.

(підпис)

Керівник роботи _____ Швець І.А.

(підпис)

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання вирішене питання щодо покращення ефективності роботи системи живлення стаціонарної електростанції, потужністю 115 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 11/12,5, за рахунок вдосконалення конструкції дозатору газу.

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

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

Описано будову системи подачі палива. Запропоновано заходи щодо конвертації (переведення) робочого циклу дизеля на газодизельний. Розглянуто та запропоновано заходи щодо модифікації системи живлення з метою подачі газового палива. Покращено ефективність роботи системи живлення газовим паливом за рахунок уведення електронного керування. Запропоновано та розраховано конструкцію електронного дозатору газу.

Розглянуто основні проблеми щодо шкідливого впливу токсичних компонентів відпрацьованих газів двигуна на навколишнє середовище. Проаналізовано можливі небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, за запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації спроектованого двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, двигун, робочий цикл, система подачі газу, дозатор газу, вібрація, шум.

Annotation

In qualifying work, in accordance with the task, a decided question to improve the efficiency of the power supply system of a stationary power plant, with a power of 115 kW, designed on the basis of the prototype engine 6 ChN 11/ 12.5, due to the improvement of the structure of the gas dispenser.

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

The calculation of the parameters of the operating cycle of the engine, based on the results of which, a theoretical and valid indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments operating in the crank mechanism of the engine and components of external thermal balance are determined.

The structure of the fuel supply system is described. Measures were proposed to convert (transfer) a diesel working cycle to gas-diesel. The measures are considered and proposed to modify the power supply system to supply gas fuel. Improved efficiency of gas fuel system by entering electronic control. The design of the electronic gas dispenser is proposed and calculated.

The main problems concerning the harmful effects of toxic components of the engine gases on the environment are considered. Possible dangers that may occur during the repair and operation of the engine are analyzed for proposed measures to prevent them. The level of noise and vibration of the projected engine are determined.

Key words: stationary power plant, engine, working cycle, gas supply system, gas dispenser, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	6
1.1. Опис об'єкту на який встановлюється двигун.....	6
1.2. Опис будови двигуна прототипу.....	9
1.3 Висновки по розділу	16
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	17
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	17
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	31
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	38
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	46
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	52
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЕЛЕКТРОННО КЕРОВАНОГО ДОЗАТОРУ	54
3.1. Опис будови та роботи газового палива	54
3.2. Опис пропонованого електронно-керованого дозатору газу	57
3.3. Розрахунок параметрів крокового двигуна для приводу дозатору газу....	59
3.4. Висновки по розділу.....	65
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	66
4.1. Загальні положення	66
4.2. Основні проблеми безпечної експлуатації ДВЗ та заходи їх реалізації ...	66
4.3 Визначення рівня шуму та вібрації проектного двигуна	70

					<i>ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>	<i>Паламарчук О</i>				<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Перевірив</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Н. Контр.</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Затвердив.</i>	<i>Нестеренко В.В</i>						
						<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>
							<i>Аркушів</i>
							2
						<i>ПННІ НУК</i>	

4.4 Висновки по розділу	71
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК	ВИКОРИСТАНИХ
ДЖЕРЕЛ.....	73
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація двигун 6ГЖЧН 11/12,5	
Додаток 2 Специфікація Дозатор	

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Одним з перспективних способів зниження експлуатаційних витрат і токсичності ДВЗ є їх конвертація, тобто переведення ДВЗ на живлення газовим паливом. У всьому світі, і перш за все в ЄС, для вирішення даної проблеми планують забезпечити переведення більшості працюючих ДВЗ на альтернативні види палива.

При конвертації ДВЗ, що живиться рідким паливом на живлення газовим паливом, має місце незначне зниження максимальної потужності, але при цьому істотно знижується токсичність відпрацьованих газів і майже вдвічі скорочуються витрати на паливно-мастильні матеріали.

Враховуючи складність, витрати та час на створення нових або повне переоснащення та доведення існуючих ДВЗ, набула поширення практика переобладнання рідкопаливних ДВЗ на живлення газового під час експлуатації, шляхом додаткового встановлення комплекту газового обладнання, що в результаті забезпечує ДВЗ двохопаливний режим роботи.

Створення сучасних систем подачі газового палива та розробка конструкцій їх основних елементів, являє собою одне з найважливіших і актуальних техніко-економічних завдань. Одним із шляхів, що дозволяють реалізувати значні потенційні можливості щодо поліпшення технічного рівня двигунів, є вдосконалення якості і точності керування процесами подачі палива. Завдяки цьому покращуються витратні характеристики системи подачі палива, підвищується точність циклової порції та синхронізується момент подачі палива, а також з'являється можливість коректувати подачу палива в залежності від режиму роботи двигуна в широкому діапазоні навантажень. Тому питання покращення вихідних характеристик системи живлення через вдосконалення конструкції її складових елементів залишається **актуальним**.

Мета роботи: полягає у вирішенні питання, щодо покращення ефективності роботи системи живлення стаціонарної електростанції проектованої потужності 115 кВт, за рахунок розробки конструкції дозатора газу.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

- проаналізувати та описати призначення та загальну будову об'єкту встановлення двигуна;
- розглянути та описати будову двигуна-прототипу, та ознайомитись з принципом роботи систем та механізмів що входять до його складу;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, а також розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати будову та принцип роботи системи живлення газодизельного двигуна та визначити напрямки та об'єм робіт для конвертації робочого циклу з дизельного на газодизельний;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна щодо його впливу на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні двигуна та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі живлення газорідного двигуна, та їх вплив на роботу двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є проблеми пов'язані із керуванням процесами паливоподачі та забезпеченням точної циклової порції, що можуть бути вирішені через пропозицію новітнього конструкторського рішення.

Апробацію результатів дослідження планується здійснити на студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука - 2022» яка має відбутися в травні 2022 року.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

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

1.1 Опис об'єкту на який встановлюється двигун.

1.1.1 Функціональне призначення та вимоги до електростанції.

Двигун-генератори служать для автономного енергопостачання об'єктів промисловості та народного господарства. Генератори відносяться до пристроїв промислового класу. Вони призначені для обслуговування середніх і великих підприємств виробничого сектора, комунального господарства, будівництва тощо.

Залежно від потреб об'єкта, особливостей його експлуатації та умов підключення до електромережі електростанції використовують в якості основного джерела живлення або для резервного енергопостачання, коли необхідно забезпечити працездатність техніки за відсутності підключення до електромережі. В цьому випадку електростанція є автономним джерелом живлення.

У населених пунктах, віддалених від ліній електропередач, вахтових селищах, при розробці нафтогазових родовищ, також потрібно незалежне основне енергопостачання. З цим справляється надійний, економічний, простий в управлінні дизельний генератор. Резервне джерело живлення потрібно також там, де є перебої з центральним електропостачанням, які трапляються доволі часто або можуть призвести до недопустимих наслідків. Так, на виробничих підприємствах безперервного циклу (у вугільній, металургійній промисловості) простої обладнання через проблеми з подачею енергії тягнуть за собою великі економічні втрати.

У лікарнях перебої з електроживленням можуть коштувати людського життя. У фінансових установах, готельному господарстві, освіті та інших сферах теж необхідно надійне енергопостачання. В якості резервного джерела живлення зручно використовувати дизельний генератор з автоматичним введенням резерву. Він миттєво відреагує на припинення подачі енергії з мережі і запуститься самостійно. Після відновлення електропостачання дизельна електростанція автоматично відключиться.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

1.1.2 Технічні характеристики.

Дизельні електростанції розрізняються за різними технічними характеристиками, і багато з них мають значення при остаточному виборі їх кінцевим користувачем.

Дизельні електростанції бувають однофазними і трифазними. Перші генерують змінний струм з напругою 220В або 380 В, частотою 50 Гц, розраховані тільки на однофазну мережу. Трифазні електростанції видають будь-яку напругу (тобто і 220, і 380 В). При цьому їх можна використовувати і для однофазної мережі і для трифазної. Вибір кількості фаз залежить від виду енергоспоживання пристроїв, які мають підключатися до мережі. У промисловому секторі переважають трифазні навантаження, тому що виробниче і будівельне обладнання в основному розраховане саме на такий тип споживання.

Економічність експлуатації дизельної електростанції безпосередньо залежить від витрати палива. Цей показник у різних моделей дизельних електростанцій значно варіюється. Вона прямо пропорційна навантаженню, і на це варто звернути увагу при її виборі споживачеві.

Дизельні електростанції комплектуються високооборотними (від 1500 до 3000 об/хв) двигунами. Установки з високооборотними двигунами допускається застосовувати для резервного енергопостачання за умови, що час експлуатації не перевищує 500 мотогодин в рік. Для роботи в інтенсивному режимі застосовують моделі з малооборотними двигунами, що мають більший ресурс і необмежений час експлуатації.

Тривалість автономної роботи визначає, протягом якого часу установка може працювати без обслуговування (подачі палива, масла, рідини в системі охолодження). На тривалість безперервної експлуатації впливає обсяг заправних ємностей, і перш за все паливного бака. У різних моделей дизель-генераторів він коливається в середньому від 300 до 700 л. Обсяг паливного бака 450 л дозволяє установці працювати в безперервному режимі як мінімум 8 годин.

Дизельні електростанції запускаються вручну, за допомогою електростартера або автоматично.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис двигуна прототипу.

Дизельний двигун Д-260 використовуються в якості силового агрегату на навантажувачах Амкодор, тракторах МТЗ, автобусах МАЗ та у вигляді силових установок для дизель-генераторних установок.

Конструкція дизеля розрахована на тривалу роботу без капітального ремонту за умови дотримання правил експлуатації, зберігання і своєчасного технічного обслуговування.

Залежно від призначення дизелі Д-260 можуть комплектуватися додатковими складальними одиницями: пневмокомпресор, з шестерінчастим насосом підсилювача рульового управління з приводом, дисками муфти зчеплення в зборі.

При установці дизелі повинні бути доукомплектовані водяним радіатором, приладами електрообладнання та контрольними приладами.

Таблиця 1.1 – Технічні параметри та характеристики дизеля Д-260

№ п/п	Назва параметру	Значення
1	Тип дизеля	чотиритактний дизель з турбонаддувом
2	Спосіб сумішоутворення	безпосередній впорскування палива
3	Число циліндрів, шт.	6
4	Розташування циліндрів	вертикальне, рядне
5	Робочий об'єм циліндрів, л	7,12
6	Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
7	Напрямок обертання колінвалу	правий (за годинниковою стрілкою)
8	Діаметр циліндра, мм	110
9	Хід поршня, мм	125
10	Ступінь стиснення (розрахункова)	15: 1
11	Потужність номінальна, кВт	114
12	Номінальна частота обертання, хв-1	2100
13	Питома витрата палива при номінальній потужності, г / кВт.год	220
14	Маса дизеля, кг	650

Блок циліндрів двигуна Д-260 є основною корпусних деталлю і виконаний у вигляді моноблока, являє собою жорстку чавунну виливку. У розточеннях блоку встановлені шість знімних гільз, виготовлених зі спеціального чавуну.

Гільза встановлюється в блок циліндрів за двома центруючими поясами. У верхньому поясі гільза закріплюється в бурти, в нижньому - ущільнюється двома гумовими кільцями, розміщеними в канавках блоку циліндрів.

На ці припливи встановлені кришки. Припливи разом з кришками утворюють ліжка для корінних підшипників. Ліжка під вкладиші корінних підшипників розточені з однієї установки в зборі з кришками. Міняти кришки місцями не допускається.

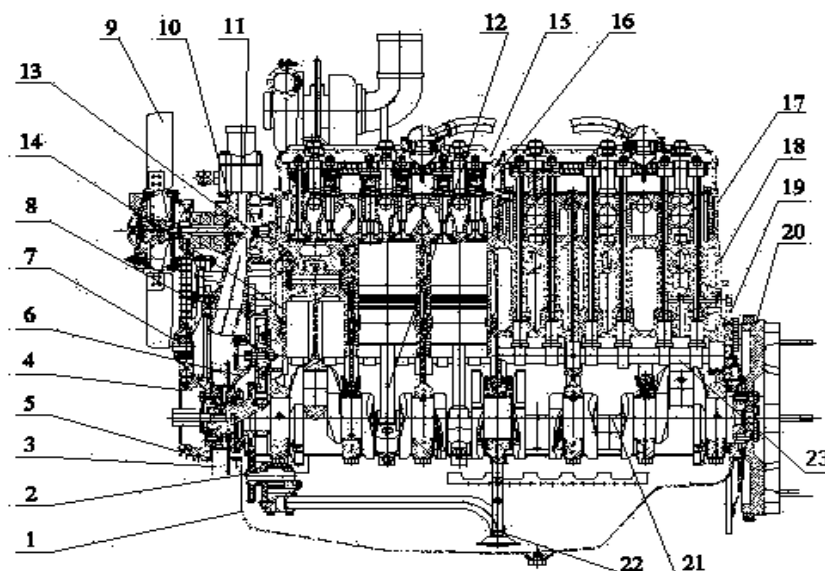


Рис. 1.2 – Дизельний двигун Д-260 ММЗ

1 - масляний картер; 2 - масляний насос; 3 - демпфер; 4 - шків колінчастого валу; 5 - ремінь вентилятора; 6 - кришка розподілу; 7 - шків натяжна; 8 - форсунка для охолодження поршня; 9 - вентилятор; 10 - водяний насос; 11 - корпус термостатів; 12 - шатун; 13 - поршень; 14 - гільза циліндрів; 15 -ковпак; 16 кришка головки циліндрів; 17 - головка циліндрів; 18 - блок циліндрів; 19 - задній лист; 20 - маховик; 21 - колінчастий вал; 22 - маслоприймач; 23 - розподільний вал.

Форсунки для охолодження поршнів встановлені в блоці циліндрів у верхній частині другій, четвертій і шостій опор колінчастого валу. На водорозподільному каналі блоку циліндрів є майданчик для установки рідинно-масляного теплообмінника.

Для підвищення жорсткості нижня площину блоку циліндрів зміщена вниз на 80 мм відносно осі колінчастого валу. Передньою опорою дизеля служать два кронштейна, встановлені на бічних поверхнях блоку циліндрів. Знизу блок циліндрів закритий масляним картером.

Головка блоку циліндрів Д-260 відлита з чавуну (одна головка на три циліндра) - взаємозамінні. У внутрішніх порожнинах головок циліндрів є впускні і випускні канали, що закриваються клапанами. Для забезпечення відводу тепла головки циліндрів мають внутрішні порожнини, в яких циркулює охолоджуюча рідина. Головки циліндрів мають вставні сидла клапанів, виготовлені з жароміцного і зносостійкого сплаву. На голівках циліндрів Д-260 встановлюються форсунки (по 3 на кожен головку), стійки, осі коромисел з коромислами, кришки головок і ковпаки кришок, що закривають клапанний механізм.

Для ущільнення роз'єму між головками і блоком циліндрів встановлена прокладка з безасбестового полотна. Отвори для гільз циліндрів і масляного каналу окантовані листовою сталлю. При складанні дизеля циліндрові отвори прокладки додатково окантовуються фторопластовим кільцями.

Основними деталями кривошипно-шатунного механізму є: колінчастий вал з корінними і шатунними підшипниками, маховик, поршні з поршневыми кільцями і пальцями, шатуни.

Колінчастий вал Д-260 - сталевий, має сім корінних і шість шатунних шийок. Для зменшення навантажень на підшипники від сил інерції на першій, шостій, сьомій та дванадцятій щокх колінчастого валу встановлюються знімні противаги. У шатунних шийках є порожнини для додаткової відцентрової очистки масла. Порожнини шийок закриті різьбовими заглушками. Осьове зусилля клонували Д-260 сприймається чотирма біметалічними сталевалюмінієвими півкільцями, встановленими в розточеннях блоку циліндрів і кришки четвертого корінного підшипника. Попереду і ззаду колінчастий вал ущільнюється манжетами.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

На передній кінець валу встановлюються: з натягом шестерня приводу механізму газорозподілу (шестерня колінчастого валу) і шестерня приводу масляного насоса, шків приводу водяного насоса, генератора. Для зниження рівня крутильних коливань колінчастого валу на маточині шків встановлений силіконовий демпфер.

Поршень двигуна Д-260 виготовлений з алюмінієвого сплаву. У днищі поршня виконана камера згоряння. У верхній частині поршень має три канавки - в перші дві встановлюються компресійні кільця, в третю - маслоз'ємне кільце з розширювачем.

Поршневий палець порожнистий, виготовлений із хромонікелевої сталі. Осьове переміщення пальця в бобишках поршня обмежується стопорними кільцями.

Шатун двигуна Д-260 - сталевий, двотаврового перетину. У верхню головку його запресована втулка. Для змащення поршневого пальця у верхній голівці шатуна і втулки є отвір. Розточування нижньої головки шатуна під вкладиші проводиться в зборі з кришкою. Шатун і кришка мають однакові номери, набиті на їх поверхнях.

Кришки шатунів не взаємозамінні. Крім того, шатуни мають вагові групи по масі верхньої і нижньої головок. Вкладиші корінних і шатунних підшипників колінчастого валу Д-260 тонкостінні, виготовлені з біметалічної смуги. Маховик виготовлений з чавуну, кріпиться до фланця колінчастого валу болтами. На маховик напресовано сталевий зубчастий вінець.

Механізм газорозподілу ГРМ дизеля Д-260 складається з шестерні, розподільного валу, впускних і випускних клапанів, а також деталей їх установки і приводу: штовхачів, штанг, коромисел, регулювальних гвинтів з гайками, тарілок, сухариків, пружин, стійок і осей коромисел.

Штовхачі - сталеві, мають сферичні денця з наплавленням спеціальних чавунів. Кулачки розподільного валу виготовлені з невеликим ухилом, за рахунок цього штовхачі в процесі роботи здійснюють обертальний рух.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Штанги штовхачів виготовлені з сталевго прута. Сферична частина, що входить всередину штовхача, і чашка штанги загартовані. Коромисла клапанів сталеві, гойдаються на осі, встановленої в стійках. Ось коромисел порожниста, має шість радіальних отворів для змащення коромисел. Переміщення коромисел уздовж осі обмежується розпiрні пружинами.

Впускні і випускні клапани Д-260 виготовлені з жароміцної сталі, переміщаються в напрямних втулках, запресованих в головки циліндрів. Кожен клапан закривається під дією двох пружин: зовнішньої і внутрішньої, які закріплені на його стрижні за допомогою тарілки і сухариків. Ущільнювальні манжети, встановлені на напрямні втулки клапанів, виключають потрапляння масла в циліндри дизеля через зазори між стрижнями клапанів і направляючими втулками. Шестерні розподілу розміщені в картері, утвореному щитом розподілу, прикріпленням до блоку циліндрів, і кришкою розподілу.

Система живлення (паливна система) дизельного двигуна Д-260, складається з паливного насоса, форсунок, трубопроводів низького і високого тиску, фільтра повітря, впускного і випускного колекторів, турбокомпресора, паливних фільтрів грубої і тонкої очистки, а також паливного бака.

На дизелі Д-260 встановлюється рядний паливний насос високого тиску ПНВТ 363.1111005-40 виробництва ВАТ «ЯЗДА» м. Ярославль. Паливний насос високого тиску ПНВТ-363 має шість секцій і призначений для подачі в циліндри дизеля в певні моменти часу строго дозованих порцій палива під високим тиском.

З ПНВТ Д-260 в одному агрегаті об'єднані паливопідкачувальний насос і регулятор частоти обертання з коректором по наддуву. Паливопідкачувальний насос встановлений на корпусі насоса високого тиску, і приводиться в дію ексцентриком кулачкового валу.

Для видалення повітря з системи живлення на паливопідкачувальному насосі встановлений насос ручного прокачування поршневого типу. Для забезпечення надійного запуску двигуна в регуляторі передбачено пусковий пристрій, що забезпечує збільшену подачу палива під час пуску двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

Для впорскування палива в циліндри дизеля застосовується форсунка з п'яти дірковим розпилювачем закритого типу. Вона забезпечує необхідний рівномірний розпил палива під великим тиском. Прокладка-екран складається зі сталевих обойми і прокладки з фторопласту.

Для попереднього очищення палива від механічних домішок і води служить фільтр грубої очистки. Він складається з корпусу, розсіювача, відбивача з сіткою, склянки з заспокоювачем. У нижній частині корпусу фільтра знаходиться отвір з пробкою для зливу відстою. Для видалення повітря з системи живлення на кришці фільтра розташована спеціальна пробка.

Для очищення всмоктуваного в циліндри повітря служить очисник повітря двигуна Д-260 сухого типу з застосуванням в якості фільтруючого елемента паперових фільтр-патронів, виготовлених зі спеціального високопористого картону. Очисник повітря має три ступені очищення. Першою сходинкою очищення служить моноциклон, другий і третій - основний і контрольний паперові фільтр-патрони.

На дизелі встановлений турбокомпресор, що поєднує в собі радіальну центро направлену турбіну та відцентровий одноступінчастий компресор при консольному розташуванні коліс щодо опор. Корпус турбіни турбокомпресора відлитий з високоміцного чавуну. Проточна частина турбіни для проходу відпрацьованих газів утворена корпусом і колесом турбіни.

Корпус компресора відлитий з алюмінієвого сплаву, його проточна частина утворена корпусом і колесом компресора. Корпуси турбіни і компресора кріпляться до корпусу підшипників, відлитий з високоміцного чавуну.

Колесо турбіни турбокомпресора відлито з жароміцного сплаву і приварене до валу. Колесо компресора відлито з алюмінієвого сплаву і кріпиться на валу спеціальної гайкою.

Вал обертається в радіальному підшипнику, виконаному у вигляді плаваючої моноштулки. Моноштулка фіксується в корпусі підшипників фіксатором. Осьове переміщення валу сприймає упорний підшипник.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Підшипники турбокомпресора, змащуються і охолоджуються маслом. Як в радіальному, так і в упорному підшипниках додатково здійснюється відцентрове очищення масла. З турбокомпресора масло зливається в картер дизеля. З боку компресора і турбіни встановлені газомасляні ущільнення, в якості яких використовуються пружинні кільця ущільнювачів, встановлені в канавках валу. З боку компресора для підвищення ефективності встановлено масловідбивач, а з боку турбіни - екран.

Система охолодження двигуна Д-260 закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини від відцентрового насоса. Водяний насос приводиться в обертання клиновим ременем від шківів колінчастого валу. Матило в підшипникову порожнину насоса закладена при складанні.

Температуру охолоджуючої рідини в системі контролюють з дистанційного термометру і за допомогою світлового сигналізатора. Для прискорення прогріву дизеля після пуску і автоматичного регулювання температурного режиму при різних навантаженнях і температурах навколишнього повітря служать два термостата ТС-107, встановлених на лінії нагнітання. На дизелі Д-260 встановлюється водяний насос в зборі з вентилятором. Вентилятор кріпиться до шківів

Система мащення дизеля Д-260 комбінована: частина деталей змащується під тиском, частина - розбризкуванням.

Підшипники колінчастого і розподільного валів, втулки проміжної шестерні, шатунні підшипники колінчастого валу, пневмокомпресор, механізм приводу клапанів і підшипник валу турбокомпресора змащуються під тиском від масляного насоса.

Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного валу і деталі паливного насоса змащуються розбризкуванням.

Система мастила складається з масляного насоса, масляного фільтра з паперовим фільтруючим елементом, відцентрового масляного фільтра, рідинно-масляного теплообмінника.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

Масляний насос 3 шестеренчастого типу, односекційний, кріпиться болтами до блоку циліндрів. Привід масляного насоса здійснюється від шестерні, встановленої на колінчастого валу. В масляному насосі двигуна Д-260 ММЗ є перепускний клапан, відрегульований на тиск 0,7 ... 0,75 МПа.

Фільтруючий елемент масляного фільтра має перепускний клапан. Пропускний клапан нерегульований. У корпусі масляного фільтра вбудований запобіжний нерегульований клапан. Він призначений для підтримки тиску масла в головній масляній магістралі 0,28 ... 0,45 МПа.

З агрегатів електроустаткування на дизелі встановлюються генератори напругою 14В або 28В і потужністю 1000 Ватт. Генератор являє собою безконтактну п'яти фазну однойменно полюсну електричну машину з одностороннім електромагнітним збудженням, вбудованим випрямним блоком і інтегральним регулятором напруги. Привід генератора здійснюється клиновим ремнем від шківів колінчастого валу.

Пусковий пристрій дизеля Д-260 складається з електричного стартера номінальною напругою 24В, та потужністю 6 кВт. Стартер являє собою електродвигун постійного струму зі змішанням збудження з електромагнітним реле і механізмом приводу.

1.3 Висновки по розділу.

Під час роботи над розділом, було вивчено та розглянуто функціональне призначення об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна електростанція, та описано задачі яка він має вирішувати під час роботи.

Окремо детально розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості форсування двигуна-прототипу під час конвертування двигуна з можливістю отримати високі техніко-економічні показники, без зниження показників надійності та довговічності його роботи.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 115$

Ступінь стиску, обираємо згідно [1, ст 8] $\epsilon = 15$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 1500$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні дані для розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст 8] $\alpha = 1.55$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_B = 167$

Тиск навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в кПа $p_a = 101.3$

Температура навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в К $T_a = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст 9], в К $\Delta T = 10$

Температура відпрацьованих газів, згідно [1, ст 9], в К $T_r = 850$

Максимальний тиск згоряння, згідно [1, ст 9], в кПа $p_{\max} = 1200$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z", згідно [1, ст 10] $\xi_Z = 0.81$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст 10] $\xi = 0.98$

Паливо рідке: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

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

$$Q_{н.р} = [33.91 \cdot C + 105.6 \cdot H - 10.88 \cdot (O - S) - 2.514 \cdot W]$$

де $C = 0.87$ - вміст вуглецю в паливі;

$H = 0.126$ - вміст водню в паливі;

$O = 0.004$ - вміст кисню в паливі;

$S = 0$ - вміст сірки в паливі;

$W = 0.1$ - вміст вологи в паливі;

$$Q_{н.р} = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot C \\ 105.6 \cdot H \\ -10.88 \cdot (O - S) \\ -2.514 \cdot W \end{bmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{bmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

Газове паливо: Природний газ, ГОСТ 5542-87

Склад:	у %	в об'ємних долях
Метан	CH ₄ = 93	R _{CH₄} = CH ₄ ·0.01 = 0.93
Етан	C ₂ H ₆ = 4	R _{C₂H₆} = C ₂ H ₆ ·0.01 = 0.04
Пропан	C ₃ H ₈ = 1	R _{C₃H₈} = C ₃ H ₈ ·0.01 = 0.01
Бутан	C ₄ H ₁₀ = 0.5	R _{C₄H₁₀} = C ₄ H ₁₀ ·0.01 = 0.005
Пентан	C ₅ H ₁₂ = 0.5	R _{C₅H₁₂} = C ₅ H ₁₂ ·0.01 = 0.005
Двоокис вуглецю	CO ₂ = 0.1	R _{CO₂} = CO ₂ ·0.01 = 0.001
Чадний газ	CO = 0	R _{CO} = CO·0.01 = 0
Азот	N ₂ = 0.9	R _{N₂} = N ₂ ·0.01 = 0.009
Кисень	O ₂ = 0	R _{O₂} = O ₂ ·0.01 = 0
Водень	H ₂ = 0	R _{H₂} = H ₂ ·0.01 = 0

Перевірка суми складових компонентів газового палива, у %

$$\Sigma_{к.гп} = \sum \begin{pmatrix} CH_4 \\ C_2H_6 \\ C_3H_8 \\ C_4H_{10} \\ C_5H_{12} \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} CO_2 \\ CO \\ N_2 \\ O_2 \\ H_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 93 \\ 4 \\ 1 \\ 0.5 \\ 0.5 \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} 0.1 \\ 0 \\ 0.9 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

Найнижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³:

$$Q_{н.г} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot H_2 \\ 126.3 \cdot CO \\ 358.2 \cdot CH_4 \\ 637.3 \cdot C_2H_6 \\ 912.3 \cdot C_3H_8 \\ 1186 \cdot C_4H_{10} \\ 1460 \cdot C_5H_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 93 \\ 637.3 \cdot 4 \\ 912.3 \\ 1186 \cdot 0.5 \\ 1460 \cdot 0.5 \end{pmatrix} = 38097.1$$

2.1.3 Параметри процесу наповнення

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг рідкого палива,
в кмоль повітря / кг палива

$$L_{0p.п} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.495$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг газового палива, в
кмоль повітря / кмоль газу

$$L_{0гп} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} 0.5 \cdot (R_{CO} + R_{H_2}) \\ (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot R_{CH_4} \\ (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot R_{C_2H_6} \\ (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot R_{C_3H_8} \\ (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot R_{C_4H_{10}} \\ (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot R_{C_5H_{12}} \\ -O_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} 0.5 \cdot (0 + 0) \\ (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot 0.93 \\ (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot 0.04 \\ (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot 0.01 \\ (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot 0.005 \\ (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot 0.005 \\ -0 \end{bmatrix} = 10.107$$

Відношення маси рідкого палива що приходить на 1 кмоль спаленого газу

$$q = \frac{22.4 \cdot B'_e}{V'_e}$$

де B'_e - очікувана масова витрата рідкого палива, в $\text{кг} / \text{год}$;

$$V_{рп} = P_e \cdot b_{e.пр} \cdot \frac{\delta_{з.д}}{100}$$

$b_{e.пр} = 0.230 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ - питома ефективна витрата рідкого палива прототипа;

$\delta_{з.д} = 3 \%$ - запальна доза рідкого палива;

$$B'_e = P_e \cdot b_{e.пр} \cdot \frac{\delta_{з.д}}{100} = 115 \cdot 0.230 \cdot \frac{3}{100} = 0.794$$

$V'_e = 25 \text{ м}^3 / \text{год}$ - очікувана об'ємна витрата газу;

$$q = \frac{22.4 \cdot B'_e}{V'_e} = \frac{22.4 \cdot 0.794}{25} = 0.711$$

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

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} = 1 + 1.55 \cdot 10.107 = 16.666$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = q \cdot \frac{C}{12} + \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CO}} \\ 1 \cdot R_{\text{CH}_4} \\ 2 \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ 3 \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 4 \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ 5 \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ 5 \cdot R_{\text{CO}_2} \end{pmatrix} = 0.711 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.93 \\ 2 \cdot 0.04 \\ 3 \cdot 0.01 \\ 4 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 5 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 5 \cdot 1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 1.142$$

Водяної пари H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{H}_2} \\ 0.5 \cdot 4 \cdot R_{\text{CH}_4} \\ 0.5 \cdot 6 \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ 0.5 \cdot 8 \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 0.5 \cdot 10 \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ 0.5 \cdot 12 \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ 0.5 \cdot q \cdot H \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.5 \cdot 4 \cdot 0.93 \\ 0.5 \cdot 6 \cdot 0.04 \\ 0.5 \cdot 8 \cdot 0.01 \\ 0.5 \cdot 10 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 0.5 \cdot 12 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 0.5 \cdot 0.711 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.12$$

Кисню O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (\alpha - 1) \cdot L_{0\text{ГП}} \\ -q \cdot L_{0\text{р.п}} \end{bmatrix} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (1.55 - 1) \cdot 10.107 \\ -0.711 \cdot 0.495 \end{bmatrix} = 1.094$$

Азоту N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} + R_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot 1.55 \cdot 10.107 + 9 \times 10^{-3} = 12.385$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.142 \\ 2.12 \\ 1.094 \\ 12.385 \end{pmatrix} = 16.74$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 16.74 - 16.666 = 0.074$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{16.74}{16.666} = 1.004$$

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]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{167}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 353.4$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

$\Delta T_{\text{int}} = 30$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{\text{int}} = 10 - 70$ К)

$$T_{\text{int}} = T_B - \Delta T_{\text{int}} = 353.4 - 30 = 323.4$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{\text{int}} = p_B - \Delta p_{\text{охл}}$$

де $\Delta p_{\text{охл}} = 2$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{\text{int}} = p_{\text{в}} - \Delta p_{\text{охл}} = 167 - 2 = 165$$

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} \cdot T_{\text{Г}}}{1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}}}$$

де $T_{\text{Г}} = 310$ К - температура газу.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} \cdot T_{\text{Г}}}{1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}}} = \frac{323.413 + 1.55 \cdot 10.107 \cdot 310}{1 + 1.55 \cdot 10.107} = 310.805$$

Тиск газоповітряної суміші, в кПа

$$p_{\text{см}} = p_{\text{int}} = 165$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_{\text{д}} = k_{\text{д}} \cdot p_{\text{в}}$$

де $k_{\text{д}} = 0.94$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,90...0,95)

$$p_{\text{д}} = k_{\text{д}} \cdot p_{\text{в}} = 0.94 \cdot 167 = 156.98$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_{\text{Г}} = k_{\text{Г}} \cdot p_{\text{int}}$$

де $k_{\text{Г}} = 1.07$ - коефіцієнт опору системи випуску (1,05...1,25)

$$p_{\text{Г}} = k_{\text{Г}} \cdot p_{\text{int}} = 1.07 \cdot 165 = 176.55$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_{\text{Г}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_{\text{Г}}} \cdot \frac{p_{\text{Г}}}{\varepsilon \cdot p_{\text{д}} - p_{\text{Г}}} = \frac{310.805 + 10}{850} \cdot \frac{176.55}{15 \cdot 156.98 - 176.55} = 0.031$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт залишкових газів знаходиться в діапазоні, $\gamma_{\text{Г}} = (0,03...0,06)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_{\text{с}} = \frac{T_{\text{см}} \cdot (\varepsilon \cdot p_{\text{д}} - p_{\text{Г}})}{(T_{\text{см}} + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_{\text{см}}} = \frac{310.805 \cdot (15 \cdot 156.98 - 176.55)}{(310.805 + 10) \cdot (15 - 1) \cdot 165} = 0.914$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт наповнення циліндру, знаходиться в діапазоні $\Phi_{\text{с}} = (0,75...0,95)$. Розраховане значення входить в діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{310.805 + 10 + 0.031 \cdot 850}{1 + 0.031} = 336.513$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця впуску знаходиться в діапазоні $T_d = (310...400)$. Розрахункове значення входить в діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску обираємо згідно номограми, з [1, ст 15]

$$n_1 = 1.370$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 156.98 \cdot 15^{1.37} = 6413.415$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця стиснення знаходиться в діапазоні $p_c = (3000...8000)$ кПа. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 336.513 \cdot 15^{1.37 - 1} = 916.549$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця стиснення знаходиться в діапазоні $T_c = (700..1000)$ К. Отримане значення входить в даний діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.004 + 0.031}{1 + 0.031} = 1.004$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,0...1,01)$. Розраховане значення входить в даний діапазон.

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_{max}}{p_c} = \frac{12000}{6413.415} = 1.871$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, ступінь тиску при згоряння знаходиться в діапазоні $\lambda = (1,6...2,5)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_p = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p.п}}{L_{0гп}}} = \frac{1.55}{1 + 0.711 \cdot \frac{0.495}{10.107}} = 1.498$$

Середня питома теплоємність свіжого заряду ($V=\text{const}$), в діапазоні $0...t^\circ\text{C}$

$$C'_v = \sum (R_k \times C_{vk}) \times 4.18$$

де C_{VK} - питома середня мольна теплоємність компонента свіжого заряду та продуктів згоряння при даній температурі.

$C_{V1} = 12.56$ - для одноатомних компонентів.

$C_{V2} = 20.93$ - для 2-х атомних компонентів;

$C_{V3} = 29.31$ - для 3-х і багатоатомних компонентів;

$$C'_V = \sum \begin{pmatrix} R_{CH4} \cdot C_{V3} \\ R_{C2H6} \cdot C_{V3} \\ R_{C3H8} \cdot C_{V3} \\ R_{C4H10} \cdot C_{V3} \\ R_{C5H12} \cdot C_{V3} \\ R_{CO2} \cdot C_{V3} \\ R_{CO} \cdot C_{V2} \\ R_{N2} \cdot C_{V2} \\ R_{O2} \cdot C_{V2} \\ R_{H2} \cdot C_{V2} \\ C \cdot C_{V1} \\ H \cdot C_{V1} \\ O \cdot C_{V1} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.93 \cdot 29.31 \\ 0.04 \cdot 29.31 \\ 0.01 \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 1 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 0.20.93 \\ 9 \times 10^{-3} \cdot 20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 4 \times 10^{-3} \cdot 12.56 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 174.701$$

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

двоокису вуглецю:

$$R_{CO2} = \frac{M_{CO2}}{M_2} = \frac{1.142}{16.74} = 0.068 \quad \text{або у \%} \quad R_{CO2} \cdot 100 = 6.819$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.12}{16.74} = 0.127 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 12.663$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.094}{16.74} = 0.065 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 6.532$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{12.385}{16.74} = 0.74 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 73.985$$

Середня питома теплоємність продуктів згоряння при $V = \text{const}$, в проміжку температур $0...t^\circ\text{C}$

$$C''_V = (R_{CO_2} \cdot C_{V3} + R_{N_2} \cdot C_{V2} + R_{O_2} \cdot C_{V2} + R_{H_2O} \cdot C_{V3}) \cdot 4.18 = 94.312$$

Максимальна температура циклу, в К

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z \cdot (22.4 \cdot Q_{H.г} + q \cdot Q_{H.р})}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп})} + \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} \right]}{C''_V}$$

$$\text{де } A = \xi_z \cdot \left(\begin{array}{l} 22.4 \cdot Q_{H.г} \dots \\ + q \cdot Q_{H.р} \end{array} \right) = 0.81 \cdot (22.4 \cdot 38097.1 + 0.711 \cdot 42512.38) = 715716.261$$

$$B = [\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп})] = 1.004 \cdot (1 + 0.031) \cdot (1 + 1.55 \cdot 10.107) = 17.25$$

$$C = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.701 \cdot 916.549}{1.004} = 159435.643$$

$$T_z = \frac{\left(\frac{A}{B} + C \right)}{C''_V} = \frac{\frac{715716.261}{17.250} + 159435.643}{94.312} = 2130.453$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця згоряння знаходиться в діапазоні $T_z = (1800...2300)\text{К}$. Отримане значення входить в діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.004 \cdot 2130.453}{1.871 \cdot 916.549} = 1.248$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.248} = 12.023$$

Середній показник політропи розширення, обираємо згідно номограми з джерела [1, ст. 20]

$$n_2 = 1.217$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{12000}{12.023^{1.217}} = 581.863$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (300 \dots 900)$ кПа. Розраховане значення входить в діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2130.453}{12.023^{1.217-1}} = 1241.972$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця розширення знаходиться в діапазоні $T_b = (900 \dots 1250)$ К. Отримане значення входить в діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b \div p_r}} = \frac{1241.972}{\sqrt[3]{\frac{581.863}{176.55}}} = 834.566$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_{r.п} - T_r|}{T_{r.п}} \cdot 100 = \frac{|834.566 - 850|}{834.566} \cdot 100 = 1.849$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta T_r < 5\%$. Це свідчить про правильність виконаних розрахунків.

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} = \frac{6413.415}{15 - 1} = 458.101$$

$$B = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.871 \cdot (1.248 - 1) = 0.463$$

$$C = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.871 \cdot 1.248}{1.217 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.023^{1.217 - 1}} \right) = 4.486$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1.37 - 1}} \right) = 1.71$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 458.101 \cdot (0.463 + 4.486 - 1.71) = 1483.961$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 1483.961 = 1454.282$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній теоретичний індикаторний тиск $p_{mi} = (750 \dots 2200)$ кПа. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi}) \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{p_{cm} \cdot \Phi_c \cdot (22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} \cdot 4.186$$

$$\text{де } A = \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi})}{(22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} = \frac{1 + 1.55 \cdot 10.11}{22.4 \cdot 3.81 \times 10^4 + 0.71 \cdot 4.25 \times 10^4} = 1.89 \times 10^{-5}$$

$$B = \frac{T_{cm} \cdot p_{mi}}{(p_{cm} \cdot \Phi_c)} = \frac{310.805 \cdot 1.454 \times 10^3}{165 \cdot 0.914} = 2.999 \times 10^3$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot A \cdot B \cdot 4.186 = 1.985 \cdot 1.886 \times 10^{-5} \cdot 2.999 \times 10^3 \cdot 4.186 = 0.47$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0.42 \dots 0.53)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Доля теплоти уведеної з рідким паливом

$$q_{rp} = \frac{B'_e \cdot Q_{H,p}}{(V'_e \cdot Q_{H,\Gamma} + B'_e \cdot Q_{H,p})} = \frac{0.794 \cdot 42512.38}{25.38097.1 + 0.794 \cdot 42512.38} = 0.034$$

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

$$v_i = \frac{632 \cdot (1 - q_{rp})}{\eta_i \cdot Q_{H,Г}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot (1 - 0.034)}{0.47 \cdot 38097.1} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.194$$

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

$$b_i = \frac{632 \cdot q_{rp}}{\eta_i \cdot Q_{H,р}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot 0.034}{0.47 \cdot 42512.38} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.006$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $\text{м} / \text{с}$

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

де $s_{пр} = 0.125$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.125 \cdot 1500}{30} = 6.25$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср})$$

де $a_m = 88$ - емпіричні коефіцієнти в формулі механічних втрат, що

$b_m = 11.8$ залежать від конструктивних особливостей двигунів;

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 6.25 = 161.75$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1.454 \times 10^3 - 161.75 = 1.293 \times 10^3$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $p_{me} = (700 \dots 2200) \text{кПа}$. Отримане значення входить в діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1292.532}{1454.282} = 0.889$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $\eta_M = (0,80 \dots 0,92)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.47 \cdot 0.889 = 0.418$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, ефективний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_e = (0,40 \dots 0,52)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$v_e = \frac{v_i}{\eta_M} = \frac{0.194}{0.889} = 0.218$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.006}{0.889} = 0.007$$

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

$$V_e = v_e \cdot P_e = 0.218 \cdot 115 = 25.052$$

Похибка між наближеним та розрахованим значенням, у %

$$\Delta V_e = \frac{|V_e - V'_e|}{V_e} \cdot 100 = \frac{|25.052 - 25|}{25.052} \cdot 100 = 0.208$$

Отримане в результаті значення не перевищує допустиме $\Delta V_e < 5\%$.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 6.914 \times 10^{-3} \cdot 115 = 0.795$$

Похибка між наближеним та розрахованим значенням, у %

$$\Delta B_e = \frac{|B_e - B'_e|}{B_e} \cdot 100 = \frac{|0.795 - 0.794|}{0.795} \cdot 100 = 0.208$$

Отримане в результаті значення не перевищує допустиме $\Delta B_e < 5\%$.

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 1000}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{115 \cdot 1000}{1292.532 \cdot 1500} = 7.118$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{7.118}{6} = 1.186$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.11$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.125}{0.11} = 1.136 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.186}{\pi \cdot 1.136}} = 109.95$$

$$\text{або в м} \quad d'_p = d_p \cdot 10^{-3} = 109.95 \cdot 10^{-3} = 0.11$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.136 \cdot 109.95 = 124.943$$

$$\text{або в м} \quad s'_p = s_p \cdot 10^{-3} = 124.943 \cdot 10^{-3} = 0.125$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

$$\text{Діаметр циліндру} \quad d' = 110 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad d = d' \cdot 10^{-3} = 110 \cdot 10^{-3} = 0.11$$

$$\text{Хід поршня} \quad s' = 125 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad s = s' \cdot 10^{-3} = 125 \cdot 10^{-3} = 0.125$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.11^2 \cdot 0.125 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 7.127$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 1000} = \frac{1292.532 \cdot 7.127 \cdot 1500}{30 \cdot 4 \cdot 1000} = 115.156$$

Величина похибки між заданою та розрахованою величиною, у %

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |115.156 - 115|}{115.156 + 115} \cdot 100 = 0.136$$

Отримана величина не виходить за допустиму межу у 5%.

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} \cdot 0.125 = 1.188 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{1.188 \times 10^{-3}}{15 - 1} = 8.485 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 1.188 \times 10^{-3} + 8.485 \times 10^{-5} = 1.273 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 8.485 \times 10^{-5} \cdot 1.248 = 1.059 \times 10^{-4}$$

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:

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

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

на ділянці випуску:

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

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00008$	$p(0) = 156.98$	$V(180) = 0.00127$	$p(180) = 156.98$
$V(10) = 0.0001$	$p(10) = 156.98$	$V(190) = 0.00127$	$p(190) = 158.125$
$V(20) = 0.00013$	$p(20) = 156.98$	$V(200) = 0.00125$	$p(200) = 161.647$
$V(30) = 0.00018$	$p(30) = 156.98$	$V(210) = 0.00121$	$p(210) = 167.824$
$V(40) = 0.00026$	$p(40) = 156.98$	$V(220) = 0.00117$	$p(220) = 177.162$
$V(50) = 0.00034$	$p(50) = 156.98$	$V(230) = 0.00111$	$p(230) = 190.471$
$V(60) = 0.00044$	$p(60) = 156.98$	$V(240) = 0.00103$	$p(240) = 208.999$
$V(70) = 0.00054$	$p(70) = 156.98$	$V(250) = 0.00095$	$p(250) = 234.661$
$V(80) = 0.00065$	$p(80) = 156.98$	$V(260) = 0.00086$	$p(260) = 270.447$
$V(90) = 0.00075$	$p(90) = 156.98$	$V(270) = 0.00075$	$p(270) = 321.139$
$V(100) = 0.00086$	$p(100) = 156.98$	$V(280) = 0.00065$	$p(280) = 394.644$
$V(110) = 0.00095$	$p(110) = 156.98$	$V(290) = 0.00054$	$p(290) = 504.542$
$V(120) = 0.00103$	$p(120) = 156.98$	$V(300) = 0.00044$	$p(300) = 675.114$
$V(130) = 0.00111$	$p(130) = 156.98$	$V(310) = 0.00034$	$p(310) = 951.417$
$V(140) = 0.00117$	$p(140) = 156.98$	$V(320) = 0.00026$	$p(320) = 1418.631$
$V(150) = 0.00121$	$p(150) = 156.98$	$V(330) = 0.00018$	$p(330) = 2230.417$
$V(160) = 0.00125$	$p(160) = 156.98$	$V(340) = 0.00013$	$p(340) = 3591.236$
$V(170) = 0.00127$	$p(170) = 156.98$	$V(350) = 0.0001$	$p(350) = 5402.609$

V(360) = 0.00008	p(360) = 6413.415	V(540) = 0.00127	p(540) = 581.863
V(370) = 0.0001	p(370) = 12000	V(550) = 0.00127	p(550) = 176.55
V(380) = 0.00013	p(380) = 9384.353	V(560) = 0.00125	p(560) = 176.55
V(390) = 0.00018	p(390) = 6146.784	V(570) = 0.00121	p(570) = 176.55
V(400) = 0.00026	p(400) = 4112.239	V(580) = 0.00117	p(580) = 176.55
V(410) = 0.00034	p(410) = 2883.737	V(590) = 0.00111	p(590) = 176.55
V(420) = 0.00044	p(420) = 2126.187	V(600) = 0.00103	p(600) = 176.55
V(430) = 0.00054	p(430) = 1641.522	V(610) = 0.00095	p(610) = 176.55
V(440) = 0.00065	p(440) = 1319.684	V(620) = 0.00086	p(620) = 176.55
V(450) = 0.00075	p(450) = 1098.889	V(630) = 0.00075	p(630) = 176.55
V(460) = 0.00086	p(460) = 943.356	V(640) = 0.00065	p(640) = 176.55
V(470) = 0.00095	p(470) = 831.607	V(650) = 0.00054	p(650) = 176.55
V(480) = 0.00103	p(480) = 750.306	V(660) = 0.00044	p(660) = 176.55
V(490) = 0.00111	p(490) = 690.919	V(670) = 0.00034	p(670) = 176.55
V(500) = 0.00117	p(500) = 647.861	V(680) = 0.00026	p(680) = 176.55
V(510) = 0.00121	p(510) = 617.435	V(690) = 0.00018	p(690) = 176.55
V(520) = 0.00125	p(520) = 597.204	V(700) = 0.00013	p(700) = 176.55
V(530) = 0.00127	p(530) = 585.63	V(710) = 0.0001	p(710) = 176.55

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 1739.539$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.74 \times 10^3}{1.188 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.464 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.464 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.435 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.454 \times 10^3 + 1.435 \times 10^3}{2} = 1.445 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.454 \times 10^3 - 1.435 \times 10^3}{1.445 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 1.329$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

$b'' = 124^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 16^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 18^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 134^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6.413 \times 10^3 = 7.696 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1.0 \cdot 12000 = 1.2 \times 10^4$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 156.98$	$V(\varphi_r) = 8.485 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 156.98$	$V(\varphi_d) = 1.273 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 6413.415$	$V(\varphi_c) = 8.485 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 12000$	$V(\varphi_z) = 8.496 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 581.863$	$V(\varphi_b) = 1.273 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.832 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.541 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.484 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.102 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 373$	$p(\varphi_{z'}) = 1.2 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 1.039 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 724.286$	$V(\varphi_{b''}) = 1.063 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 176.55$	$V(\varphi_{r'}) = 1.136 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 156.98$	$V(\varphi_{r''}) = 1.212 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 226$	$p(\varphi_{d'}) = 184.603$	$V(\varphi_{d'}) = 1.131 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 7.696 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 8.485 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{z_d} = 367$	$p_{z_d} = 1.2 \times 10^4$	$V(\varphi_{z_d}) = 9.041 \times 10^{-5}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

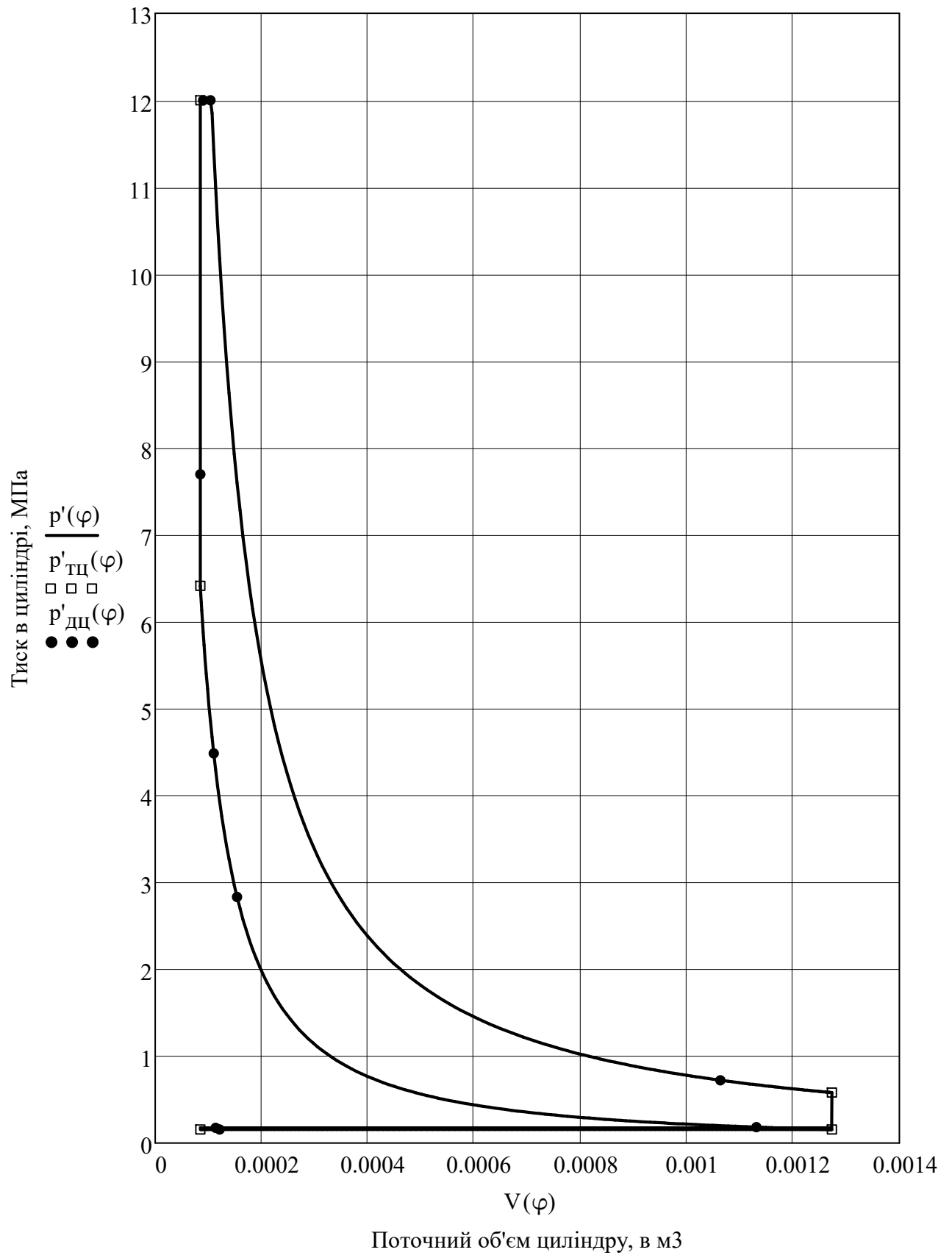


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

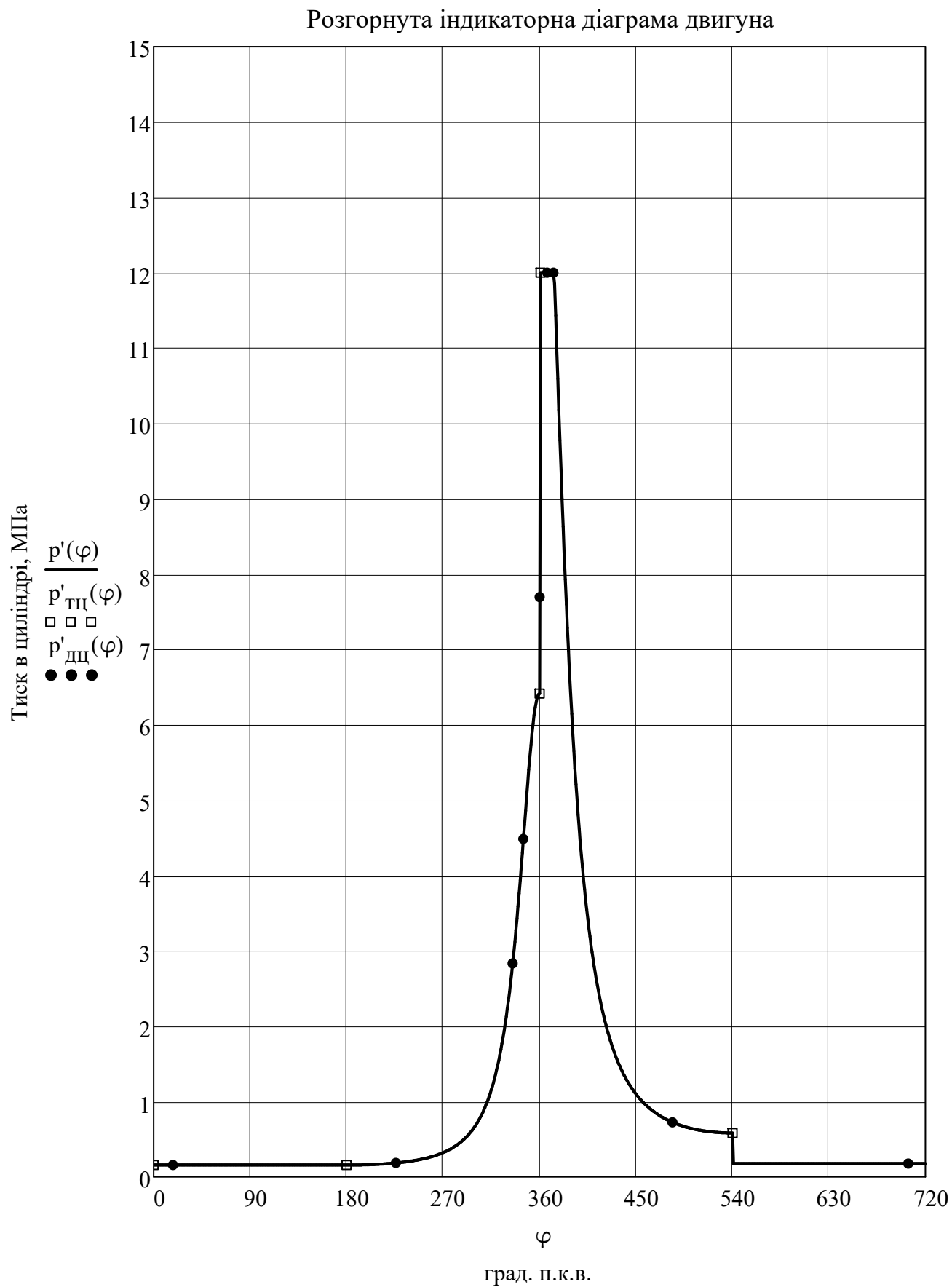


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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

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

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

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

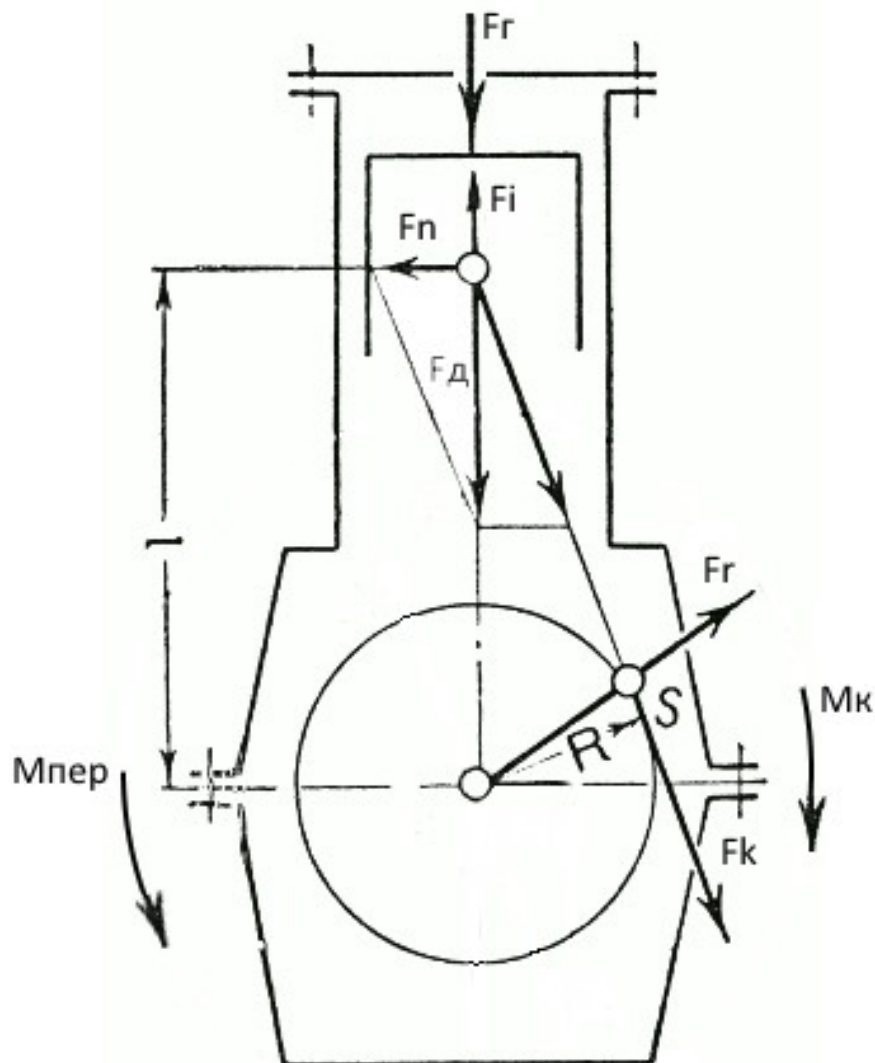


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 2.5$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 5.5$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 2.5 + \frac{1}{3} \cdot 5.5 = 4.333$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.125}{2} = 0.063$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.0625}{0.256} = 0.244$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} = 0.01$$

Кутова швидкість, в рад / с

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

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний 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

$F_r(0) = 0.529$	$F_i(0) = -8.393$	$F_d(0) = -7.864$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.529$	$F_i(30) = -6.643$	$F_d(30) = -6.113$	$M_k(30) = -0.234$
$F_r(60) = 0.529$	$F_i(60) = -2.486$	$F_d(60) = -1.957$	$M_k(60) = -0.12$
$F_r(90) = 0.529$	$F_i(90) = 1.711$	$F_d(90) = 2.24$	$M_k(90) = 0.14$
$F_r(120) = 0.529$	$F_i(120) = 4.197$	$F_d(120) = 4.726$	$M_k(120) = 0.222$
$F_r(150) = 0.529$	$F_i(150) = 4.932$	$F_d(150) = 5.461$	$M_k(150) = 0.133$
$F_r(180) = 0.529$	$F_i(180) = 4.972$	$F_d(180) = 5.501$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.632$	$F_i(210) = 4.932$	$F_d(210) = 5.564$	$M_k(210) = -0.135$
$F_r(240) = 1.023$	$F_i(240) = 4.197$	$F_d(240) = 5.22$	$M_k(240) = -0.245$
$F_r(270) = 2.089$	$F_i(270) = 1.711$	$F_d(270) = 3.8$	$M_k(270) = -0.237$
$F_r(300) = 5.453$	$F_i(300) = -2.486$	$F_d(300) = 2.967$	$M_k(300) = -0.182$
$F_r(330) = 20.234$	$F_i(330) = -6.643$	$F_d(330) = 13.591$	$M_k(330) = -0.52$
$F_r(360) = 59.986$	$F_i(360) = -8.393$	$F_d(360) = 51.593$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 57.452$	$F_i(390) = -6.643$	$F_d(390) = 50.81$	$M_k(390) = 1.943$
$F_r(420) = 19.243$	$F_i(420) = -2.486$	$F_d(420) = 16.757$	$M_k(420) = 1.026$
$F_r(450) = 9.48$	$F_i(450) = 1.711$	$F_d(450) = 11.191$	$M_k(450) = 0.699$
$F_r(480) = 6.168$	$F_i(480) = 4.197$	$F_d(480) = 10.364$	$M_k(480) = 0.487$
$F_r(510) = 4.905$	$F_i(510) = 4.932$	$F_d(510) = 9.837$	$M_k(510) = 0.239$
$F_r(540) = 4.567$	$F_i(540) = 4.972$	$F_d(540) = 9.539$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.715$	$F_i(570) = 4.932$	$F_d(570) = 5.647$	$M_k(570) = -0.137$
$F_r(600) = 0.715$	$F_i(600) = 4.197$	$F_d(600) = 4.912$	$M_k(600) = -0.231$
$F_r(630) = 0.715$	$F_i(630) = 1.711$	$F_d(630) = 2.426$	$M_k(630) = -0.152$
$F_r(660) = 0.715$	$F_i(660) = -2.486$	$F_d(660) = -1.771$	$M_k(660) = 0.108$
$F_r(690) = 0.715$	$F_i(690) = -6.643$	$F_d(690) = -5.927$	$M_k(690) = 0.227$
$F_r(720) = 0.715$	$F_i(720) = -8.393$	$F_d(720) = -7.678$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -7.864$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.789$	$F_r(30) = -4.9$	$F_k(30) = -3.74$	$M_{пер}(30) = 0.234$
$F_n(60) = -0.445$	$F_r(60) = -0.593$	$F_k(60) = -1.917$	$M_{пер}(60) = 0.12$
$F_n(90) = 0.593$	$F_r(90) = -0.593$	$F_k(90) = 2.24$	$M_{пер}(90) = -0.14$
$F_n(120) = 1.074$	$F_r(120) = -3.293$	$F_k(120) = 3.555$	$M_{пер}(120) = -0.222$
$F_n(150) = 0.705$	$F_r(150) = -5.082$	$F_k(150) = 2.12$	$M_{пер}(150) = -0.133$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -5.501$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.718$	$F_r(210) = -5.178$	$F_k(210) = -2.16$	$M_{пер}(210) = 0.135$
$F_n(240) = -1.187$	$F_r(240) = -3.638$	$F_k(240) = -3.927$	$M_{пер}(240) = 0.245$
$F_n(270) = -1.006$	$F_r(270) = -1.006$	$F_k(270) = -3.8$	$M_{пер}(270) = 0.237$
$F_n(300) = -0.675$	$F_r(300) = 0.899$	$F_k(300) = -2.907$	$M_{пер}(300) = 0.182$
$F_n(330) = -1.754$	$F_r(330) = 10.893$	$F_k(330) = -8.315$	$M_{пер}(330) = 0.52$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 51.593$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 6.558$	$F_r(390) = 40.724$	$F_k(390) = 31.084$	$M_{пер}(390) = -1.943$
$F_n(420) = 3.81$	$F_r(420) = 5.079$	$F_k(420) = 16.417$	$M_{пер}(420) = -1.026$
$F_n(450) = 2.964$	$F_r(450) = -2.964$	$F_k(450) = 11.191$	$M_{пер}(450) = -0.699$
$F_n(480) = 2.356$	$F_r(480) = -7.223$	$F_k(480) = 7.798$	$M_{пер}(480) = -0.487$
$F_n(510) = 1.27$	$F_r(510) = -9.154$	$F_k(510) = 3.819$	$M_{пер}(510) = -0.239$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -9.539$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.729$	$F_r(570) = -5.255$	$F_k(570) = -2.192$	$M_{пер}(570) = 0.137$
$F_n(600) = -1.117$	$F_r(600) = -3.423$	$F_k(600) = -3.695$	$M_{пер}(600) = 0.231$
$F_n(630) = -0.642$	$F_r(630) = -0.642$	$F_k(630) = -2.426$	$M_{пер}(630) = 0.152$
$F_n(660) = 0.403$	$F_r(660) = -0.537$	$F_k(660) = 1.735$	$M_{пер}(660) = -0.108$
$F_n(690) = 0.765$	$F_r(690) = -4.751$	$F_k(690) = 3.626$	$M_{пер}(690) = -0.227$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -7.678$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

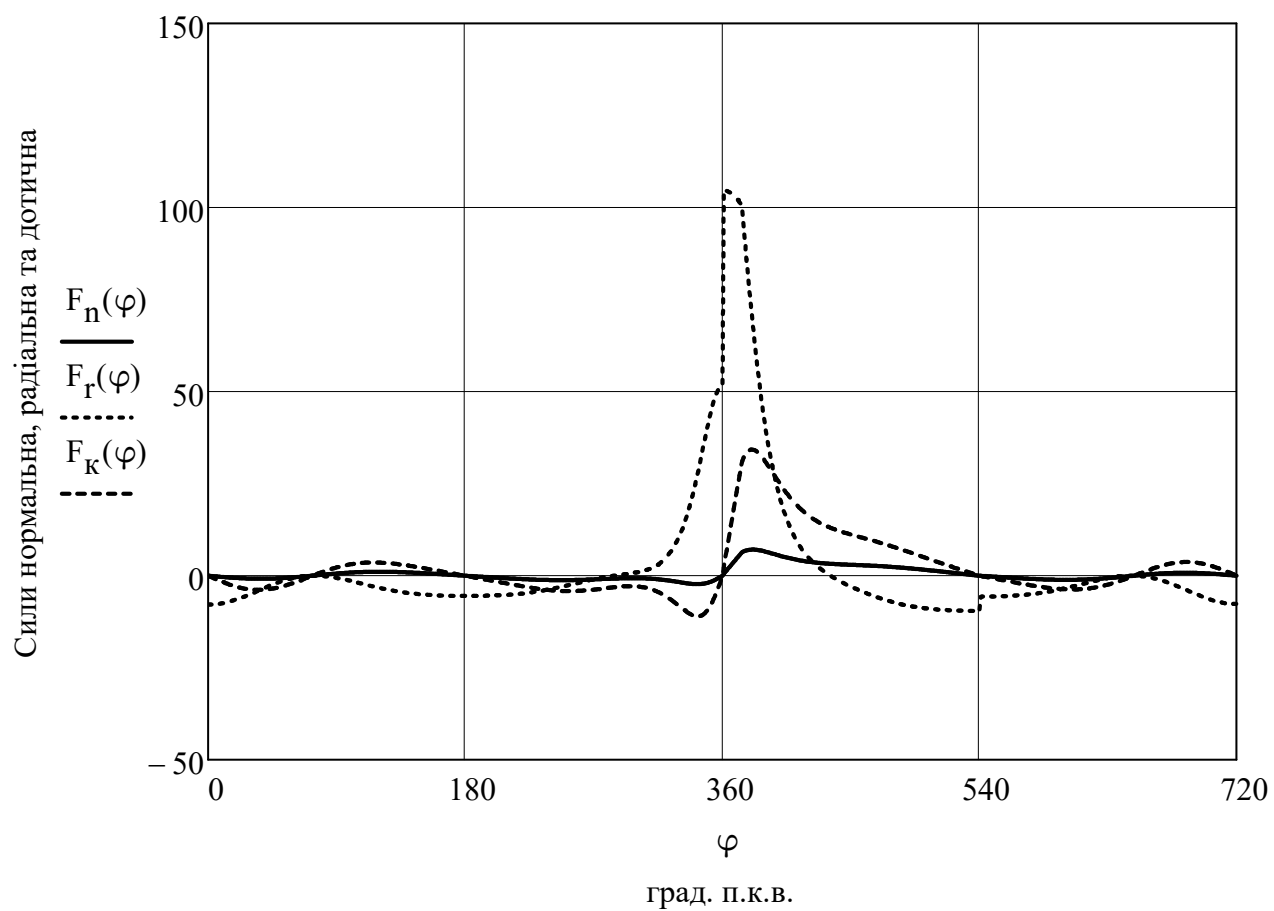
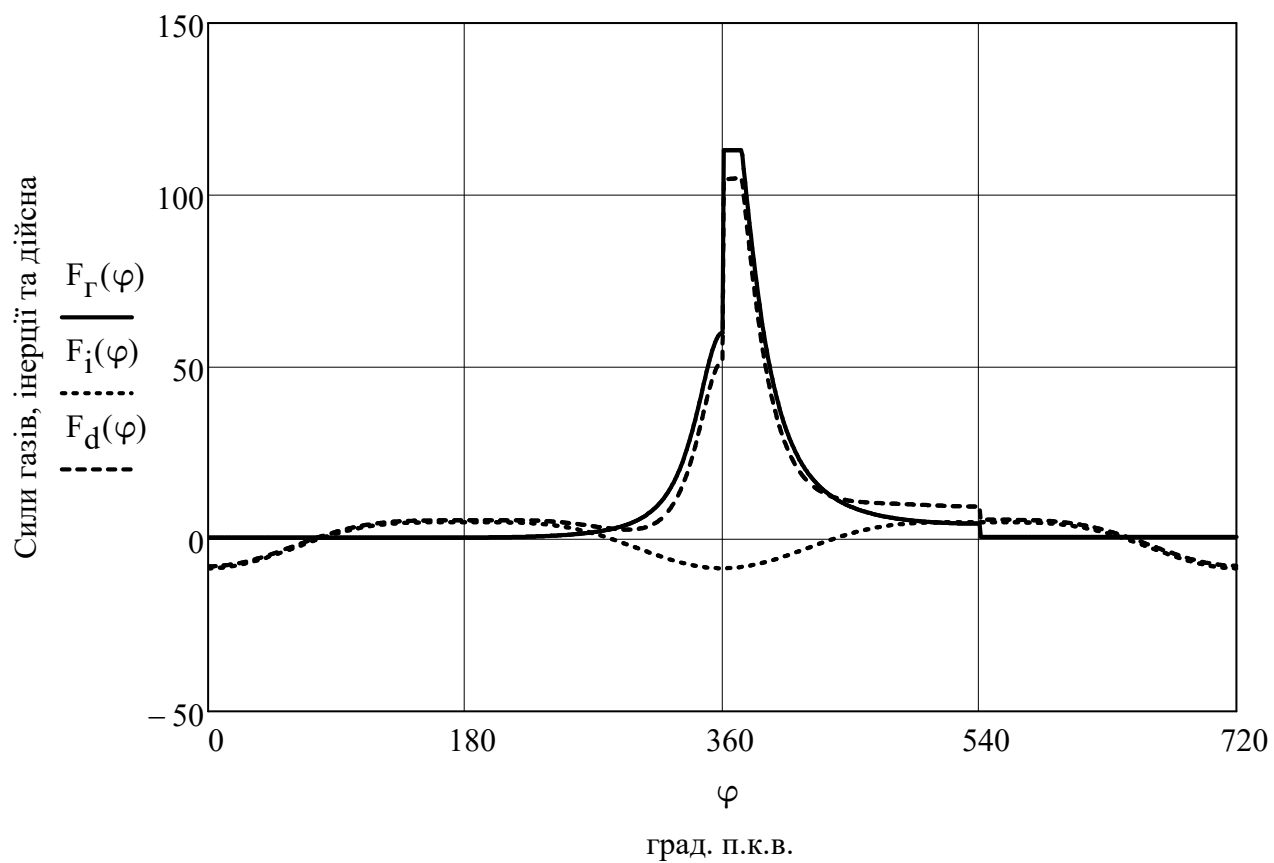


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

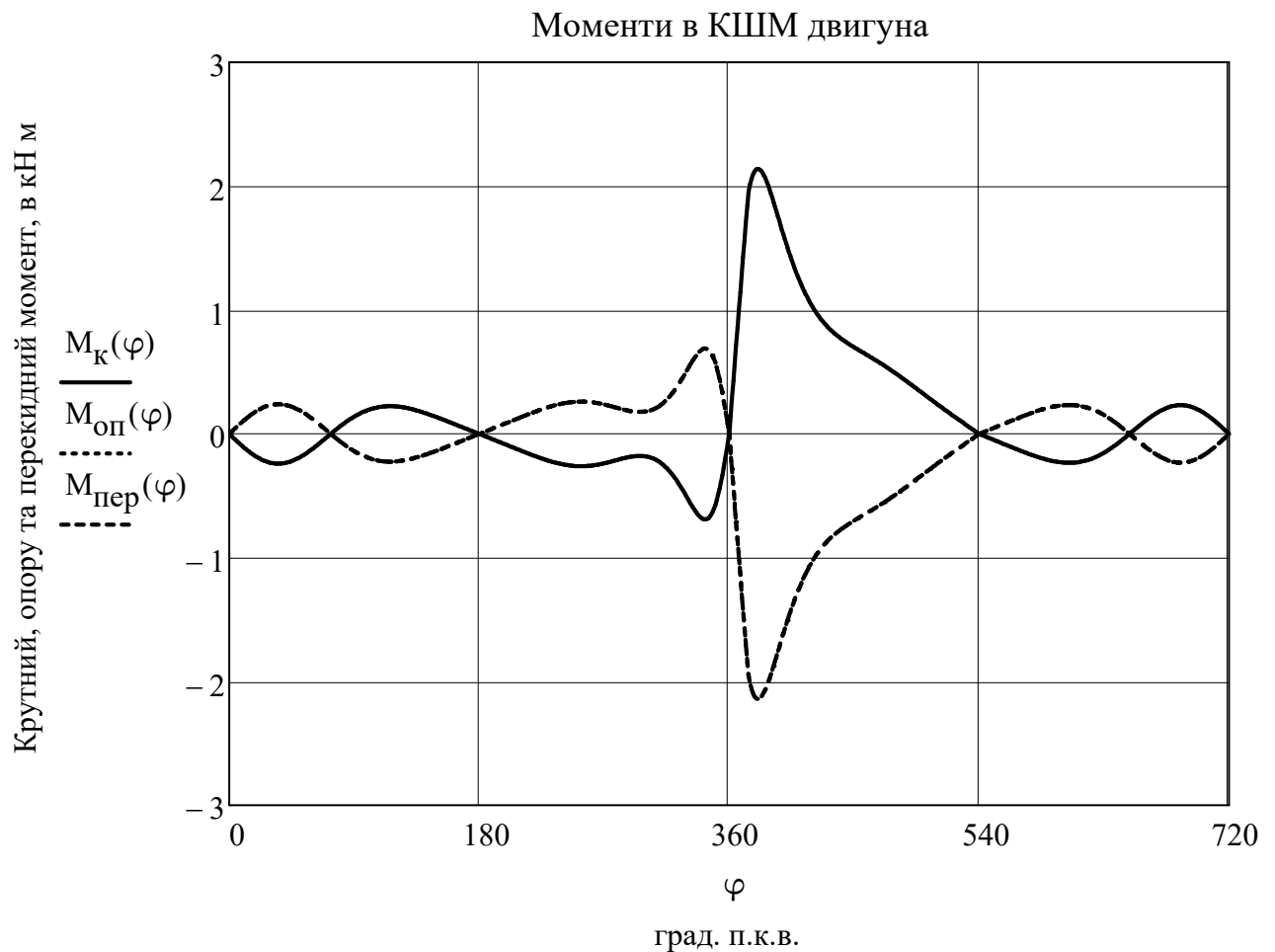


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma,кр}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

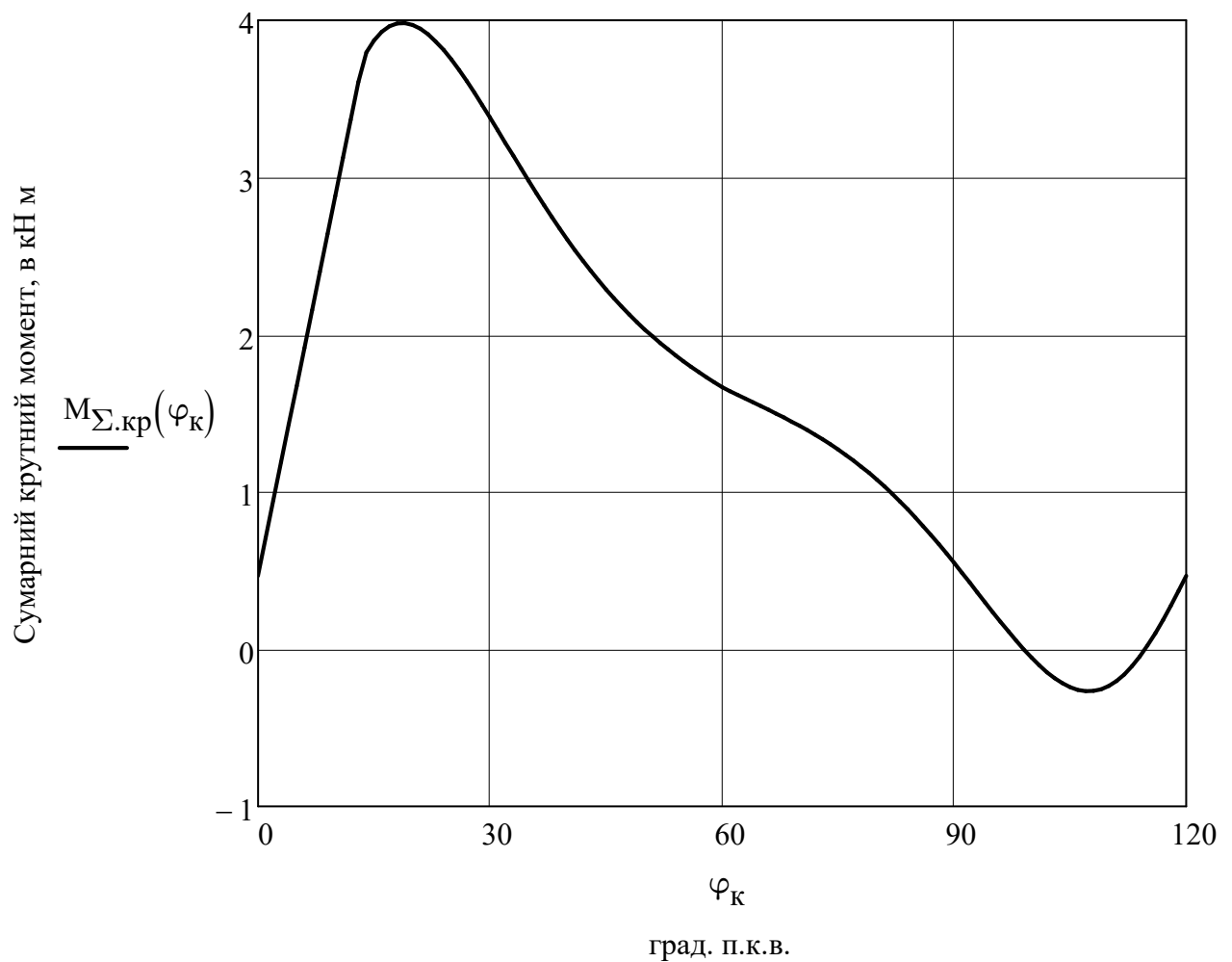


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 0.466$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.367$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.812$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.9$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.129$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.666$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.365$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.889$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.174$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -0.265$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.466$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

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 втрати

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

$$Q_{\Pi} = \frac{V_e \cdot Q_{H.\Gamma} + B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{25.052 \cdot 38097.1 + 0.795 \cdot 42512.38}{3.6} = 274505.667$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 115 = 115000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{115000}{274505.667} \cdot 100 = 41.893$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 274505.667 \cdot 0.418 = 114659.722$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{115000 - 114659.722}{115000} \cdot 100 = 0.296$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.05$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$Q_w = \sum \begin{pmatrix} -W_{\text{нап}} \\ W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} \\ W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \cdot Q_{\Pi} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.12 \\ 0.05 \end{pmatrix} \cdot 274505.667 = 46665.963$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi}$$

де P_{Π} - потужність тертя поршня; кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}$$

$p_{\text{ср.т}}$ - середній тиск тертя поршня; кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 161.75 = 97.05$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} \cdot 0.125 = 1.188 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{97.05 \cdot 1.188 \times 10^{-3} \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 8.647$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 8.647 = 8646.534$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 46665.963 + 8646.534 = 55312.498$$

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

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

де $K = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000$ кг/м³ - середня густина води

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{55312.498 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.002$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

де $\Delta p_B = 98$ кПа - гідравлічний опір системи;

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{1.584 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.9} = 0.172$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 0.172 = 172.494$$

Відповідно, теплота яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж/с

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 46665.96 + 8646.53 + 172.49 = 55484.99$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{55484.992}{274505.667} \cdot 100 = 20.213$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 850 - 273 = 577$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_d = T_d - 273 = 336.513 - 273 = 63.513$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання, в кДж/(кг К)

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 577 = 33.8$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/ (кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 63.513 = 29.125$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

Теплота відведена з газами що отримані при згорянні газу, в Дж / с

$$Q_{г.г} = \frac{V_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B)$$

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - q_{рп}) = 16.74 \cdot 33.8 \cdot 577 \cdot (1 - 0.034) = 3.153 \times 10^5$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q_{рп}) = 16.666 \cdot 29.125 \cdot 63.513 \cdot (1 - 0.034) = 2.977 \times 10^4$$

$$Q_{г.г} = \frac{V_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{25.052}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (315302.528 - 29774.492) = 88704.205$$

Теплота відведена з газами отриманими при згорянні рідкого палива, в Дж / с

$$Q_{г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot q - M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot q)$$

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot q_{рп} = 16.74 \cdot 33.8 \cdot 577 \cdot 0.034 = 1.117 \times 10^4$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot q_{рп} = 16.666 \cdot 29.125 \cdot 63.513 \cdot 0.034 = 1.055 \times 10^3$$

$$Q_{г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{0.795}{3.6} \cdot (11167.549 - 1054.568) = 2233.724$$

Тоді, теплота що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{г} = Q_{г.г} + Q_{г.р} = 88704.205 + 2233.724 = 90937.929$$

у відсотковому відношенні

$$q_{г} = \frac{Q_{г}}{Q_{п}} \cdot 100 = \frac{90937.929}{274505.667} \cdot 100 = 33.128$$

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

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

$$Q_{м1} = Q_w + Q_{мд} - Q_v$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}}$$

де $\Delta_{\text{мд}}$ - доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{161.75}{1454.282} \cdot 0.47 = 0.052$$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.052 \cdot 274505.667 = 14348.743$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 46665.963 + 14348.743 - 55484.992 = 5529.714$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг / м³ - густина мастила

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

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

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 5.53 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 7.335 \times 10^{-4}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{7.335 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.367$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на привід насоса мащення, в Дж / с

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 0.367 = 366.77$$

Тоді загальна теплота що відводиться з маслом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 5529.714 + 366.77 = 5896.484$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{5896.484}{274505.667} \cdot 100 = 2.148$$

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

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = 274505.667 - \sum \begin{pmatrix} 115000 \\ 55484.992 \\ 90937.929 \\ 5896.484 \end{pmatrix} = 7186.262$$

у відсотковому відношенні

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{7186.262}{274505.667} \cdot 100 = 2.618$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $\text{Дж} / \text{с}$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 274505.7$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 115000.0$	$q_e = 41.893$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 90937.9$	$q_{\Gamma} = 33.128$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 55485$	$q_B = 20.213$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 5896.5$	$q_M = 2.148$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 7186.3$	$q_{HB} = 2.618$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 41.9 + 33.1 + 20.2 + 2.1 + 2.6 = 100$$

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	114	115,1	1,0
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1210	1292	6,8
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,425	0,418	-1,6
4	Механічний ККД	η_m	-	0,87	0,889	2,2
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	кДж	9350	9059	-3,1
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	110	110	0,0
7	Хід поршня	S	мм	125	125	0,0

Цей розділ кваліфікаційної роботи присвячений вирішенню питання щодо визначення параметрів робочого циклу проектного двигуна опираючись на дані з відкритих джерел по двигуну-прототипу. Ефективна потужність проектного двигуна згідно завдання збільшена на 1 кВт, у порівнянні з двигуном-прототипом. В результаті виконаних розрахунків щодо визначення параметрів робочого циклу, номінальна ефективна потужність двигуна-прототипу сягнула 115,1 кВт, що більше ніж у прототипу на 1,0%.

Але при цьому треба пам'ятати, що проектований двигун працює по газодизельному робочому циклу і для своєї роботи використовує як дизельне паливо в розмірі запальної дози у 3% так і газове яке складає 97% від загального об'єму суміші двох палив, і при цьому останнє має гірші показники по кількості виділеного тепла та швидкості горіння. Як наслідок погіршуються ефективні показники проектного двигуна працюючого по газодизельному циклу. Так

ефективний ККД проектового двигуна внаслідок зазначених проблем на 1,6% нижче ніж у прототипу.

Для забезпечення потрібного рівня номінальної ефективної потужності в 115 кВт у проектового двигуна, за умови зменшення частоти обертання з 2100 об/хв до 1500 об/хв для синхронізації двигуна з електричним генератором, прийшлося суттєво збільшити тиск наддуву, що відобразилось на величині середнього ефективного тиску, який в свою чергу зріс у проектового двигуна на 6,8%.

Попри загальне зниження ефективності робочого циклу, вдалося дещо підвищити паливну питому ефективну витрату теплоти. Це вдалося реалізувати у проектового двигуна за рахунок підвищення густини повітряного заряду та зменшення частоти обертання. Зазначений показник зменшився на 3,1% у порівнянні з прототипом.

Зменшення номінальної частоти обертання колінчастого валу призвело до зменшення механічних втрат пов'язаних із витратами роботи на насосні ходи та роботу тертя, завдяки чому вдалося отримати незначне зростання величини механічного ККД проектового двигуна на 2,2%.

Оптимізація параметрів робочого циклу двигуна забезпечила умови, при яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи проектового двигуна не відрізняються від аналогічних у двигуна-прототипу, що мінімізує вірогідність суттєвого збільшення масо-габаритних параметрів проектового двигуна.

Виконаний в даному розділі розрахунок параметрів робочого циклу проектового двигуна, дав можливість побудувати індикаторну діаграму. На основі її результатів визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектового двигуна а також розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані результати розрахунку дали можливість оцінити ефективність робочого циклу проектового двигуна а відповідно підтвердили правильність прийнятих конструкторських рішень направлених на конвертацію дизельного прототипу для роботи по газодизельному циклу. Вони також являються основою для подальшого вдосконалення системи живлення проектового двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		53

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЕЛЕКТРОННО КЕРОВАНОГО ДОЗАТОРУ.

3.1 Опис будови та роботи подачі газового палива.

На двигунах серії Д-245, та Д-260 що працюють в двох паливному режимі, в якості основної системи, що забезпечує подачі газового палива використовують систему САГА-7Б.

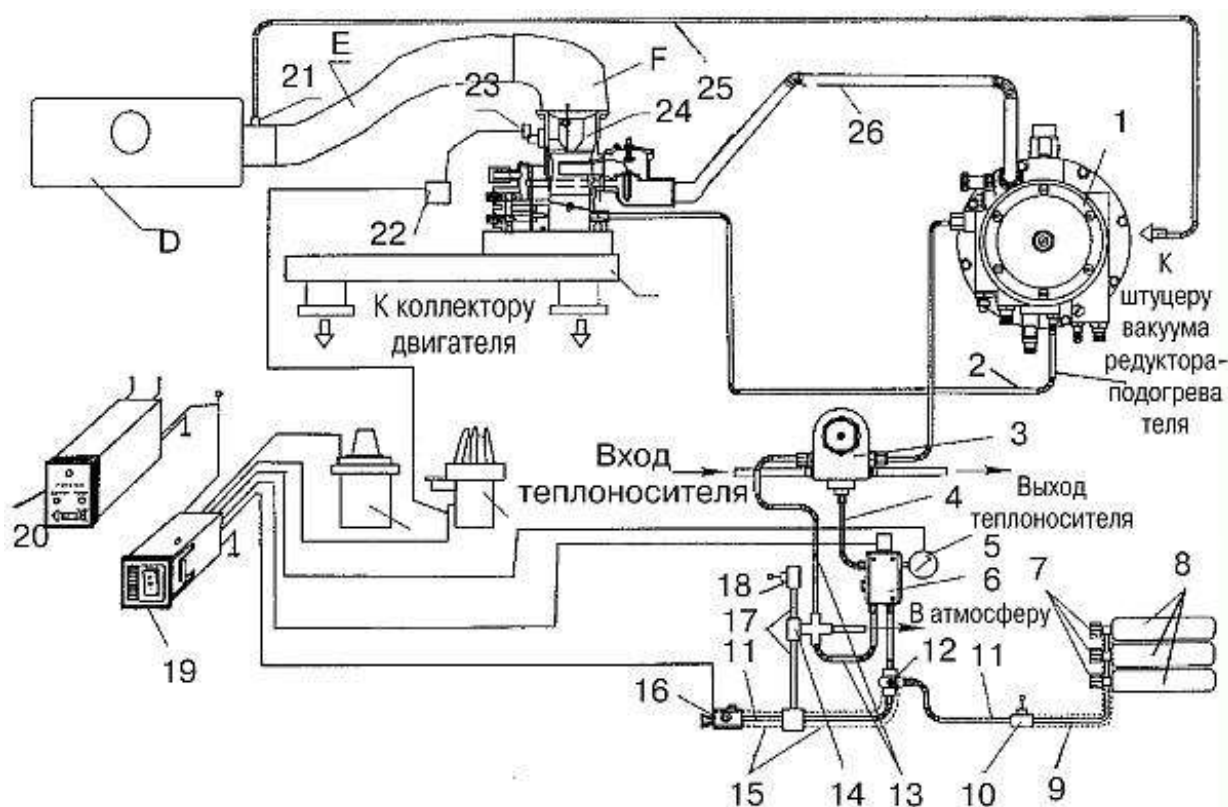


Рис. 3.1 - Принципова схема роботи АГТС «САГА-7Б»:

1 - редуктор-випарник низького тиску; 2 - вакуумний шланг; 3 - редуктор високого тиску; 4, 11 - трубопроводи високого тиску; 5 - датчик високого тиску з манометром; 6 - газовий електромагнітний клапан високого тиску; 7 - балонні вентилі; 8 - газові балони; 9, 15 - гофровані шланги; 10, 18 - датчики витоку газу (Б - багажник, К - капот); 12 - магістральний вентиль; 13, 17 - дренажні шланги; 14 - штуцер з п'ятьма виходами; 16 - заправний пристрій; 19 - перемикач виду палива з показником тиску газу; 20 - сигналізатор витоку газу (клема Б і відповідна сигнальна лампа - витік в багажнику, клема До і відповідна сигнальна лампа - витік під капотом); 21 - штуцер вакуумного каналу; 22 - електронний блок обмежувача частоти обертання; 23 - електромагнітний клапан обмеження частоти обертання; 24 - змішувач газу з дросельною заслінкою; 25 - вакуумний шланг; 26 - шланг низького тиску; А - впускний трубопровід; D - повітряний фільтр; Е - патрубок подачі повітря; F - підвідний куточок; В - котушка запалювання; С - датчик-розподільник запалювання.

Система забезпечує дозовану подачу газу в двигун у всіх режимах роботи. Стиснений природний газ зберігається в балонах високого тиску. Металевий корпус балона покритий арміруючим шаром зі склопластику, що підвищує його міцність і знижує масу за рахунок зменшення товщини стінок. На внутрішню поверхню балона нанесено покриття для захисту від корозії. У кожен балон вкручно вентиль. Вентилі балонів з'єднані трубопроводом високого тиску. Відрізок трубопроводу, що проходить під рамою, з'єднує всі вентилі балонів з магістральним вентилям. Аналогічними трубопроводами балони з'єднані з газовим електромагнітним клапаном високого тиску, редуктором високого тиску і редуктором-випарником низького тиску. Газовий електромагнітний клапан, редуктор високого тиску і редуктор-випарник низького тиску розміщені у відсіку двигуна.

Трубопровід високого тиску між балонами і магістральним клапаном укладений в гофрований шланг, в якому встановлений датчик витoku газу з балонів. У гофрованому шлангу, всередині якого проходить трубопровід, що з'єднує заправний пристрій з магістральним вентилям, поміщений перехідник для підключення датчика витoku газу в підкапотному просторі.

Газовий електромагнітний клапан з'єднаний з редуктором високого тиску трубопроводом високого тиску. Редуктор високого тиску приєднаний до редуктора-випарника низького тиску трубопроводом високого тиску. Рукав низького тиску пов'язує редуктор-випарник із змішувачем газу.

Установки змішувача СГ-250 має здійснюватись з урахуванням параметрів впускного трубопроводу. Він має два фланця для кріплення до головки блоку циліндрів, а також фланець для монтажу змішувача газу.

Датчики витoku газу підключені до блоку індикації витoku, встановленому на панелі приладів. У разі витoku газу, в залежності від місця витoku, на лицьовій панелі індикатора загоряються червоні миготливі світлодіоди і лунає переривчастий звуковий сигнал. Манометр-датчик, на 25 МПа, з'єднаний з індикаторним показником тиску газу, що змонтований в перемикачі виду палива, та встановлений на панелі приладів.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		55

У корпусі заправного пристрою встановлений датчик блокування пуску двигуна, який з'єднаний з комутатором перемикача виду палива. При вийнятій заглушці заправного пристрою пуск двигуна неможливий.

Газовий електромагнітний клапан за допомогою штуцера з п'ятьма виходами з'єднаний з датчиком витоку газу через дренажні шланги. У разі витоку з-під основних ущільнень газового клапана газ по дренажному шлангу виводиться за межі відсіку двигуна.

За шлангу до редуктора-випарника з дросельного простору передається керуюче розрідження.

При розробці системи «САГА-7Б» вжито всіх заходів, що забезпечують герметичність системи на весь термін експлуатації. У газовій магістралі застосовані трубопроводи, виготовлені з нержавіючої сталі, з заводської розвальцюванням решт. Гайки і ніпелі витримують кратний демонтаж і складання.

Якщо пошкоджена діафрагма першого ступеня редуктора-випарника, газ не потрапить в відсік двигуна. Надходження газу в систему охолодження двигуна також виключено. Якщо виникає витік газу в будь-якому поєднанні, газ не потрапляє в підкапотний простір, а відводиться назовні по дренажним шлангах. Коли витік відбувається в магістральному вентилі, електромагнітному клапані або редукторі високого тиску, газ проходить через датчик витоку, і на блоці індикації витоку загоряється світлодіод. В разі витоку в з'єднаннях балонних вентилів і в трубопроводі високого тиску газ пройде через датчик і загориться світлодіод під написом «Балон». В обох випадках прозвучить переривчастий застережливий звуковий сигнал. В системі живлення задіяні такі штатні елементи: повітряний фільтр, випускний трубопровід, підвідний кутовий патрубок.

При роботі газобалонної установки газ з балонів через вентиль по трубопроводу і магістральному вентилю надходить в газовий електромагнітний клапан з фільтром. Тут газ очищується від механічних домішок і надходить в редуктор високого тиску, прогрітий теплоносієм системи охолодження двигуна. У редукторі тиск газу знижується до величини, необхідної для нормальної роботи редуктора-випарника.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56

3.2 Опис пропонованого електронно-керованого дозатору газу.

Розробка та створення елементів нової системи керування не можлива без врахування недоліків та проблем елементів вже існуючої системи подачі палива. Так в даній роботі пропонується замінити механічне керування кількістю подачі газового палива на електромеханічне.

Для реалізації даного пристрою необхідно забезпечити кінематичний зв'язок між кроковим двигуном та регулювальним гвинтом дозатору газового палива. Перевага застосування крокового двигуна полягає в тому, що його застосування забезпечить повертання гвинта на заданий для даного режиму роботи двигуна кут. А кут встановлений відносно вертикальної вісі гвинта, буде в свою чергу визначати положення гвинта в корпусі та прохідний переріз дозатора. Таким чином закручуючи та відкручуючи на потрібний кут регулювальний гвинт, можна добитися необхідного рівня подачі палива.

Алгоритм роботи зазначеного електронного пристрою визначає блок електронного керування. Він має зворотній зв'язок з датчиками що відповідають за режим роботи двигуна.

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

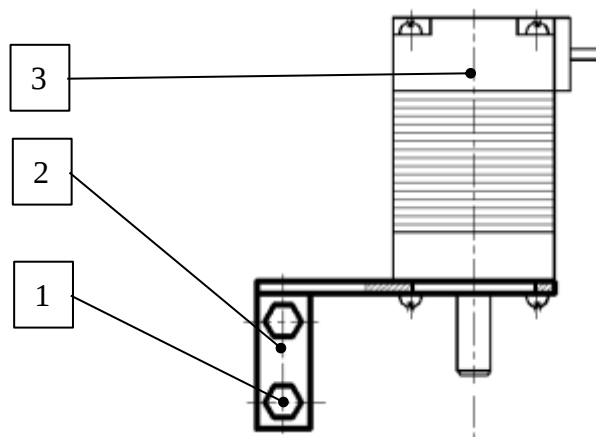


Рис. 3.2 – Кронштейн кріплення з кроковим двигуном.

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

Важливість корекції в парі «двигун-споживач» визначається головним чином зміною режиму роботи двигуна, що характеризується різкою зміною частоти обертання та навантаження. Для керування процесами регулювання кроковий двигун має прямий зв'язок з БЕК. В залежності від частоти імпульсів БЕК, видає сигнал на кроковий мотор, який завдяки зв'язку валу крокового двигуна та регулювального гвинта обертається на заданий кут.

Дискретний поворот валу крокового валу на 1.8° за один керуючий імпульс, дає можливість з достатньою точністю встановити кут заданий БЕК. Крім того в такій системі можна виключити застосовувати принцип зворотного зв'язку для контролю кута повороту.

Внаслідок особливостей даної системи, за рахунок використання можливостей спеціалізованого прикладного забезпечення можливо змінювати динамічні якості крокового двигуна. Тобто можна на програмному рівні можна змінювати швидкість реакції системи.

Застосування такого пристрою може адекватно реагувати на різкі зміни в режимі роботи двигуна, та приводити кількісні параметри суміші до зазначених виробником. Можливість впливати на коефіцієнт надлишку повітря α розкриває можливості не лише покращення вихідних характеристик двигуна але і забезпечує можливості покращення екологічних характеристик двигуна.



Рис. 3.3 – Типовий дозатор газу.

3.3 Розрахунок параметрів крокового двигуна для приводу дозатору газу

3.3.1 Початкові параметри двигуна та елементів системи впуску

$P_e = 115$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$b_e = 0.218$ м³/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$l_0 = 10.1$ кмоль повітря / кмоль палива - теоретично необхідна кількість повітря;

$\alpha = 1.55$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$p_s = 165000$ Па - тиск у впускному колекторі;

$T_s = 330$ К - температура у впускному колекторі;

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

$k_s = 1.4$ - показник адіабати повітря;

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

Початкові параметри крокового двигуна

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

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

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

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

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

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

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

$F_{\Sigma} = 2.5$ Нм - сумарний момент тертя;

3.3.2 Розрахунок параметрів дозатору

Визначимо годинну витрату палива через двигун в м³/год

$$G_{\text{пал}} = P_e \cdot b_e = 115 \cdot 0.218 = 25.07$$

Визначимо годинну витрату повітря через двигун в м³/год

$$G_{\text{пов}} = G_{\text{пал}} \cdot l_0 \cdot \alpha = 25.07 \cdot 10.1 \cdot 1.55 = 392.471$$

Визначимо площу прохідного перерізу отвору дозатору, в м²

$$f_{\text{к1}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{к}}^2}{4}$$

де $d_{\text{к}} = 0.010$ м - діаметр каналу дозатору;

$$f_{\text{к1}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{к}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.01^2}{4} = 7.854 \times 10^{-5}$$

Визначимо лобову площу опору регулювального гвинта, в м²

$$f_{\text{ГВ}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{Г}}^2}{4}$$

де $d_{\text{Г}} = d_{\text{к}} - \Delta$ м - діаметр регулювального гвинта;

$\Delta = 0.0001$ м - експлуатаційний зазор;

$$d_{\text{Г}} = d_{\text{к}} - \Delta = 0.01 - 1 \times 10^{-4} = 9.9 \times 10^{-3}$$

тоді

$$f_{\text{ГВ}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{Г}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (9.9 \times 10^{-3})^2}{4} = 7.698 \times 10^{-5}$$

Визначимо площу опору руху газового потоку, в м²

$$f_{\Sigma}(h) = f_1(h) + f_2(h)$$

де $f_1(h) = \frac{r_K^2 \cdot (A_1(h) - \sin(A_1(h)))}{2}$ м² - площа першого сегмента;

$h = 0,001 \dots 0,010$ м - активна висота підйому регулювального гвинта;

$r_K = \frac{1}{2} \cdot d_K = \frac{1}{2} \cdot 0,010 = 5 \times 10^{-3}$ м - радіус каналу дозатору;

$r_\Gamma = \frac{1}{2} \cdot d_\Gamma = \frac{1}{2} \cdot 0,0099 = 4,95 \times 10^{-3}$ м - радіус стрижня гвинта;

$A_1(h) = 2 \cdot \arccos\left(\frac{r_K^2 - r_\Gamma^2 + h^2}{2 \cdot r_K \cdot h}\right)$ - допоміжний коефіцієнт;

$f_2(h) = \frac{r_K^2 \cdot (A_2(h) - \sin(A_2(h)))}{2}$ м² - площа першого сегмента;

$A_2(h) = 2 \cdot \arccos\left(\frac{r_\Gamma^2 - r_K^2 + h^2}{2 \cdot r_\Gamma \cdot h}\right)$ - допоміжний коефіцієнт;

тоді

$f_\Sigma(h) = f_1(h) + f_2(h)$

Визначимо площу живого перерізу для руху газу, в м²

$f_{к.ж}(h) = f_{к1} - f_\Sigma(h)$

Масиви розрахунків по величинам площ дозатора будуть представлені нижче:
в дужках вказані величини підйому регулювального гвинта.

$f_1(0,001) = 3,181 \times 10^{-5}$ $f_2(0,001) = 3,673 \times 10^{-5}$ $f_\Sigma(0,001) = 6,854 \times 10^{-5}$

$f_1(0,002) = 2,812 \times 10^{-5}$ $f_2(0,002) = 3,047 \times 10^{-5}$ $f_\Sigma(0,002) = 5,859 \times 10^{-5}$

$$f_1(0.003) = 2.371 \times 10^{-5} \quad f_2(0.003) = 2.515 \times 10^{-5} \quad f_{\Sigma}(0.003) = 4.886 \times 10^{-5}$$

$$f_1(0.004) = 1.925 \times 10^{-5} \quad f_2(0.004) = 2.021 \times 10^{-5} \quad f_{\Sigma}(0.004) = 3.946 \times 10^{-5}$$

$$f_1(0.005) = 1.493 \times 10^{-5} \quad f_2(0.005) = 1.557 \times 10^{-5} \quad f_{\Sigma}(0.005) = 3.05 \times 10^{-5}$$

$$f_1(0.006) = 1.085 \times 10^{-5} \quad f_2(0.006) = 1.128 \times 10^{-5} \quad f_{\Sigma}(0.006) = 2.213 \times 10^{-5}$$

$$f_1(0.007) = 7.135 \times 10^{-6} \quad f_2(0.007) = 7.391 \times 10^{-6} \quad f_{\Sigma}(0.007) = 1.453 \times 10^{-5}$$

$$f_1(0.008) = 3.902 \times 10^{-6} \quad f_2(0.008) = 4.034 \times 10^{-6} \quad f_{\Sigma}(0.008) = 7.936 \times 10^{-6}$$

$$f_1(0.009) = 1.349 \times 10^{-6} \quad f_2(0.009) = 1.392 \times 10^{-6} \quad f_{\Sigma}(0.009) = 2.742 \times 10^{-6}$$

$$f_{\text{к.ж}}(0.001) = 9.996 \times 10^{-6} \quad f_{\text{к.ж}}(0.005) = 4.804 \times 10^{-5}$$

$$f_{\text{к.ж}}(0.002) = 1.995 \times 10^{-5} \quad f_{\text{к.ж}}(0.006) = 5.641 \times 10^{-5}$$

$$f_{\text{к.ж}}(0.003) = 2.968 \times 10^{-5} \quad f_{\text{к.ж}}(0.007) = 6.401 \times 10^{-5}$$

$$f_{\text{к.ж}}(0.004) = 3.908 \times 10^{-5} \quad f_{\text{к.ж}}(0.008) = 7.06 \times 10^{-5}$$

$$f_{\text{к.ж}}(0.005) = 4.804 \times 10^{-5} \quad f_{\text{к.ж}}(0.009) = 7.58 \times 10^{-5}$$

Визначимо швидкість руху газового потоку, при різних положеннях закриття регулювального гвинта, в м/с

$$w(h) = \frac{G_{\text{пал}}}{\mu_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{гп}} \cdot f_{\text{к.ж}}(h) \cdot 3600}$$

де $p_{\Gamma} = 155000$ Па - тиск у впускному колекторі;

$T_{\Gamma} = 320 \text{ K}$ - температура у впускному колекторі;

$R_{\Gamma} = 519 \text{ кДж / (кг K)}$ - газова стала повітря;

$$\rho_{\Gamma\Pi} = \frac{p_{\Gamma}}{T_{\Gamma} \cdot R_{\Gamma}} = \frac{155000}{320 \cdot 519} = 0.933$$

$$w(h) = \frac{G_{\text{пал}}}{\mu_{\text{к}} \cdot \rho_{\Gamma\Pi} \cdot f_{\text{к.ж}}(h) \cdot 3600}$$

$$w(0.001) = 848.241$$

$$w(0.005) = 176.491$$

$$w(0.002) = 425.095$$

$$w(0.006) = 150.306$$

$$w(0.003) = 285.72$$

$$w(0.007) = 132.459$$

$$w(0.004) = 216.953$$

$$w(0.008) = 120.095$$

$$w(0.005) = 176.491$$

$$w(0.009) = 111.865$$

Перші два значення відповідають надкритичному витіканню газового палива і вимагають додаткового уточнення, з використанням спеціальних формул.

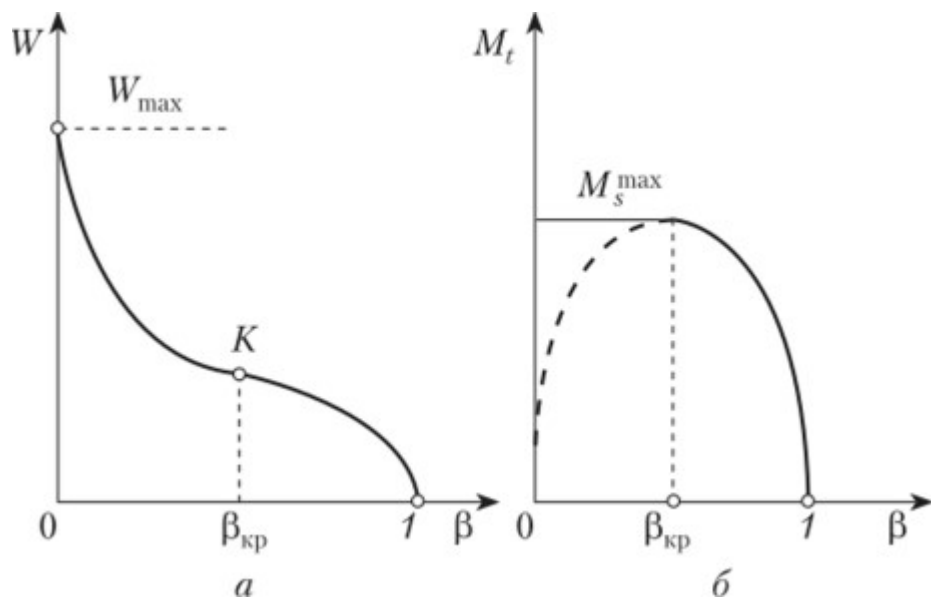


Рис. 3.4 - Залежність швидкості та витрати робочого тіла в залежності від відношення тисків

3.3.3 Розрахунок параметрів крокового двигуна

Визначимо величину максимального зусилля, яке може створити двигун в Н

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

Визначимо частоту власних коливань приводу в c^{-1}

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{(2 \cdot \pi)}{\tau} \cdot \frac{F_{\Sigma}}{2.5}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi}{5 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{64.896}{2.5}} = 22.42$$

Визначимо сталу величину часу для фази крокового двигуна

$$\chi_{\phi} = \frac{L_{\phi}}{R_{\phi}} \cdot \Omega_0 = \frac{0.185}{3.5} \cdot 22.42 = 1.185$$

Визначимо коефіцієнт форсування крокового двигуна

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

Визначимо еквівалентну сталу величину часу для фази крокового двигуна

$$\chi_{\phi.екв} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\chi_{\phi}}{k_{\phi}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1.185}{1.959} = 0.302$$

Визначимо еквівалентний коефіцієнт форсування крокового двигуна

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

Визначимо еквівалентну напругу живлення фазових обмоток крокового двигуна, в В

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

Визначимо величину безрозмірного внутрішнього демпфування крокового двигуна

$$\delta = \frac{\Omega_0 \cdot (L_{sr} \cdot I_3)}{U_{ж.екв}} = \frac{22.42 \cdot 0.227 \cdot 0.065}{48} = 6.892 \times 10^{-3}$$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та описано принцип роботи пропонованої системи живлення газовим паливом, з вивченням особливостей роботи системи в різну пору року. Визначено проблеми точності дозування газового палива що виникають під час експлуатації двигуна та запропоновано конструкцію дозатора з електронним керуванням за допомогою крокового двигуна. Виконано розрахунок основних витратних параметрів дозатора під час регулювання та обчислено параметри крокового двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		65

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

4.1 Загальні положення.

Зі збільшенням виробництва двигунів збільшується викид у навколишнє середовище різних, шкідливих речовин, таких як: чадний газ, окиси азоту, сажа та інші, що згубно впливає на здоров'я людини, стан живих організмів і рослин. Крім того, двигун є об'єктом підвищеної небезпеки, що пов'язане з ризиком для здоров'я, і життя. Тому при проектуванні двигуна необхідно враховувати вимоги закону «Про охорону праці», щоб забезпечити безпечну експлуатацію двигуна.

До основних небезпечних і шкідливих факторів при роботі двигуна внутрішнього згоряння відповідно до ДСТУ 12.0.003-74 відносяться:

- наявність частин, що рухаються, (шестерні, штовхачі, вали і т.д.);
- наявність трубопроводів по яких протікають гарячі рідини і відпрацьовані гази;
- шумність та наявність вібрації деталей двигуна
- викиди продуктів згоряння;
- наявність електроустаткування, що працює при напрузі 12-24 в.

4.2 Основні проблеми безпечної експлуатації ДВЗ та заходи їх реалізації.

Для забезпечення безпечної та надійної експлуатації двигуна необхідно задіяти комплекс наступних заходів:

- деталі двигуна, що мають підвищену температуру, необхідно надійно ізолювати та екранувати;
- місця з'єднань трубопроводів, для підводу повітря, газів, мастила, та палива під високим тиском необхідно забезпечити надійне їх з'єднання при різних температурних режимах, для чого пропонується застосовувати прокладки, що витримують високі тиски і температуру;
- усі відкриті обертові деталі необхідно захистити щитками;

- для зниження вібрації та шуму двигуна і його агрегатів під час роботи, рекомендовано встановлювати між двигуном і рамою пружних елементів (подушок двигуна);
- за рахунок встановлення аварійно-світлової та аварійно-шумової сигналізації, забезпечити безпеку обслуговуючого персоналу;
- для зниження шумовипромінювання двигуна і його агрегатів, рекомендується встановлення глушника комбінованого типу;
- створити умови щодо забезпечення умов протипожежної безпеки;
- встановити дистанційне керування, та прилади контролю основних параметрів роботи двигуна;
- забезпечити встановлення системи очищення та нейтралізації токсичних речовин у відповідності з нормами EURO 2.

4.2.1 Безпека праці

Найбільш тепло напружені деталі охолоджуються рідиною з системи охолодження, випускні колектори теплоізолюються. На застосовані з'єднання, що забезпечують надійне ущільнення стику і безпечне обслуговування в умовах експлуатації. Пасова передача привода водяного насоса і генератора не має захисних кожухів, що може привести до травм при експлуатації двигуна.

Двигун обладнаний датчиками, які дозволяють попередити водія при підвищенні температури води й мастила вище припустимої 95°C і 85°C, а також при падінні тиску мастила нижче припустимої величини 0.2 МПа.

Для захисту двигуна від «розносу» на паливному насосі високого тиску встановлений всережимний регулятор частоти обертання колінчатого валу двигуна.

З метою забезпечення безпеки при транспортуванні і ремонті двигуна на ньому є рим-болти, що використовуються для його підйому і закріплення при транспортуванні. Складальні одиниці, що підлягають частому розбиранню і зборці, забезпечують легкість і швидкість виконуваних операцій.

4.2.2 Пожежна безпека.

Забезпечення пожежної безпеки при експлуатації двигуна передбачає ряд наступних заходів:

- встановлення іскрогасника і глушника;
- раціональне розташування випускних колекторів, що дозволяє запобігти випадковому попаданню на них пальних речовин (палива й мастила);
- забезпечення герметичності паливо і мастилопроводів, за рахунок встановлення мідно-азбестових прокладок;
- при експлуатації двигуна необхідно передбачити місце для встановлення вогнегасника вуглекислотного ОУ-2 або порошкового типу ОП-5 відповідно до ДСТУ 12.1.004-91.

4.2.3 Виробнича санітарія

Великий вплив на самопочуття і працездатність людини робить мікроклімат. Оптимальні і припустимі значення температури, відносної вологості і швидкості прямуювання повітря в робочій зоні виробничих помешкань з урахуванням теплових надлишків, ваги виконуваних робіт і періоду року встановлені Санітарними нормами мікроклімату виробничих помешкань (СН 4088-86) і ДСТУ 12.1.005 - 76 .

Одним з основних питань охорони праці є організація раціонального освітлення робочих місць. Сприятливі умови зорової роботи роблять позитивний психологічний вплив на людину, сприяє зберіганню його здоров'я і працездатності в процесі праці.

У залежності від джерела світла виробниче освітлення підрозділяється на природне, сполучене і штучне.

Природне світло має значною біологічною і гігієнічну цінність для людини, тому в денний час для освітлення виробничих помешкань необхідно використовувати природне світло.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		68

Для захисту від шкідливих речовин, що утримуються в повітрі робочої зони на підприємстві застосовують комплекс організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і медико-біологічних заходів. Основними з них є:

- своєчасний контроль за утриманням шкідливих речовин у повітрі робочої зони;
- спеціальне підготування й інструктаж обслуговуючого персоналу;
- удосконалювання технологічних процесів і їхньої раціоналізації, у тому числі заміна шкідливих речовин нешкідливими;
- встановлення місцевої витяжної вентиляції для видалення шкідливих речовин безпосередньо від місць їхньої утворення (від вихлопних труб ДВЗ, посад зварювання і пайки, місць готування фарб і ін.);
- регулярне прибирання помешкань, що характеризуються значним виділенням пилуки;
- застосування засобів індивідуального захисту працюючих (спецодяг, захисні окуляри, дерматологічні засоби, респіратори і ін.);
- попередні і періодичні медичні огляди, профілактичне живлення і дотримання правил особистої гігієни.

4.2.4 Інженерна екологія.

З розвитком транспорту та сільськогосподарської техніки, збільшилось в значній мірі забруднення повітря відпрацьованими газами, у містах, населених пунктах і промислових районах.

Гази двигунів, що відпрацьовали, внутрішнього згоряння містять цілий ряд токсичних речовин, що неблаготворно діють на живі організми. Серед них: окис вуглецю, окисли азоту, вуглеводневі сполуки, тощо.

Крім того, двигун, є джерелом підвищеного шуму. З підвищенням рівня шуму можлива довго тривалість перебування людини в цих умовах різко скорочується.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Також двигуни забруднюють навколишнє середовище під час виготовлення, експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні, що насамперед пов'язано з необхідністю зливу відпрацьованих паливо-мастильних матеріалів, та прямого контакту з двигуном під час обкатки та випробувань.

Тому основними задачами конструкторів є зниження витрати палива і зниження токсичності відпрацьованих газів, зниження рівня шуму і вібрації двигунів.

Для реалізації вищеописаних завдань, безупинно йде удосконалювання робочого процесу, конструкції органів паливоподачі та інших механізмів і деталей двигуна, пошук нових нетрадиційних схем двигунів, здійснюється конвертація двигунів для роботи на альтернативних, менш токсичних паливах, збільшується надійність деталей і механізмів, знижується трудомісткість технічної експлуатації і ремонту.

4.3 Визначення рівня шуму та вібрації проектного двигуна.

Проведемо наближену оцінку рівня звуку, спроектованого двигуна по емпіричній формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n \cdot Pe \cdot 0.55) + 30 \cdot \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right]$$

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

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

$Pe = 115 \text{ кВт}$ номінальна потужність.

$$L = [54 + 10 \cdot \lg(1500 \cdot 115 \cdot 0.55) + 30 \cdot \lg(1500/1500)] = 95.115 \text{ дБа},$$

Зниження рівню шуму досягається шляхом встановлення гумових подушок між двигуном і рамою, а також шумоізоляцією капота і усього відсіку, де знаходиться двигун.

Трьохоктавний рівень вібрації на лапі двигуна над амортизатором визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{n_H \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{Pe}{M}\right)}{1 + \left(\frac{f}{M}\right)^3 \cdot \frac{M}{Pe}} \right) + 30 \cdot \lg \left(\frac{n}{n_H} \right)$$

де $M = 650$ кг – маса двигуна;

$f = 25 \text{ с}^{-1}$ – частота обертання;

$Pe = 115$ кВт – потужність двигуна;

$n_H = 1500 \text{ хв}^{-1}$ – номінальна частота обертання;

$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ – робоча частота обертання.

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{n_H \cdot 115^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{115}{650}\right)}{1 + \left(\frac{25}{650}\right)^3 \cdot \frac{650}{115}} \right) + 30 \cdot \lg \left(\frac{n}{n_H} \right) = 85,541 \text{ дБа}$$

Для зниження рівня вібрації двигуна встановимо на двигун динамічно збалансований колінчатий вал. Плавність роботи двигуна на всіх режимах досягається правильним підбором противаг на колінчатий вал двигуна.

Для боротьби з вібраціями, переданими на раму, у місцях кріплення двигуна встановимо пружні елементи (подушки двигуна).

Рівень вібрації не перевищує допустимого відповідно до ДСТУ 2.1.012-90.

Таблиця 4.1 - Допустимі рівні вібрації

Середні частоти октавних полос, Гц	2	4	8	16	32	63
Рівень вібрації по прискоренню, дБ	112	109	110	115	121	127

4.4 Висновки по розділу.

В розділі розглянуто та описано основні небезпечні фактори, які негативно впливають на навколишнє середовище. Розглянуто та описано шкідливі фактори що з'являються під час експлуатації двигуна. Розраховано параметри шумності та вібрації для проектного двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи системи живлення стаціонарної електростанції номінальною потужністю 115 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧН 11/12,5, за рахунок вдосконалення конструкції дозатору газу.

Відповідно до поставлених завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування спроектованого двигуна, яким є стаціонарна двигун-генераторна електростанція. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принцип роботи його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та описано особливості системи живлення газовим паливом, що має забезпечити стабільну роботу дизеля в газодизельному режимі. Виявлено проблеми та надано пропозиції щодо забезпечення стійкої та надійної роботи системи. Для проблеми точності дозування газового палива запропоновано додати в систему живлення електронно-керований дозатор газу. Привід дозатора від крокового двигуна, завдяки можливостей широтно-імпульсної модуляції значно підвищує точність дозування палива. Розраховано витратні характеристики дозатора та робочі параметри крокового двигуна.

В четвертому розділі було розглянуто фактори шкідливого впливу спроектованого двигуна на навколишнє середовище, та небезпеки, що можуть виникнути під час експлуатації та обслуговуванні двигуна. Надано рекомендації щодо їх зменшення їх негативного впливу. Визначено рівні шуму та вібрації для спроектованого двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.

2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

4. Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов, А.Н. Помаз / Функциональные особенности и параметры системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Вестник ЮУ УрГУ. Серия "Машиностроение", 2014., Т14., №1, стр. 17 - 25

5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

7. Система стандартів безпеки праці

					ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73