

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності роботи автомобільного двигуна,
потужністю 70 кВт, за рахунок розробки системи подачі газового палива.
Прототип 4Ч 8,2/7,1

Виконав: студент групи 54-ЕМ-19з

(підпис) **Іванюк Я.В.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання)

(підпис) **Швець І.А.**

Первомайськ - 2021 р.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання вирішено питання підвищення ефективності бензинового двигуна легкового автомобіля потужністю 70 кВт, спроектованого на базі прототипу 4Ч 8,2/7,1, та розроблено систему для дискретного дозування газового палива.

Здійснено загальний опис автомобіля «ЛАДА Самара» (ВАЗ-2108) та детальний опис двигуна-прототипу, який є його силовою установкою. Перелічено основні технічні характеристики автомобіля.

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

Проаналізовано існуючі системи подачі газового палива рідкого палива, та визначено їх основні переваги та недоліки. Запропоновано паралельно до існуючої системи подачі рідкого палива, встановити систему подачі газового палива з дискретним дозуванням. Розраховано основні витратні параметри вищезазначеної системи для забезпечення стійкої роботи двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці.

В проекті розглянуто основні проблеми щодо шкідливого впливу токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище. Визначено кількісні показники основних токсичних компонентів. Проаналізовано можливі небезпеки під час ремонту та експлуатації двигуна. Визначено рівні шуму та вібрації спроектованого двигуна.

Ключові слова: легковий автомобіль, двигун, робочий цикл, система дозування, інжектор, вібрація, шум.

Annotation

In qualifying work, in accordance with the task, the issue of increasing the efficiency of a gasoline engine of a car with a capacity of 70 kW, designed on the basis of prototype 4 Ch 8.2 / 7.1, and a system for discrete dosage of gas fuel has been developed.

The general description of the Lada Samara car (VAZ-2108) and a detailed description of the prototype engine, which is its power installation. The main technical characteristics of the car are listed.

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 the forces and moments operating in the crank mechanism of the engine are determined. The value of the components of the external thermal balance of the engine is calculated.

The existing systems of gas fuel supply of liquid fuel are analyzed, and their main advantages and disadvantages are determined. It is proposed in parallel to an existing liquid fuel supply system, install a gas fuel supply system with a discrete dosage. The main expenditure parameters of the aforementioned system are calculated to provide a steady engine operation on an external high-speed characteristic.

The project reviews the main problems regarding the harmful effects of toxic components of exhaust gases to the environment. The quantitative indicators of the main toxic components are determined. Possible dangers during the repair and operation of the engine are analyzed. The level of noise and vibration of the projected engine are determined.

Keywords: passenger car, engine, work cycle, dosing system, injector, vibration, noise.

ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	4
1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення	5
1.1 Опис установки для розміщення проектного двигуна	5
1.2 Опис двигуна-прототипу	7
2. Конструкторський розділ	19
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	19
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 ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	51
3. Розробка системи дискретного дозування газового палива	53
3.1 Аналіз існуючих систем подачі газового палива та опис пропонованої системи	53
3.2 Розрахунок параметрів системи впорскування палива	
3.3 Висновки по розділу	
4. Охорона навколишнього середовища та заходи з безпеки праці та експлуатації ДВЗ	
4.1 Загальні положення	
4.2 Забруднення навколишнього середовища, при експлуатації ДВЗ	
4.3 Охорона праці при обслуговуванні двигуна	
4.4 Висновки по розділу	

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ		
Зм.	Лист	№ док-м.	Підпис	Дата			
Розробив	Іванюк Я.В.				Пояснювальна записка		
Перевірив	Швець І.А.						
Н. Контр.	Швець І.А.						
Затвердив.	Нестеренко В.В.						
					Лит.	Аркуш	Аркушів
						2	
					ПФ НУК		

Висновок

Список використаної літератури

Додатки:

Додаток А - Специфікація двигун 4Ч 8,2/7,1

Додаток Б - Специфікація Інжектор

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Транспорт є одним з ключових елементів сучасної цивілізації. Його стан і перспективи розвитку в величезній мірі залежать від можливостей постачання транспортних енергоустановок паливом. Виснаження запасів рідких вуглеводневих палив і проблеми забруднення навколишнього середовища ставлять людство перед альтернативою або скоротити транспортні перевезення, або знайти нові шляхи енергопостачання транспорту. Перспективи вирішення паливної проблеми транспорту, основною енергетичною установкою якого є двигун внутрішнього згоряння, пов'язаної із застосуванням газових палив різного фракційного складу.

З цього випливає необхідність більш інтенсивних розробок в області конструювання і дослідження газових двигунів. Підходи, пов'язані з конвертацією звичайних двигунів рідкого палива для роботи на газах, не завжди дозволяють в повній мірі використовувати весь потенціал газових палив. Найбільш ефективним підходом до вирішення цих проблем є комплексна оптимізація, що охоплює: вдосконалення конструкції системи подачі палива та її елементів, пошук оптимального алгоритму керування подачею, підбір складу робочих сумішей для різних режимів роботи двигуна, при яких забезпечуються найкращі показники по економічності двигуна та токсичності відпрацьованих газів.

Розробка, вдосконалення та дослідження двигунів, що працюють на альтернативних паливах, пов'язане з великими труднощами, обумовленими насамперед можливістю різкої зміни фракційного складу. Внаслідок цього заміна хімічного складу палива, може кардинальним чином вплинути на всі процеси, що відбуваються в двигуні. Тому розробка системи подачі газового палива, є на сьогодні актуальним завданням.

В даній кваліфікаційній роботі планується розглянути питання що підвищення ефективності чотиритактного поршневого двигуна для легкового автомобіля номінальною потужністю 70 кВт, за рахунок розробки системи дискретного дозування палива.

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

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

1.1 Опис установки для розміщення проектного двигуна.

ВАЗ-2108 - легковий автомобіль малого класу з тридверним кузовом хетчбек, та з приводом на передні колеса і поперечним розташуванням двигуна. Модель ВАЗ-2108 Спутник / Lada Samara поклала початок масовому випуску передньопривідних легкових автомобілів. Автомобіль більш надійний в управлінні, безпечний і економічний у порівнянні з класичними "Жигулями". Корозійна стійкість кузова також стала об'єктивно краще.



Рис. 1.1 – Зовнішній вигляд авто ВАЗ 2108.

Серед основних переваг даного авто над моделями попередніх випусків: передньопривідна компоновка, кузов хетчбек, поперечне розташування двигуна, безконтактна система запалювання, передня підвіска типу McPherson, рейкове рульове управління, тросовий привід зчеплення, пластмасові енергопоглинаючі бампери.

Машина оснащується рядними 4-циліндровими бензиновими двигунами. Спочатку базовим двигуном на ВАЗ-2108 був узятий 1,3-літровий 65-сильний з чотириступінчастою коробкою передач. Його відрізняє, при правильному і своєчасному технічне обслуговування, достатня надійність. Він здатний без проблем пройти 150 тис. км. Модифікація ВАЗ-21083, що випускається з 1987 року, оснащується карбюраторним двигуном робочим об'ємом 1,5л.

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики автомобіля ВАЗ 2108

Назва параметру	Значення
Двигун	1.5л, 8-клапанів
Довжина, мм	4006
Ширина, мм	1620
Висота, мм	1335
База, мм	2460
Колія передніх коліс, мм	1400
Колія задніх коліс, мм	1370
Маса в спорядженому стані, кг	900
Повна маса автомобіля, кг	1325
Максимально допустима маса причепа на буксирі з гальмами, кг	900
Кліренс, мм	160
Об'єм багажника min / max, л	330/640
Колісна формула / провідні колеса	4x2 / передні
Основні параметри автомобіля	Переднє розташування двигуна, поперечне
Тип кузова / кількість дверей	хетчбек / 3
Тип двигуна	Бензиновий
Система живлення	карбюратор
Діаметр циліндрів, мм	82
Хід поршня, мм	71
Ступінь стиснення	9,9
Робочий об'єм двигуна, см ³	1499
Максимальна потужність, кВт / хв. ⁻¹	68/5600
Максимальний крутний момент, Нм при хв. ⁻¹	100/3400
Паливо	АІ-92
Витрата палива в міському циклі, л / 100 км	9,9
Максимальна швидкість, км / год	154
Розгін до 100 км / год, с	14
Коробка передач	з ручним керуванням
Число передач	5 вперед, 1 назад
Ємність паливного бака	43

1.2 Опис двигуна-прототипу.

На автомобіль встановлюють чотирициліндровий чотиритактний карбюраторний двигун, з рядним розташуванням циліндрів та з розподільним валом, розміщеним на голівці циліндрів. Двигун спеціально спроектований для поперечного розташування на передньопривідному автомобілі. Тому його компоновка та основні розміри обрані такими, щоб він разом з коробкою передач міг розміститися поперек між брызговиками передніх коліс.

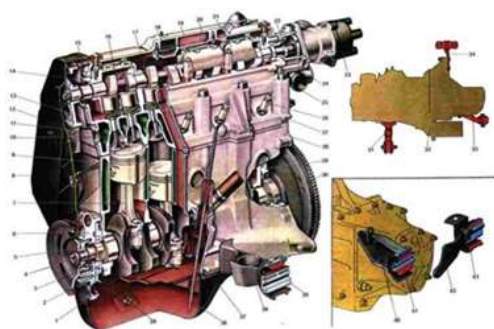


Рис. 1.2 – Двигун 4Ч 8,2/7,1
(вид зліва з розрізом) .

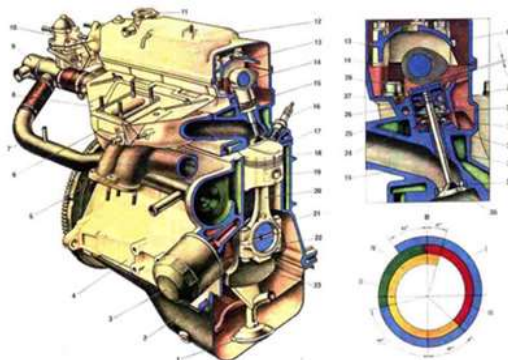


Рис. 1.3 - Двигун 4Ч 8,2/7,1
(вид справа з розрізом).

Двигун у зборі з коробкою передач і зчепленням утворює єдиний жорсткий вузол - силовий агрегат. Він встановлений на автомобілі на трьох еластичних опорах. Вони сприймають як масу силового агрегату, так і навантаження, що виникають при рушанні автомобіля з місця, розгоні і гальмуванні.

На автомобілі застосована прийнята три точкова схема кріплення силового агрегату, що складається з передньої, задньої і лівої опор. Передня і ліва опори мають однаковий пристрій і складаються з зовнішньої сталевий обойми і внутрішньої алюмінієвої втулки, між якими знаходиться при вулканізована до них гума.

Задня опора кріпиться болтами знизу до днища кузова. Вона складається із зовнішньої сталевий арматури і внутрішньої алюмінієвої втулки також поділених гумою. Кронштейн задньої підвіски - сталевий, кований, кріпиться на коробці передач болтами, що з'єднують картер зчеплення з картером коробки передач.

Всі циліндри двигуна об'єднані разом з верхньою частиною картера в один загальний вузол - блок циліндрів, відлитий із спеціального високоміцного чавуну. Протоки для охолоджуючої рідини зроблені по всій висоті блоку циліндрів, що поліпшує охолодження поршнів і поршневих кілець і зменшує деформації блоку циліндрів від нерівномірного нагрівання.

У нижній частині блоку циліндрів розташовані п'ять опор корінних підшипників колінчастого валу з тонкостінними сталєалюмінієвих вкладишами. Верхні і нижні вкладиші середнього (3-го) корінного підшипника без канавки на внутрішній поверхні. У решти опор верхні вкладиші з канавкою на внутрішній поверхні, а нижні - без канавки.

Підшипники мають знімні кришки, які кріпляться до блоку циліндрів самостопорними болтами. Отвори під підшипники колінчастого валу в блоці циліндрів обробляються в зборі з кришками, тому кришки підшипників невзаємозамінні і для відмінності мають на зовнішній поверхні риси.

У середній опорі є гнізда для установки наполегливих напівкілець, що утримують колінчастий вал від осьових переміщень. Із задньої сторони від середньої опори ставиться металокерамічне півкільце (жовтого кольору), а з передньої сторони - сталєалюмінієвими. Канавки, що знаходяться на одній стороні напівкілець, повинні бути звернені до наполегливих поверхонь колінчастого валу.

Знизу блок циліндрів закривається сталевим штампованим картером. Картер має перегородку для заспокоєння масла. Між олійними картером і блоком циліндрів встановлена прокладка з пробкогумової суміші.

До заднього торця блоку циліндрів кріпиться картер зчеплення. Точне розташування картера щодо блоку циліндрів і співвісність колінчастого валу і первинного валу коробки передач забезпечується двома центруючими втулками, запресованими в блок циліндрів.

Головка циліндрів загальна для чотирьох циліндрів, відлита з алюмінієвого сплаву, має камери згоряння клиноподібної форми. У головку запресовані напрямні втулки клапанів і сідла, виготовлені з чавуну. Сідла, попередньо охолоджені в рідкому азоті, та вставлені в гнізда нагрітої головки циліндрів.

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Між головкою і блоком циліндрів встановлена спеціальна безусадкова прокладка на металевому каркасі. Головка центрується на блоці циліндрів двома втулками і кріпиться до нього десятьма болтами.

У верхній частині головки циліндрів розташовані п'ять опор під шийки розподільного валу. Опори виконані роз'ємними. Верхня половина знаходиться в корпусах підшипників (передньому і задньому), а нижня - в голівці циліндрів. Установчі втулки корпусів підшипників розподільного валу розміщено біля шпильок кріплення корпусів. Отвори в опорах обробляються в зборі з корпусами підшипників, і тому вони не взаємозамінні.

Для плавної роботи багатоциліндрового двигуна і зменшення нерівномірних навантажень на колінчастий вал робочі процеси в різних циліндрах повинні відбуватися в певній послідовності (порядку). Порядок роботи циліндрів двигуна залежить від розташування шийок колінчастого валу і кулачків розподільного валу і у двигунів сімейства 2108 становить 1-3-4-2.

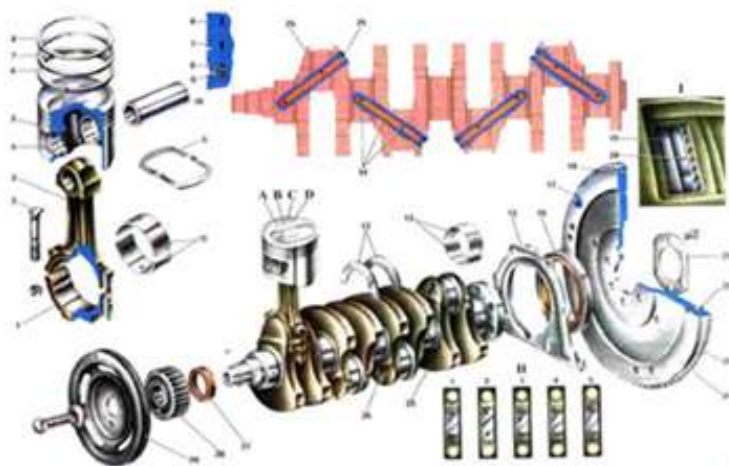


Рис. – 1.4 Кривошипно-шатунний механізм.

Кривошипно-шатунний механізм складається з поршня з поршневими кільцями і пальцем, шатуна, колінчастого валу і маховика. Поршень відливається з високоміцного алюмінієвого сплаву. Оскільки алюміній має високий температурний коефіцієнт лінійного розширення, то для виключення небезпеки заклинювання поршня в циліндрі в голівці поршня над отвором для поршневого пальця залита терморегулююча сталева пластина.

Вимірювати діаметр поршня для визначення його класу можна тільки в одному місці: в площині, перпендикулярній поршневому пальцю на відстані 51,5 мм від днища поршня. В інших місцях діаметр поршня відрізняється від номінального, тому що зовнішня поверхня поршня має складну форму. У поперечному перерізі вона овальна, а по висоті конічна.

На зовнішній поверхні поршня нанесені кільцеві мікроканавки глибиною до 14 мікрон. Така поверхня сприяє кращому припрацюванню поршня, так як в мікроканавках затримується масло. У нижній частині бобишок під поршневий палець є отвори для проходу масла до поршневого пальця. Для поліпшення умов змащення у верхній частині отворів під палець зроблені два поздовжніх паза шириною 3 мм і глибиною 0,7 мм, в яких накопичується масло. Ось отвору під поршневий палець зміщена на 1,2 мм від діаметральної площини поршня в бік розташування клапанів двигуна.

Поршневий палець сталевий, трубчастого перетину, запресований в верхню головку шатуна і вільно обертається в бобишках поршня. Кільця притискаються до стінок циліндра під дією власної пружності і тиску газів. На поршні встановлюються три чавунних кільця - два компресійних (ущільнюючих) і одне (нижнє) маслосборне, яке перешкоджає попаданню масла в камеру згоряння.

Верхнє компресійне кільце працює в умовах високої температури, агресивного впливу продуктів згоряння і недостатньою мастилом, тому для підвищення зносостійкості зовнішня поверхня хромована і для поліпшення пропрацьованості має бочкоподібну форму.

Нижнє компресійне кільце має знизу проточку для збирання масла при ході поршня вниз, виконуючи при цьому додаткову функцію маслосборного кільця. Поверхня кільця для підвищення зносостійкості і зменшення тертя об стінки циліндра фосфатується.

Маслосборне кільце має хромовані робочі кромки і проточку на зовнішній поверхні, в яку збирається масло, що знімається зі стінок циліндра. У середині кільця встановлюється сталева кручена пружина, яка розтискає кільце зсередини і притискає його до стінок циліндра.

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Шатун є сталевим, обробляється разом з кришкою, і тому вони окремо невзаємозамінні. Щоб при зборці не переплутати кришки шатунів, на них клеймується номер циліндра, в який вони встановлюються. При складанні цифри на шатуні і кришці повинні знаходитися з одного боку.

Колінчастий вал відливається з високоміцного спеціального чавуну і складається з шатунних і корінних шліфованих шийок. Для зменшення деформацій при роботі двигуна вал зроблений п'яти опірний і з великим перекриттям корінних і шатунних шийок. У тілі валу просвердлені канали для подачі масла від корінних шийок до шатунних. Технологічні виходи каналів закриті ковпачковими заглушками.

Для зменшення вібрацій двигуна вал забезпечений противагами, відлитими за одне ціле з валом. Вони врівноважують відцентрові сили шатунної шийки, шатуна і поршня, які виникають при роботі двигуна. Крім того, для зменшення вібрацій колінчастий вал ще динамічно балансують, висвердлюючи метал в противагах.

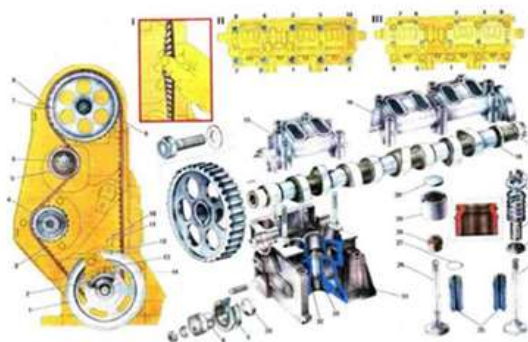


Рис. 1.5 - Газорозподільний механізм.

Газорозподільний механізм характеризується верхнім рядним розташуванням клапанів. Розподільчий вал, керуючий відкриттям і закриттям клапанів, розташований в голівці циліндрів і приводиться в обертання від колінчастого валу зубчастим ременем. Клапани приводяться в дію безпосередньо кулачками розподільного валу через циліндричні штовхачі без проміжних важелів. У гнізді штовхача знаходиться шайба, підбором якої регулюється зазор в клапанному механізмі.

Еластичний зубчастий ремінь приводить в обертання і шків насоса охолоджуючої рідини. Ролик служить для натягу ремня. Він обертається на ексцентричній осі, прикріпленої до голівки циліндрів. Повертаючи вісь щодо шпильки кріплення, змінюють натяг ремня.

Завдяки суворій орієнтації шпонкових пазів в провідному і ведомому шківках щодо зубів і відповідного зачеплення їх з зубчастим ременем забезпечуються необхідні фази газорозподілу.

Розподільчий вал, відлитий з чавуну, має п'ять опорних шийок, які обертаються в гніздах, виконаних в голівці циліндрів і в корпусах підшипників розподільного валу. На валу є ексцентрик для приводу паливного насоса. Задній торець розподільного валу має паз для з'єднання з датчиком-розподільником запалення двигуна.

Від осьових переміщень розподільний вал утримується наполегливим буртиком валу, розташовуваним між торцем задньої опори валу і корпусом допоміжних агрегатів. Для підвищення зносостійкості робочі поверхні кулачків, ексцентрика і поверхня під сальник вибілюються. Глибина вибіленого шару не менше 0,2 мм.

Клапани впускний і випускний, розташовані в голівці циліндрів похило в ряд. Впускний клапан виготовлений з двотаврової сталі. Його головка має більший діаметр ніж випускний.

Випускний клапан виконаний складовим: стрижень з хромонікельмолібденової сталі з покращеною зносостійкістю на тертя і хорошою теплопровідністю для відведення тепла від головки клапана до його направляючої втулки, а головка - з жароміцної хромонікельмарганцевої сталі. Крім того, робоча фаска випускного клапана, має наплавку з жаростійкого сплаву.

Направляючі втулки клапанів виготовлені з чавуну, запресовані в головку циліндрів і від можливого випадання утримуються стопорними кільцями. Отвори у втулках остаточно обробляються в зборі з головкою циліндрів. В отворах напрямних втулок є спіральні канавки для мастила. У втулок впускних клапанів канавки нарізані до половини довжини отвору, а у втулок випускних клапанів - по

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

всій довжині отвору.

Зверху на напрямні втулки надіваються ковпачки з фторкаучукової гуми зі сталевим арматурним кільцем, які охоплюють стрижень клапана і служать для зменшення проникнення масла в камеру згоряння через зазори між направляючої втулкою і стрижнем клапана.

Пружини зовнішня і внутрішня притискають клапан до сидла і не дозволяють йому відриватися від приводу. Пружини нижніми кінцями спираються на опорну шайбу. Верхня опорна тарілка пружин утримується на стрижні клапана двома сухарями, що мають у складеному вигляді форму усіченого конуса. Сухарі мають три внутрішніх буртика, які входять до виточки на стрижні клапана.

Штовхачі призначені для передачі зусилля від кулачків розподільного валу до клапанів. Штовхачі виготовлені у вигляді циліндричних склянок і знаходяться в направляючих головки циліндрів. У торцевому поглибленні штовхача розміщується регульовальна шайба певної товщини, що забезпечує необхідний зазор між кулачком розподільного валу і штовхачем з шайбою.

Шайби зроблені із сталі 20Х і для збільшення твердості поверхні піддані нітроцементзації. При роботі двигуна штовхачі весь час провертається навколо своїх осей, що необхідно для їх рівномірного зносу. Обертання штовхачів досягається за рахунок зсуву осі кулачка щодо осі штовхача на 1 мм.

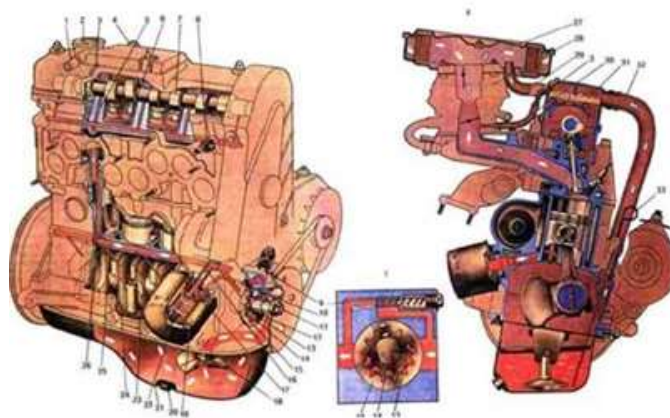


Рис. 1.6 – Схема мащення двигуна.

Система мащення двигуна комбінована, при якій частина деталей змащується під тиском, частина самопливом і розбризкуванням. Ємність системи змащення 3,5 л. Під тиском змащуються корінні і шатунні підшипники

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

колінчатого валу, опори розподільного валу.

Маслом, що впливає із зазорів і розбризкане рухомими деталями, змащуються стінки циліндрів, поршні з поршневими кільцями, поршневі пальці в бобишках поршня, кулачки розподільного валу, штовхачі клапанів, а також стрижні клапанів в їх напрямних втулках.

Система змащення включає масляний картер, масляний насос з редуційним клапаном і масло приймачем, систему масляних каналів, повнопоточний фільтр очищення масла з фільтруючим елементом, перепускним клапаном і противодренажним клапаном, показчик рівня масла і маслоналивну горловину.

Тиск масла контролюється датчиком, який ввертається в отвір масляної магістралі в головці циліндрів, що з'єднується з головною масляною магістраллю в блоці циліндрів. Тиск повинен бути $4,5 \text{ кгс/см}^2$ при частоті обертання колінчастого валу 5600 хв^{-1} . Мінімальний тиск масла має бути не менше $0,8 \text{ кгс/см}^2$ при $750-800 \text{ хв}^{-1}$.

У шатунних шийках колінчастого валу є заглушки масляного каналу колінчастого валу. Масляний насос двигуна зібраний у спеціальному корпусі, прикріпленому до передньої стінки блоку циліндрів. Масляний насос односекційний, шестерний, з шестернями внутрішнього зачеплення. Ведуча шестерня масляного насоса встановлюється на передньому кінці колінчастого валу.

Відома шестерня знаходиться в корпусі масляного насоса. Для забезпечення необхідних зазорів між шестернями і корпусом при зміні температури корпус відливається з чавуну, шестерні виготовляються з металокераміки. У корпусі порожнину всмоктування відокремлюється від нагнітальної серпоподібним виступом.

Пара шестерень насоса обертається в корпусі з зазором $0,03-0,08 \text{ мм}$ по висоті і $0,10-0,176 \text{ мм}$ по діаметру веденої шестерні. Гранично допустимі зазори в сполученні рівні $0,12-0,15 \text{ мм}$ по висоті і $0,30 \text{ мм}$ по діаметру.

Масляний фільтр наварений на штуцер і притиснутий до кільцевого буртика на блоці. Герметичність з'єднання забезпечується гумовою прокладкою,

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

встановленою між кришкою фільтра і буртиком блоку.

Фільтр має протидренажний клапан, що запобігає стіканню масла з системи при зупинці двигуна, і перепускний клапан, який спрацьовує при засміченні фільтруючого елемента і перепускає масло крім фільтра в масляну магістраль.

Система вентиляції закрыта і здійснюється шляхом відсмоктування газів картерів по витяжному шлангу, через сітку масловіддільника, шлангу в корпус повітряного фільтра, а також по шлангу в задросельний простір карбюратора.



Рис. 1.7 - Охолодження двигуна.

Система охолодження рідинна закритого типу з примусовою циркуляцією рідини, з розширювальним бачком. Система має насос охолоджуючої рідини, нерозбірний термостат, електровентилятор, радіатор з розширювальним бачком, трубопроводи, шланги, зливні пробки. Привід насоса здійснюється від зубчастого ременя приводу розподільного валу. Місткість системи, включаючи опалювач салону, становить 7,8 л. Для контролю температури рідини є датчик, який загорнутий в сорочку охолодження головки блоку циліндрів. Показчик температури рідини встановлюється на комбінації приладів. До системи охолодження через патрубки шлангами підключається радіатор обігрівача салону автомобіля.

Насос охолоджуючої рідини відцентрового типу. Корпус насоса виготовляється зі сплаву алюмінію, валик встановлюється в дворядному кульковому підшипнику, який в корпусі стопориться гвинтом. Щоб гвинт не слабшав, контури гнізда стопорного гвинта розчekanюють після складання. Підшипник не має внутрішньої обойми, роль обойми виконує валик насоса. На передній кінець валика

запресовується зубчастий шків, на задній - крильчатка. Зубчастий шків виготовляється з металокерамічної композиції.

До торця крильчатки, загартованому струмами високої частоти, на глибину 2-3 мм притискається зав'язане кільце ущільнювача сальника, виготовлене з графітової композиції. Сальник нерозбірний, запресовується в корпус насоса і запобігає підтікання охолоджуючої рідини.

Радіатор розбірний, трубчатий та пластинчатий з пластмасовими бачками. Серцевина радіатора складається з алюмінієвих трубок і алюмінієвих пластин, що охолоджують, кріпиться до пластмасових бачків і ущільнюється гумовими прокладками.

Радіатор не має заливної горловини, верхній патрубок бачка з'єднується шлангом з розширювальним бачком. Лівий бачок має також підвідний і відвідний патрубки для приєднання шлангів. Правий бачок радіатора має зливну пробку і датчик включення і виключення електроventильатора.

Розширювальний бачок виготовляється з напівпрозорої пластмаси, кріпиться ремнем до кронштейнів лівого брызговика кузова. Нижній патрубок розширювального бачка з'єднується шлангом з термостатом. Для запобігання утворення парових пробок верхній патрубок бачка з'єднується шлангом з патрубком радіатора. Бачок має заливну горловину, що закривається пластмасовою пробкою з випускним (паровим) і впускним клапанами. Клапани в пробці встановлюються в окремому нерозбірному корпусі.

Електроventильатор складається з електродвигуна і крильчатки. Крильчатка чотирьохлопатева, виготовляється з пластмаси. Лопаті крильчатки мають змінний по радіусу кут установки і для зменшення шуму змінний крок по маточині. Крильчатка встановлюється на валу електродвигуна і притискається гайкою. Для кращої ефективності роботи електроventильатор знаходиться в кожусі, який кріпиться на кронштейнах радіатора в чотирьох точках.

Електроventильатор в зборі встановлюється в гумових втулках і кріпиться гайками на шпильках кожуха. Включення і виключення електроventильатора здійснюється залежно від температури охолоджуючої рідини датчиком типу ТМ-

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

108, загорнутим в бачок радіатора з правого боку. Температура замикання контактів датчика $99 \pm 3^\circ \text{C}$, розмикання $94 \pm 3^\circ \text{C}$.

Термостат системи охолодження складається з корпусу і кришки, які завальцьовані разом з сідлом основного клапана. Термостат має вхідний патрубок входу охолодженої рідини з радіатора, вхідний патрубок шлангу перепуску рідини з головки блоку циліндрів в термостат, патрубок подачі охолоджуючої рідини в насос і патрубок шлангу розширювального бачка.

Основний клапан запресовується в стакан, в якому завальцьована гумова вставка. У гумовій вставці знаходиться сталевий полірований поршень, закріплений на нерухомому тримачі. Між стінками склянки і гумовою вставкою знаходиться термочутливий твердий наповнювач. Основний клапан притискається до сідла пружиною. На основному клапані кріпляться дві стійки, на яких встановлюється пропускний клапан, що підтискається пружиною.

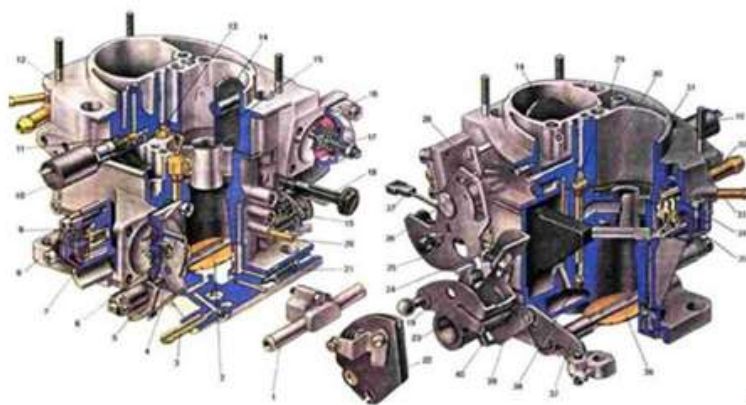


Рис. 1.8 - Карбюратор.

Карбюратор емульсійного типу з падаючим потоком, двокамерний з послідовним відкриттям дросельних заслінок. Карбюратор має збалансовану поплавкову камеру, підігрів зони дросельної заслінки першої камери на виході емульсії палива з повітрям з системи холостого ходу, блокування другої камери при неповністю відкритій повітряній заслінці.

У карбюраторі є дві головні дозуючі системи, перехідна система і система холостого ходу з електромагнітним запірним клапаном першої камери, перехідна система другої камери, еконостат, економайзер потужностних режимів,

діафрагмовий прискорювальний насос, діафрагмовий пусковий пристрій. Крім того, електромагнітний запірний клапан і кінцевий вимикач регулювального гвинта кількості суміші холостого ходу карбюратора в комплекті з електронним блоком управління і з'єднують їх електричними проводами складають економайзер примусового холостого ходу.

Карбюратор встановлюється на вхідну трубу на чотири шпильки і кріпиться гайками. Блокування другої камери має важіль з штифтом і пружиною, встановлений на важелі приводу дросельних заслінок шарнірно. Якщо повністю не відкрита повітряна заслінка, блокування не допускає відкривання дросельної заслінки другої камери, виключаючи можливість роботи другої камери.

Привід управління дросельними та повітряної заслінками тросовий. Дросельні заслінки відкриваються педаллю в салоні кузова. Верхній кінець важеля педалі з'єднується тросом з сектором управління дросельними заслінками. Трос поміщається в оболонці. Повітряна заслінка карбюратора управляється рукояткою, розташованою під панеллю приладів у салоні. Рукоятка з'єднується тягою з важелем управління повітряної заслінкою.

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу газового двигуна без наддуву

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, в кВт	$P_e = 70$
Частота обертання колінчастого валу, в хв^{-1}	$n = 5600$
Ступінь стиску	$\epsilon = 9.5$
Число циліндрів	$i = 4$

2.1.2 Вихідні дані розрахунку параметрів робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, згідно [1, ст. 5]	$\alpha = 1.05$
Тиск навколишнього середовища, згідно [1, ст. 5], в кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, згідно [1, ст. 5], в К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, згідно [1, ст. 6], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, згідно [1, ст. 6], в кПа	$p_r = 118$
Температура залишкових газів, згідно [1, ст. 6], в К	$T_r = 1000$
Ступінь підвищення тиску при згорянні, згідно [1, ст. 6]	$\lambda = 3.45$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z", згідно [1, ст. 6]	$\xi_Z = 0.83$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст. 7], в К	$\xi = 0.97$
Паливо що використовується: Пропан-бутан ГОСТ 27578-87	

Склад газового палива:

компонент	в %	в об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 = 0$	$r_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 0$	$r_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 56$	$r_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 0.56$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 44$	$r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \text{C}_4\text{H}_{10} \cdot 0.01 = 0.44$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = \text{C}_5\text{H}_{12} \cdot 0.01 = 0$
вуглекислий газ	$\text{CO}_2 = 0$	$r_{\text{CO}_2} = \text{CO}_2 \cdot 0.01 = 0$
чадний газ	$\text{CO} = 0$	$r_{\text{CO}} = \text{CO} \cdot 0.01 = 0$
азот	$\text{N}_2 = 0$	$r_{\text{N}_2} = \text{N}_2 \cdot 0.01 = 0$

$$\text{кисень} \quad \text{O}_2 = 0 \quad r_{\text{O}_2} = \text{O}_2 \cdot 0.01 = 0$$

$$\text{водень} \quad \text{H}_2 = 0 \quad r_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$$

Загальна сума компонентів газового палива:

$$\text{CH}_4 + \text{C}_2\text{H}_6 + \text{C}_3\text{H}_8 + \text{C}_4\text{H}_{10} + \text{C}_5\text{H}_{12} + \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{H}_2 = 100 \quad \%$$

Найнижча теплота згоряння газового палива, в кДж /м³

$$Q_{\text{н.г}} = \sum \begin{pmatrix} r_{\text{CH}_4} \cdot 35880 \\ r_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot 64430 \\ r_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 92930 \\ r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot 123680 \\ r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot 146230 \\ r_{\text{CO}} \cdot 12649 \\ r_{\text{H}_2} \cdot 10798 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \cdot 35880 \\ 0 \cdot 64430 \\ 0.56 \cdot 92930 \\ 0.44 \cdot 123680 \\ 0 \cdot 146230 \\ 0 \cdot 12649 \\ 0 \cdot 10798 \end{pmatrix} = 106460$$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 м³ газового палива, в
кмоль повітря / кмоль газу

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} 0.5 \cdot (r_{\text{CO}} + r_{\text{H}_2}) \\ (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot r_{\text{CH}_4} \\ (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ -r_{\text{O}_2} \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} 0.5 \cdot (0 + 0) \\ (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot 0 \\ (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot 0 \\ (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot 0.56 \\ (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot 0.44 \\ (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot 0 \\ -0 \end{bmatrix} = 26.95$$

Кількість свіжого заряду, в кмоль / кмоль

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1 = 1.05 \cdot 26.952 + 1 = 29.3$$

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

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \sum \begin{bmatrix} r_{\text{CO}} \\ (r_{\text{CH}_4} + r_{\text{CO}_2}) \\ (2 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} + r_{\text{CO}_2}) \\ (3 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + r_{\text{CO}_2}) \\ (4 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + r_{\text{CO}_2}) \\ (5 \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + r_{\text{CO}_2}) \end{bmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0 + 0 \\ 2 \cdot 0 + 0 \\ 3 \cdot 0.56 + 0 \\ 4 \cdot 0.44 + 0 \\ 5 \cdot 0 + 0 \end{pmatrix} = 3.44$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \sum \begin{pmatrix} r_{\text{H}_2} \\ 0.5 \cdot 4 \cdot r_{\text{CH}_4} \\ 0.5 \cdot 6 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ 0.5 \cdot 8 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 0.5 \cdot 10 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ 0.5 \cdot 12 \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.5 \cdot 4 \cdot 0 \\ 0.5 \cdot 6 \cdot 0 \\ 0.5 \cdot 8 \cdot 0.56 \\ 0.5 \cdot 10 \cdot 0.44 \\ 0.5 \cdot 12 \cdot 0 \end{pmatrix} = 4.44$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.05 - 1) \cdot 26.952 = 0.283$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 + r_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot 1.05 \cdot 26.952 + 0 = 22.357$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 3.44 + 4.44 + 0.283 + 22.357 = 30.52$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 30.52 - 29.3 = 1.22$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{30.52}{29.3} = 1.042$$

Для газових двигунів без наддуву $\beta_0 = (1.01 \dots 1.04)$, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{г}} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_{\text{а}}}{\alpha \cdot L_0 + 1}$$

де $T_{\text{г}} = 303$ К - температура газу на вході

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{г}} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_{\text{а}}}{\alpha \cdot L_0 + 1} = \frac{303.0 + 1.1 \cdot 27.0 \cdot 293.0}{1.1 \cdot 27.0 + 1.0} = 293.3$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.90$ - число з інтервалу (0,85...0,92)

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

Для газових двигунів без наддуву $p_d = (80...92)$ кПа, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293.341 + 10}{1 \times 10^3} \cdot \frac{118}{9.5 \cdot 91.17 - 118} = 0.048$$

Для газових двигунів без наддуву $\gamma_r = (0,04...0,12)$, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293.341 + 10 + 0.048 \cdot 1 \times 10^3}{1 + 0.048} = 335.152$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_{\text{см}}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{9.5}{9.5 - 1} \cdot \frac{91.17}{101.3} \cdot \frac{293.341}{335.152 \cdot (1 + 0.048)} = 0.84$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску, в кПа

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

$$n_1 = 1.365$$

Тиск в кінці стиску

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 91.17 \cdot 9.5^{1.365} = 1969.902$$

Для газових двигунів без наддуву $p_c = (1200 \dots 2000)$ кПа, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 335.152 \cdot 9.5^{1.365-1} = 762.273$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.042 + 0.048}{1 + 0.048} = 1.04$$

Для газових двигунів без наддуву $\beta = (1,015 \dots 1,045)$, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях та %:

вуглекислого газу CO_2

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = \frac{3.44}{30.52} = 0.113 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 11.271$$

водяної пари H_2O

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2} = \frac{4.44}{30.52} = 0.145 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 100 = 14.548$$

кисню O_2

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2} = \frac{0.283}{30.52} = 9.273 \times 10^{-3} \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{O}_2} \cdot 100 = 0.927$$

азоту N_2

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{22.357}{30.52} = 0.733 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 73.254$$

Сума компонентів продуктів згоряння (перевірка)

$$R_{CO_2} + R_{H_2O} + R_{O_2} + R_{N_2} = 0.113 + 0.145 + 0.009 + 0.733 = 1$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv_{me} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O};$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 23,664 + 159,1 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 22,374 + 134,0 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 41,341 + 242,8 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 26,670 + 443,8 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{me} = \sum \begin{pmatrix} R_{O_2} \cdot 23.664 \\ R_{N_2} \cdot 22.374 \\ R_{CO_2} \cdot 41.341 \\ R_{H_2O} \cdot 26.670 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 9.273 \times 10^{-3} \cdot 23.664 \\ 0.733 \cdot 22.374 \\ 0.113 \cdot 41.341 \\ 0.145 \cdot 26.67 \end{pmatrix} = 25.149$$

$$b_{me} = \sum \begin{pmatrix} R_{O_2} \cdot 159.1 \cdot 10^{-5} \\ R_{N_2} \cdot 134.0 \cdot 10^{-5} \\ R_{CO_2} \cdot 242.8 \cdot 10^{-5} \\ R_{H_2O} \cdot 443.8 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 9.273 \times 10^{-3} \cdot 159.1 \cdot 10^{-5} \\ 0.733 \cdot 134 \cdot 10^{-5} \\ 0.113 \cdot 242.8 \cdot 10^{-5} \\ 0.145 \cdot 443.8 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix} = 1.916 \times 10^{-3}$$

Мольна теплоємність газового палива при сталому об'ємі:

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

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

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

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

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

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

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

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{\text{гп}} = \sum \begin{pmatrix} r_{CH_4} \cdot 26.314 \\ r_{C_2H_6} \cdot 41.246 \\ r_{C_3H_8} \cdot 60.043 \\ r_{C_4H_{10}} \cdot 67.0 \\ r_{C_5H_{12}} \cdot 118.060 \\ r_{CO_2} \cdot 20.637 \\ r_{N_2} \cdot 27.545 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \cdot 26.314 \\ 0 \cdot 41.246 \\ 0.56 \cdot 60.043 \\ 0.44 \cdot 67 \\ 0 \cdot 118.06 \\ 0 \cdot 20.637 \\ 0 \cdot 27.545 \end{pmatrix} = 63.104$$

$$b_{\text{гп}} = \sum \left[\begin{pmatrix} r_{CH_4} \cdot 2600 \\ r_{C_2H_6} \cdot 7964 \\ r_{C_3H_8} \cdot 11382 \\ r_{C_4H_{10}} \cdot 11920 \\ r_{C_5H_{12}} \cdot 14096 \\ r_{CO_2} \cdot 255.4 \\ r_{N_2} \cdot 1386 \end{pmatrix} \cdot 10^{-5} \right] = \sum \begin{pmatrix} 0 \cdot 2.6 \times 10^3 \\ 0 \cdot 7.964 \times 10^3 \\ 0.56 \cdot 1.138 \times 10^4 \\ 0.44 \cdot 1.192 \times 10^4 \\ 0 \cdot 1.41 \times 10^4 \\ 0 \cdot 255.4 \\ 0 \cdot 1.386 \times 10^3 \end{pmatrix} \cdot 10^{-5} = 0.116$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

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

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

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

$$a_{\text{пов}} = 22.709$$

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a'_{cm} = \sum \left(\frac{a_{\Gamma\Pi}}{a_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0} \right) = \sum \left(\frac{63.1}{22.71 \cdot 1.05 \cdot 26.95} \right) = 741.02$$

$$a_{cm} = \frac{a'_{cm}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{741.024}{29.3 \cdot (1 + 0.048)} = 24.136$$

$$b'_{cm} = \sum \left(\frac{b_{\Gamma\Pi}}{b_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0} \right) = \sum \left(\frac{0.116}{129.8 \cdot 10^{-5} \cdot 1.05 \cdot 26.952} \right) = 0.156$$

$$b_{cm} = \frac{b'_{cm}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.156}{29.3 \cdot (1 + 0.048)} = 5.068 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a_{m.cm} = a_{cm} = 24.136$$

$$b_{m.cm} = \frac{b_{cm}}{2} = \frac{5.068 \times 10^{-3}}{2} = 2.534 \times 10^{-3}$$

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

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp_z = a_z + b_z \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{1.05} = 29.774$$

$$b_z = \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} = \left(427.38 + \frac{184.36}{1.05} \right) \cdot 10^{-5} = 6.03 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "z":

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a_{m,z} = a_z = 29.774$$

$$b_{m,z} = \frac{b_z}{2} = \frac{6.03 \times 10^{-3}}{2} = 3.015 \times 10^{-3}$$

Максимальна температура циклу визначається на основі рівняння:

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

Після перетворення та підстановок одержимо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b_{m,z} \cdot \beta = 3.015 \times 10^{-3} \cdot 1.04 = 3.135 \times 10^{-3}$$

$$B = a_{m,z} \cdot \beta = 29.774 \cdot 1.04 = 30.957$$

$$C' = \frac{\xi_z \cdot Q_{H.p} \cdot 22.4}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.83 \cdot 1.065 \times 10^5 \cdot 22.4}{29.3 \cdot (1 + 0.048)} = 6.447 \times 10^4$$

$$C'' = \sum \begin{pmatrix} a_{m,cm} \\ b_{m,cm} \cdot T_c \\ 8.314 \cdot \lambda \end{pmatrix} \cdot T_c = \sum \begin{pmatrix} 24.136 \\ 0.003 \cdot 762.273 \\ 8.314 \cdot 3.45 \end{pmatrix} \cdot 762.273 = 41735.299$$

$$C = C' + C'' = 6.447 \times 10^4 + 4.174 \times 10^4 = 1.062 \times 10^5$$

Звідки:

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

$$\text{де } D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C = 30.957^2 + 4 \cdot 3.135 \times 10^{-3} \cdot 1.062 \times 10^5 = 2.29 \times 10^3$$

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-30.957 + \sqrt{2289.971}}{2 \cdot 0.003} = 2695.159$$

Для газових двигунів без наддуву $T_z = (2200...2700)$ К, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c} = 1.04 \cdot 1969.902 \cdot \frac{2695.159}{762.273} = 7241.728$$

Для газових двигунів без наддуву $p_{\max} = (5000 \dots 8000)$ кПа, [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda' = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{7.242 \times 10^3}{1.97 \times 10^3} = 3.676$$

Похибка складає у %:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda' - \lambda|}{0.5 \cdot (\lambda' + \lambda)} \cdot 100 = \frac{|3.676 - 3.45|}{0.5 \cdot (3.676 + 3.45)} \cdot 100 = 6.348$$

Згідно джерела [1, ст. 9] похибка має складати $\Delta\lambda < 10\%$

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda' \cdot T_c} = \frac{1.04 \cdot 2.695 \times 10^3}{3.676 \cdot 762.273} = 1$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{9.5}{1} = 9.5$$

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

$$n_2 = 1.26$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7.242 \times 10^3}{9.5^{1.26}} = 424.532$$

Для газових двигунів без наддуву $p_b = (400 \dots 600)$ кПа, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2.695 \times 10^3}{9.5^{1.26-1}} = 1.501 \times 10^3$$

Для газових двигунів без наддуву з наддувом $T_b = (1300 \dots 1700)$ К, згідно [1, ст. 10]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня температура випускних газів, в К

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

де $k' = 1.4$ - емпіричні коефіцієнти;

$$k'' = 1.35$$

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right] = \frac{1500.985}{1.4} \cdot \left[1 + (1.35 - 1) \cdot \frac{118}{424.532} \right] = 1176.433$$

Температура залишкових газів, в К

$$T_{\text{г.п}} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1.5 \times 10^3}{\sqrt[3]{\frac{424.5}{118}}} = 979.6$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{\text{г.п}}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|1 \times 10^3 - 979.566|}{1 \times 10^3} \cdot 100 = 2.043$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{3.45}{1.26 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.5^{1.26 - 1}} \right) = 5.879$$

$$B = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.365 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.5^{1.365 - 1}} \right) = 1.535$$

$$p_{\text{mi}'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A - B) = \frac{1969.902}{9.5 - 1} \cdot (5.879 - 1.535) = 1006.784$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{\text{mi}} = \xi \cdot p_{\text{mi}'} = 0.97 \cdot 1006.784 = 976.58$$

Для газових двигунів без наддуву $p_{\text{mi}} = (750 \dots 1000)$ кПа, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 8.309 \cdot \frac{M_1 \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.G} \cdot p_d \cdot 22.4} = 8.31 \cdot \frac{29.3 \cdot 293.34 \cdot 976.58}{0.84 \cdot 106460 \cdot 91.17 \cdot 22.4} = 0.38$$

Для газових двигунів без наддуву $\eta_i = (0,28...0,4)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.G}} = \frac{3600}{0.382 \cdot 106460} = 0.089$$

Для газових двигунів без наддуву $b_i = (0,05...0,28) \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

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

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

де $s_{пр} = 0.071 \text{ м}$ - хід поршня по прототипу

$$v_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.071 \cdot 5600}{30} = 13.253$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (40 + 13.5 \cdot v_{п.ср}) = 40 + 13.5 \cdot 13.253 = 218.92$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 976.58 - 218.92 = 757.66$$

Для газових двигунів без наддуву $p_{me} = (550...800) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{757.66}{976.58} = 0.776$$

Для газових двигунів без наддуву $\eta_M = (0,75...0,85)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.382 \cdot 0.776 = 0.296$$

Для газових двигунів без наддуву $\eta_e = (0,28...0,42)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.G}} = \frac{3600}{0.296 \cdot 106460} = 0.114$$

Для газових двигунів без наддуву $b_e = (0,09...0,35) \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 10]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.114 \cdot 70 = 7.991$$

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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{70 \cdot 10^3}{757.66 \cdot 5.6 \times 10^3} = 1.98$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{1.98}{4} = 0.495$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.082$ м - діаметр циліндру по прототипу

$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = 0.866$ - відношення ходу поршня до діаметру циліндру;

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.495}{\pi \cdot 0.866}} = 89.951$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$S_p = m \cdot d_p = 0.866 \cdot 89.951 = 77.885$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 90 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 90 \cdot 10^{-3} = 0.09$$

Хід поршня

$$s' = 78 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 78 \cdot 10^{-3} = 0.078$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} = \frac{\pi \cdot 0.09^2 \cdot 0.078 \cdot 4}{4} = 1.985 \times 10^{-3}$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{757.66 \cdot 1.985 \times 10^{-3} \cdot 5.6 \times 10^3}{30 \cdot 4} = 70.18$$

Отримана величина відрізняється у %, від заданої на:

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

$$\text{де } P_{cp} = \frac{(P_{ep} + P_e)}{2} = \frac{70.18 + 70}{2} = 70.09$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{cp}} \cdot 100 = \frac{|70.18 - 70|}{70.09} \cdot 100 = 0.256$$

,що не перевищує допустимих 5% і дозволяє завершити розрахунок параметрів робочого циклу

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.09^2}{4} \cdot 0.078 = 4.962 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{4.962 \times 10^{-4}}{9.5 - 1} = 5.838 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 4.962 \times 10^{-4} + 5.838 \times 10^{-5} = 5.546 \times 10^{-4}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 5.838 \times 10^{-5} = 5.838 \times 10^{-5}$$

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

$\lambda_{кр} = 0.255$ - 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.

$V(0) = 0.00006$	$p(0) = 91.17$	$V(180) = 0.00055$	$p(180) = 91.17$
$V(10) = 0.00006$	$p(10) = 91.17$	$V(190) = 0.00055$	$p(190) = 91.806$
$V(20) = 0.00008$	$p(20) = 91.17$	$V(200) = 0.00054$	$p(200) = 93.759$
$V(30) = 0.0001$	$p(30) = 91.17$	$V(210) = 0.00053$	$p(210) = 97.178$
$V(40) = 0.00013$	$p(40) = 91.17$	$V(220) = 0.00051$	$p(220) = 102.327$
$V(50) = 0.00017$	$p(50) = 91.17$	$V(230) = 0.00048$	$p(230) = 109.626$
$V(60) = 0.00021$	$p(60) = 91.17$	$V(240) = 0.00045$	$p(240) = 119.716$
$V(70) = 0.00025$	$p(70) = 91.17$	$V(250) = 0.00042$	$p(250) = 133.556$
$V(80) = 0.00029$	$p(80) = 91.17$	$V(260) = 0.00038$	$p(260) = 152.61$
$V(90) = 0.00034$	$p(90) = 91.17$	$V(270) = 0.00034$	$p(270) = 179.142$
$V(100) = 0.00038$	$p(100) = 91.17$	$V(280) = 0.00029$	$p(280) = 216.729$
$V(110) = 0.00042$	$p(110) = 91.17$	$V(290) = 0.00025$	$p(290) = 271.163$
$V(120) = 0.00045$	$p(120) = 91.17$	$V(300) = 0.00021$	$p(300) = 351.962$
$V(130) = 0.00048$	$p(130) = 91.17$	$V(310) = 0.00017$	$p(310) = 474.758$
$V(140) = 0.00051$	$p(140) = 91.17$	$V(320) = 0.00013$	$p(320) = 663.978$
$V(150) = 0.00053$	$p(150) = 91.17$	$V(330) = 0.0001$	$p(330) = 951.019$
$V(160) = 0.00054$	$p(160) = 91.17$	$V(340) = 0.00008$	$p(340) = 1348.959$
$V(170) = 0.00055$	$p(170) = 91.17$	$V(350) = 0.00006$	$p(350) = 1771.429$

V(360) = 0.00006	p(360) = 1969.902	V(540) = 0.00055	p(540) = 424.532
V(370) = 0.00006	p(370) = 6565.52	V(550) = 0.00055	p(550) = 118
V(380) = 0.00008	p(380) = 5105.591	V(560) = 0.00054	p(560) = 118
V(390) = 0.0001	p(390) = 3697.551	V(570) = 0.00053	p(570) = 118
V(400) = 0.00013	p(400) = 2653.879	V(580) = 0.00051	p(580) = 118
V(410) = 0.00017	p(410) = 1947.178	V(590) = 0.00048	p(590) = 118
V(420) = 0.00021	p(420) = 1477.162	V(600) = 0.00045	p(600) = 118
V(430) = 0.00025	p(430) = 1161.115	V(610) = 0.00042	p(610) = 118
V(440) = 0.00029	p(440) = 944.165	V(620) = 0.00038	p(620) = 118
V(450) = 0.00034	p(450) = 791.936	V(630) = 0.00034	p(630) = 118
V(460) = 0.00038	p(460) = 683.019	V(640) = 0.00029	p(640) = 118
V(470) = 0.00042	p(470) = 603.903	V(650) = 0.00025	p(650) = 118
V(480) = 0.00045	p(480) = 545.895	V(660) = 0.00021	p(660) = 118
V(490) = 0.00048	p(490) = 503.286	V(670) = 0.00017	p(670) = 118
V(500) = 0.00051	p(500) = 472.27	V(680) = 0.00013	p(680) = 118
V(510) = 0.00053	p(510) = 450.292	V(690) = 0.0001	p(690) = 118
V(520) = 0.00054	p(520) = 435.649	V(700) = 0.00008	p(700) = 118
V(530) = 0.00055	p(530) = 427.263	V(710) = 0.00006	p(710) = 118

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 530.411$$

Теоретичний середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{530.411}{4.962 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 1.069 \times 10^3$$

Дійсний середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.069 \times 10^3 \cdot 0.97 = 1.037 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{976.58 + 1.037 \times 10^3}{2} = 1.007 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{976.58 - 1.037 \times 10^3}{1.007 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 5.986$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 10%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 20^\circ$ 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;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 20 - 10 = 10^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в;

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

$b'' = 135^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

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

$r'' = 48^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 165^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_c'' = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 1.97 \times 10^3 = 2.364 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 0.85 \cdot 7.242 \times 10^3 = 6.155 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 91.17$	$V(\varphi_r) = 5.838 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 91.17$	$V(\varphi_d) = 5.546 \times 10^{-4}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 1969.902$	$V(\varphi_c) = 5.838 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7234.322$	$V(\varphi_z) = 5.843 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 424.532$	$V(\varphi_b) = 5.546 \times 10^{-4}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 340$	$p(\varphi_{c'}) = 1.349 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 7.704 \times 10^{-5}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 350$	$p(\varphi_f) = 1.771 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 6.31 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 360$	$p(\varphi_{z'}) = 1.97 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 5.838 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 495$	$p(\varphi_{b''}) = 486.512$	$V(\varphi_{b''}) = 4.977 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 710$	$p(\varphi_{r'}) = 118$	$V(\varphi_{r'}) = 6.31 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 48$	$p(\varphi_{r''}) = 91.17$	$V(\varphi_{r''}) = 1.579 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 195$	$p(\varphi_{d'}) = 92.611$	$V(\varphi_{d'}) = 5.483 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 2.364 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 5.838 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 360$	$p_{zd} = 6.155 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 5.838 \times 10^{-5}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

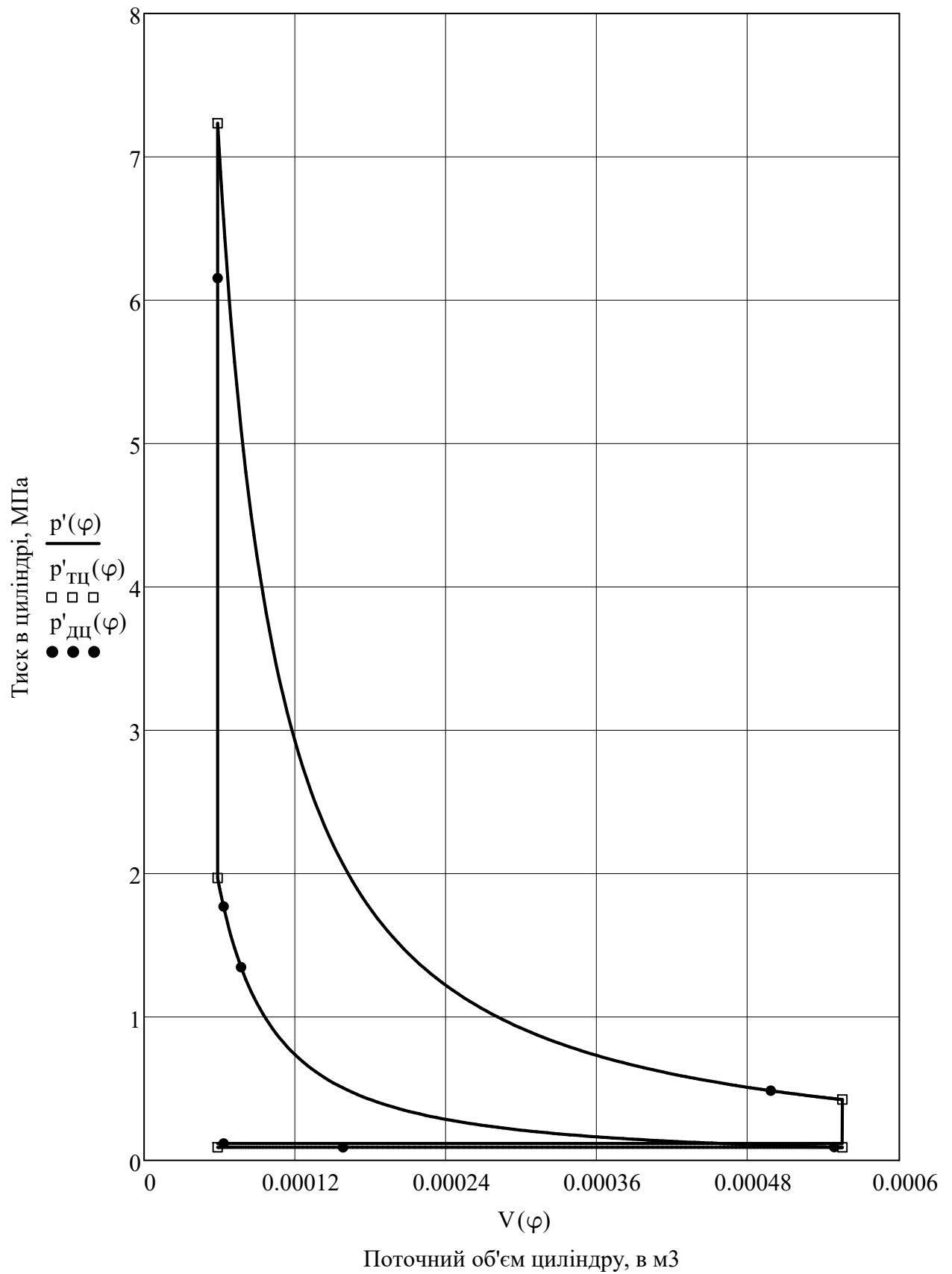


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

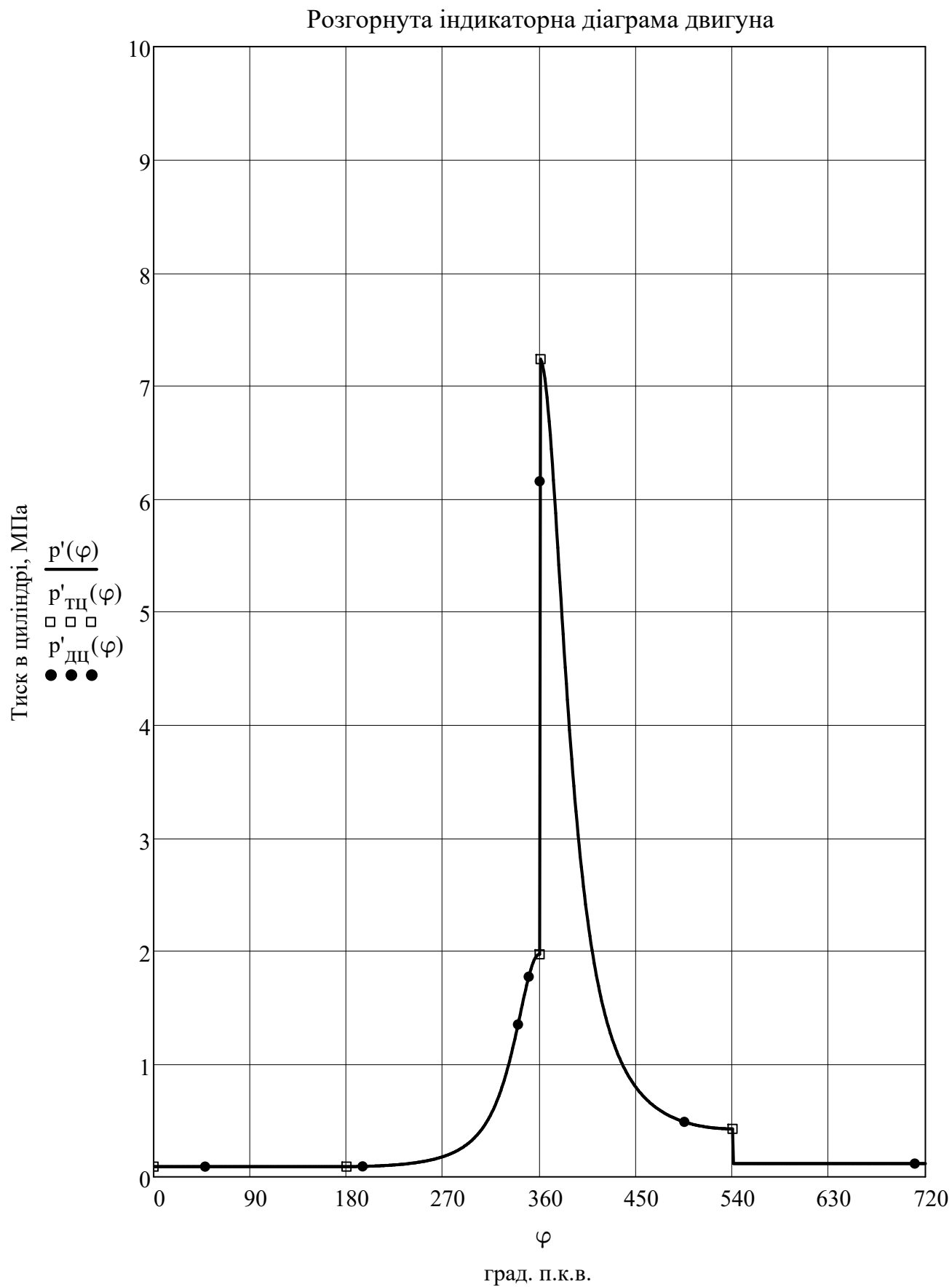


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

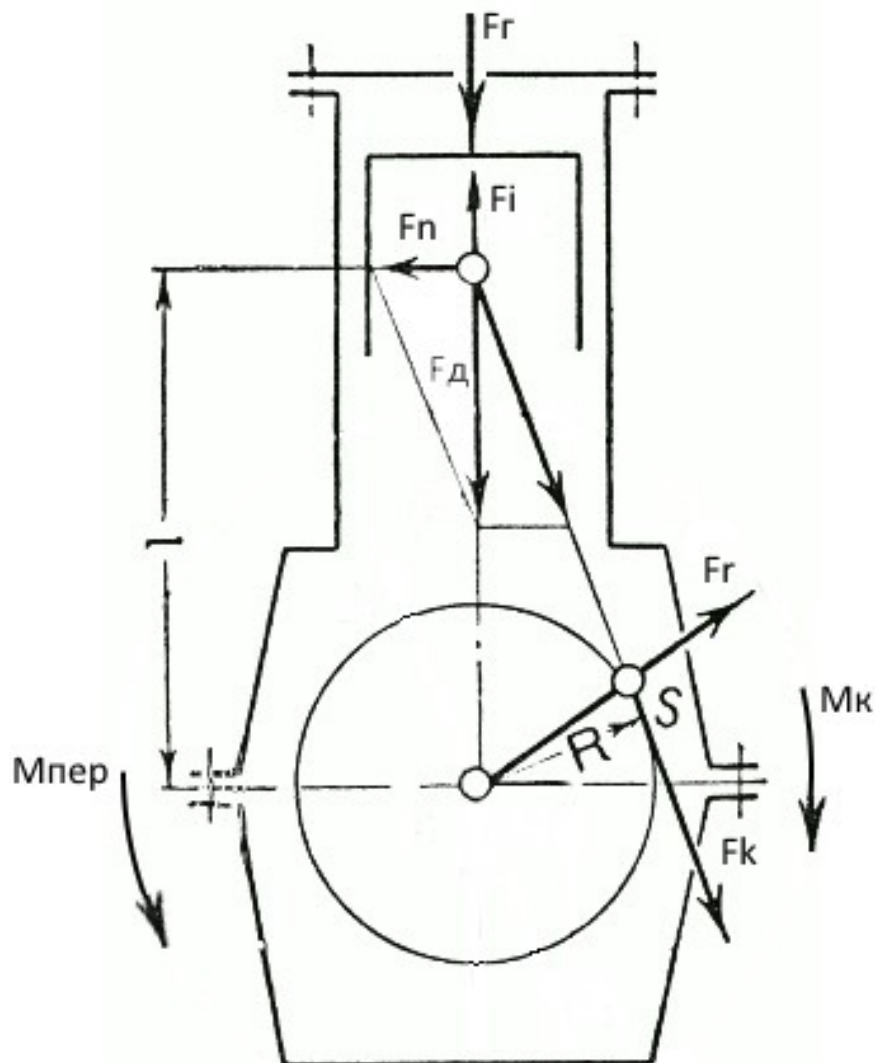


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$$m_{\Pi} = 0.65 \quad \text{кг - маса комплекту поршня}$$

$$m_{\text{Ш}} = 1.85 \quad \text{кг - маса комплекту шатуна}$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 0.65 + \frac{1}{3} \cdot 1.85 = 1.267$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.078}{2} = 0.039$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.039}{0.255} = 0.153$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.09^2}{4} = 0.006$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 5600}{30} = 586.431$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

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

$F_r(0) = -0.064$	$F_i(0) = -21.321$	$F_d(0) = -21.385$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.064$	$F_i(30) = -16.879$	$F_d(30) = -16.943$	$M_k(30) = -0.404$
$F_r(60) = -0.064$	$F_i(60) = -6.328$	$F_d(60) = -6.393$	$M_k(60) = -0.244$
$F_r(90) = -0.064$	$F_i(90) = 4.332$	$F_d(90) = 4.268$	$M_k(90) = 0.166$
$F_r(120) = -0.064$	$F_i(120) = 10.66$	$F_d(120) = 10.596$	$M_k(120) = 0.311$
$F_r(150) = -0.064$	$F_i(150) = 12.547$	$F_d(150) = 12.482$	$M_k(150) = 0.189$
$F_r(180) = -0.064$	$F_i(180) = 12.657$	$F_d(180) = 12.592$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = -0.026$	$F_i(210) = 12.547$	$F_d(210) = 12.52$	$M_k(210) = -0.19$
$F_r(240) = 0.117$	$F_i(240) = 10.66$	$F_d(240) = 10.778$	$M_k(240) = -0.316$
$F_r(270) = 0.495$	$F_i(270) = 4.332$	$F_d(270) = 4.827$	$M_k(270) = -0.188$
$F_r(300) = 1.595$	$F_i(300) = -6.328$	$F_d(300) = -4.734$	$M_k(300) = 0.181$
$F_r(330) = 5.406$	$F_i(330) = -16.879$	$F_d(330) = -11.473$	$M_k(330) = 0.274$
$F_r(360) = 11.888$	$F_i(360) = -21.321$	$F_d(360) = -9.433$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 22.878$	$F_i(390) = -16.879$	$F_d(390) = 6$	$M_k(390) = 0.143$
$F_r(420) = 8.753$	$F_i(420) = -6.328$	$F_d(420) = 2.425$	$M_k(420) = 0.093$
$F_r(450) = 4.394$	$F_i(450) = 4.332$	$F_d(450) = 8.726$	$M_k(450) = 0.34$
$F_r(480) = 2.828$	$F_i(480) = 10.66$	$F_d(480) = 13.489$	$M_k(480) = 0.396$
$F_r(510) = 2.22$	$F_i(510) = 12.547$	$F_d(510) = 14.767$	$M_k(510) = 0.224$
$F_r(540) = 2.056$	$F_i(540) = 12.657$	$F_d(540) = 14.713$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.106$	$F_i(570) = 12.547$	$F_d(570) = 12.653$	$M_k(570) = -0.192$
$F_r(600) = 0.106$	$F_i(600) = 10.66$	$F_d(600) = 10.767$	$M_k(600) = -0.316$
$F_r(630) = 0.106$	$F_i(630) = 4.332$	$F_d(630) = 4.438$	$M_k(630) = -0.173$
$F_r(660) = 0.106$	$F_i(660) = -6.328$	$F_d(660) = -6.222$	$M_k(660) = 0.238$
$F_r(690) = 0.106$	$F_i(690) = -16.879$	$F_d(690) = -16.772$	$M_k(690) = 0.4$
$F_r(720) = 0.106$	$F_i(720) = -21.321$	$F_d(720) = -21.215$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -21.385$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.178$	$F_r(30) = -13.584$	$F_k(30) = -10.358$	$M_{пер}(30) = 0.404$
$F_n(60) = -1.447$	$F_r(60) = -1.943$	$F_k(60) = -6.26$	$M_{пер}(60) = 0.244$
$F_n(90) = 1.125$	$F_r(90) = -1.125$	$F_k(90) = 4.268$	$M_{пер}(90) = -0.166$
$F_n(120) = 2.399$	$F_r(120) = -7.376$	$F_k(120) = 7.977$	$M_{пер}(120) = -0.311$
$F_n(150) = 1.605$	$F_r(150) = -11.612$	$F_k(150) = 4.851$	$M_{пер}(150) = -0.189$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -12.592$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.609$	$F_r(210) = -11.648$	$F_k(210) = -4.866$	$M_{пер}(210) = 0.19$
$F_n(240) = -2.44$	$F_r(240) = -7.502$	$F_k(240) = -8.113$	$M_{пер}(240) = 0.316$
$F_n(270) = -1.273$	$F_r(270) = -1.273$	$F_k(270) = -4.827$	$M_{пер}(270) = 0.188$
$F_n(300) = 1.072$	$F_r(300) = -1.439$	$F_k(300) = 4.635$	$M_{пер}(300) = -0.181$
$F_n(330) = 1.475$	$F_r(330) = -9.199$	$F_k(330) = 7.014$	$M_{пер}(330) = -0.274$
$F_n(360) = 0.000$	$F_r(360) = -9.433$	$F_k(360) = 0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 0.771$	$F_r(390) = 4.81$	$F_k(390) = 3.668$	$M_{пер}(390) = -0.143$
$F_n(420) = 0.549$	$F_r(420) = 0.737$	$F_k(420) = 2.374$	$M_{пер}(420) = -0.093$
$F_n(450) = 2.301$	$F_r(450) = -2.301$	$F_k(450) = 8.726$	$M_{пер}(450) = -0.34$
$F_n(480) = 3.054$	$F_r(480) = -9.389$	$F_k(480) = 10.155$	$M_{пер}(480) = -0.396$
$F_n(510) = 1.898$	$F_r(510) = -13.738$	$F_k(510) = 5.739$	$M_{пер}(510) = -0.224$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -14.713$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.627$	$F_r(570) = -11.771$	$F_k(570) = -4.918$	$M_{пер}(570) = 0.192$
$F_n(600) = -2.438$	$F_r(600) = -7.495$	$F_k(600) = -8.105$	$M_{пер}(600) = 0.316$
$F_n(630) = -1.17$	$F_r(630) = -1.17$	$F_k(630) = -4.438$	$M_{пер}(630) = 0.173$
$F_n(660) = 1.409$	$F_r(660) = -1.891$	$F_k(660) = 6.093$	$M_{пер}(660) = -0.238$
$F_n(690) = 2.156$	$F_r(690) = -13.447$	$F_k(690) = 10.253$	$M_{пер}(690) = -0.4$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -21.215$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

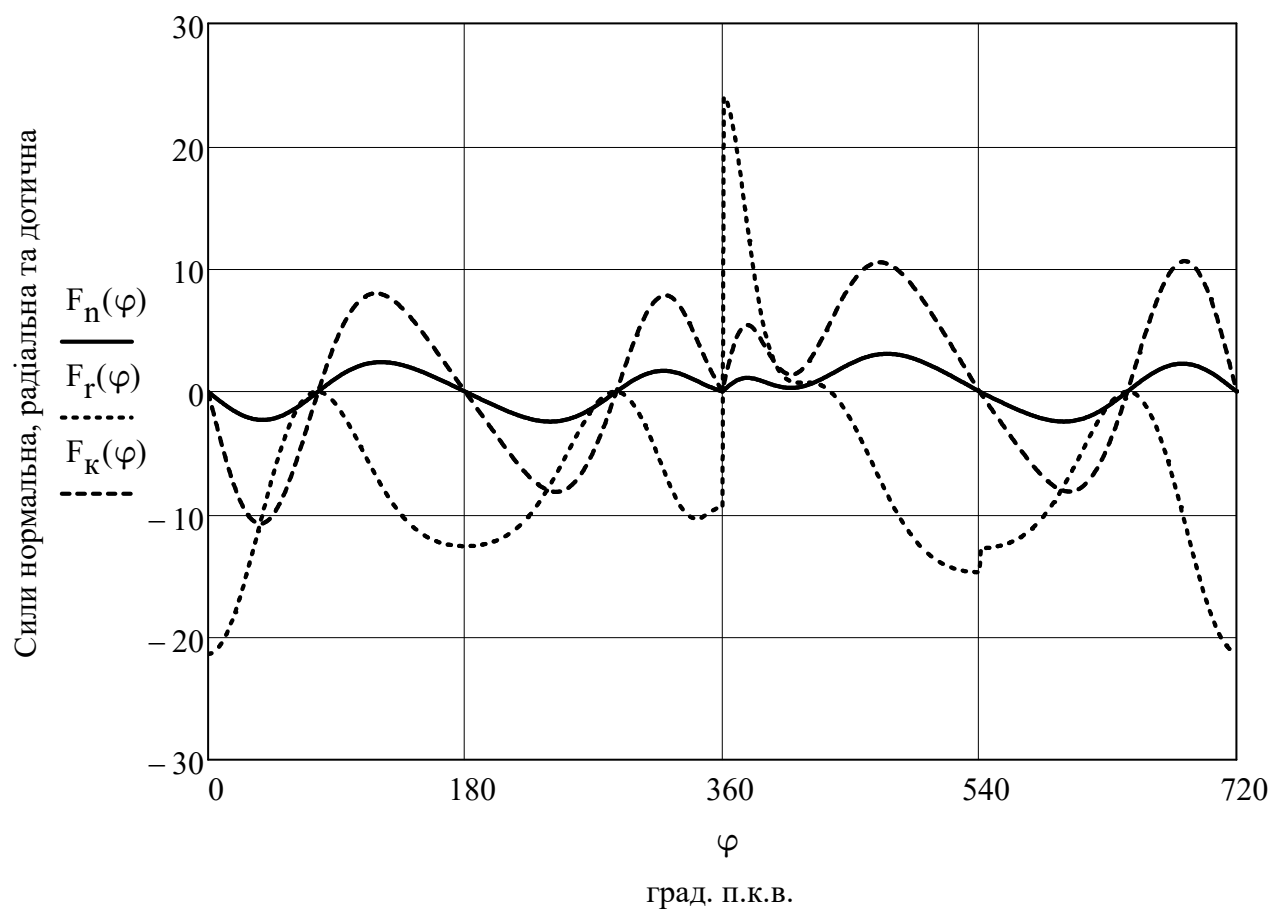
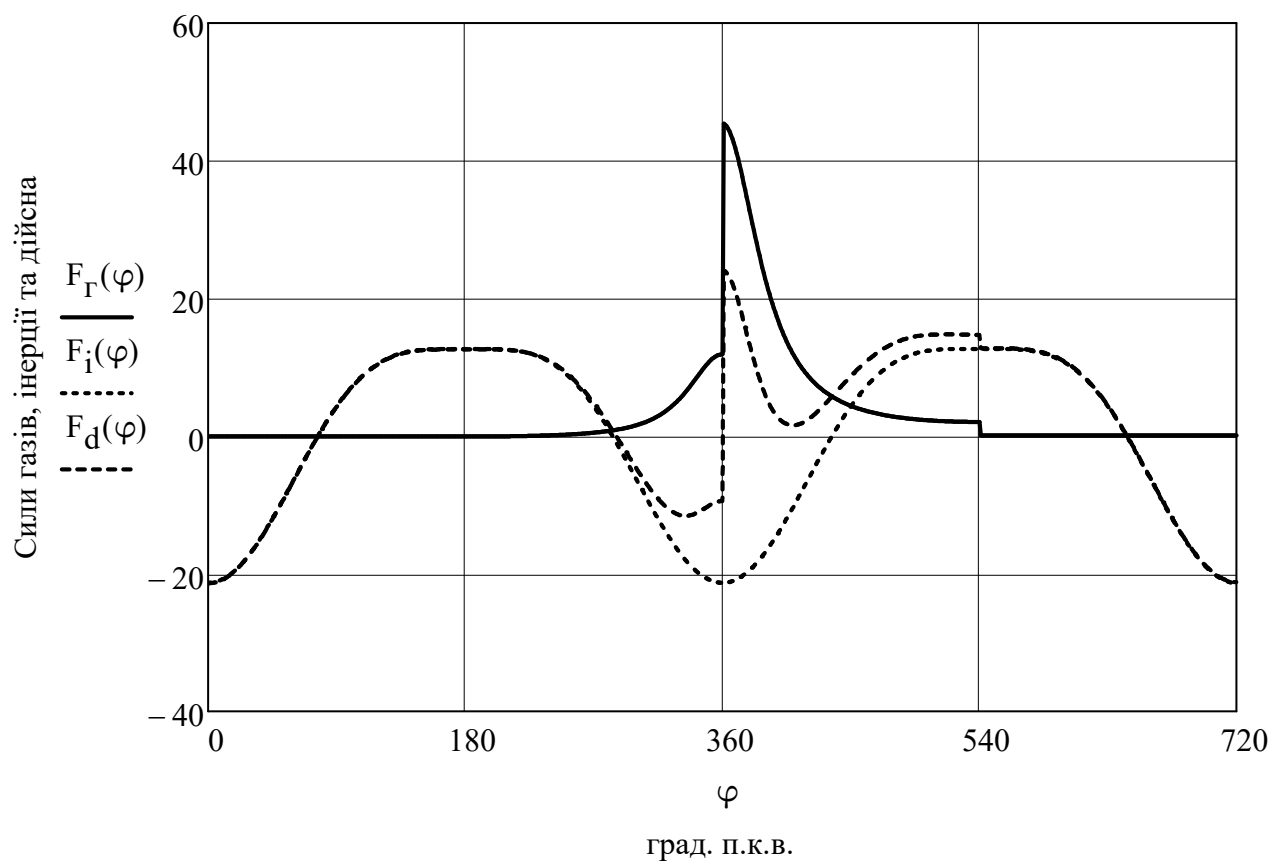


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

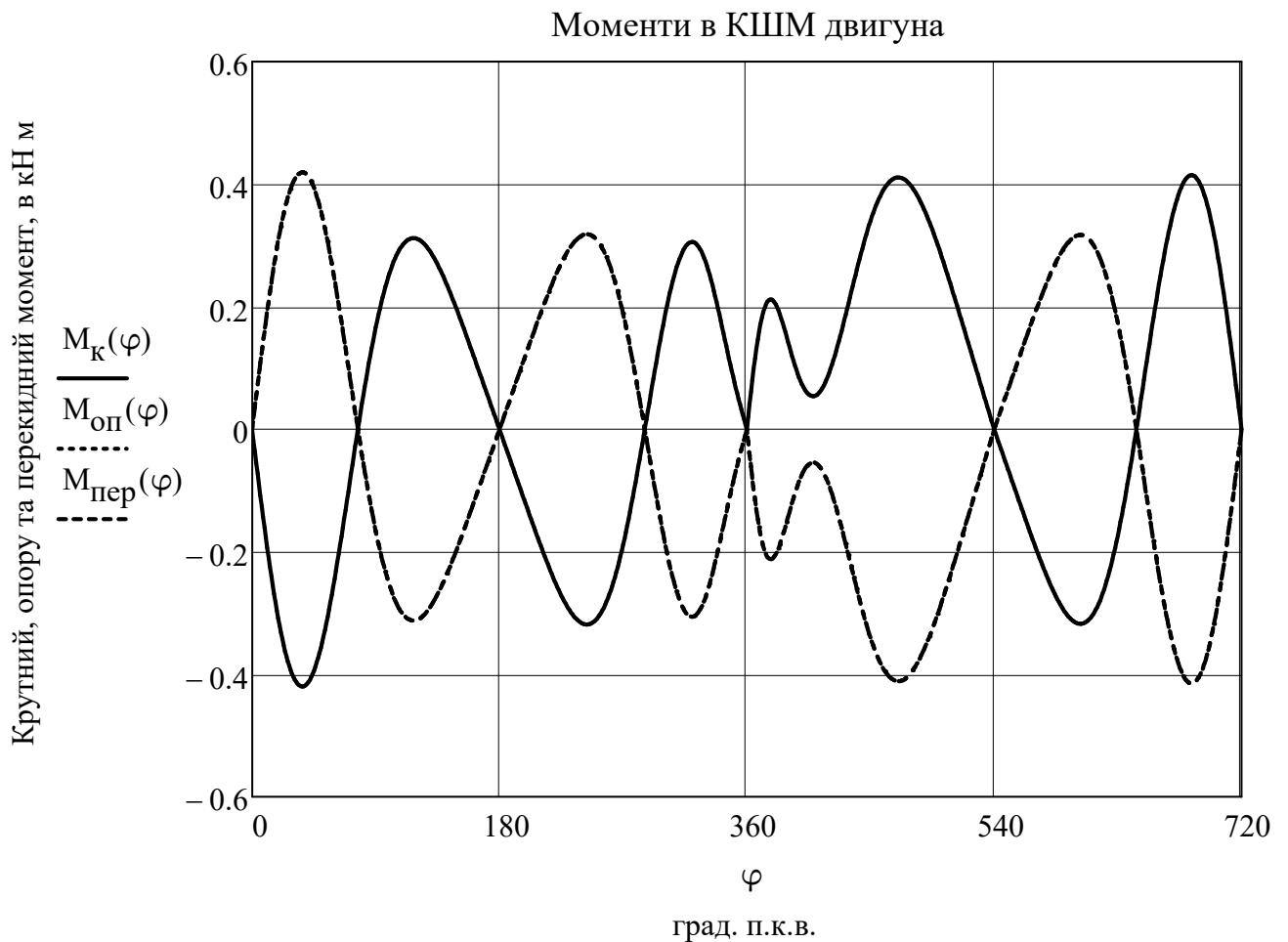


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$$\Delta\varphi_K = 1 - \text{крок розрахунку};$$

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

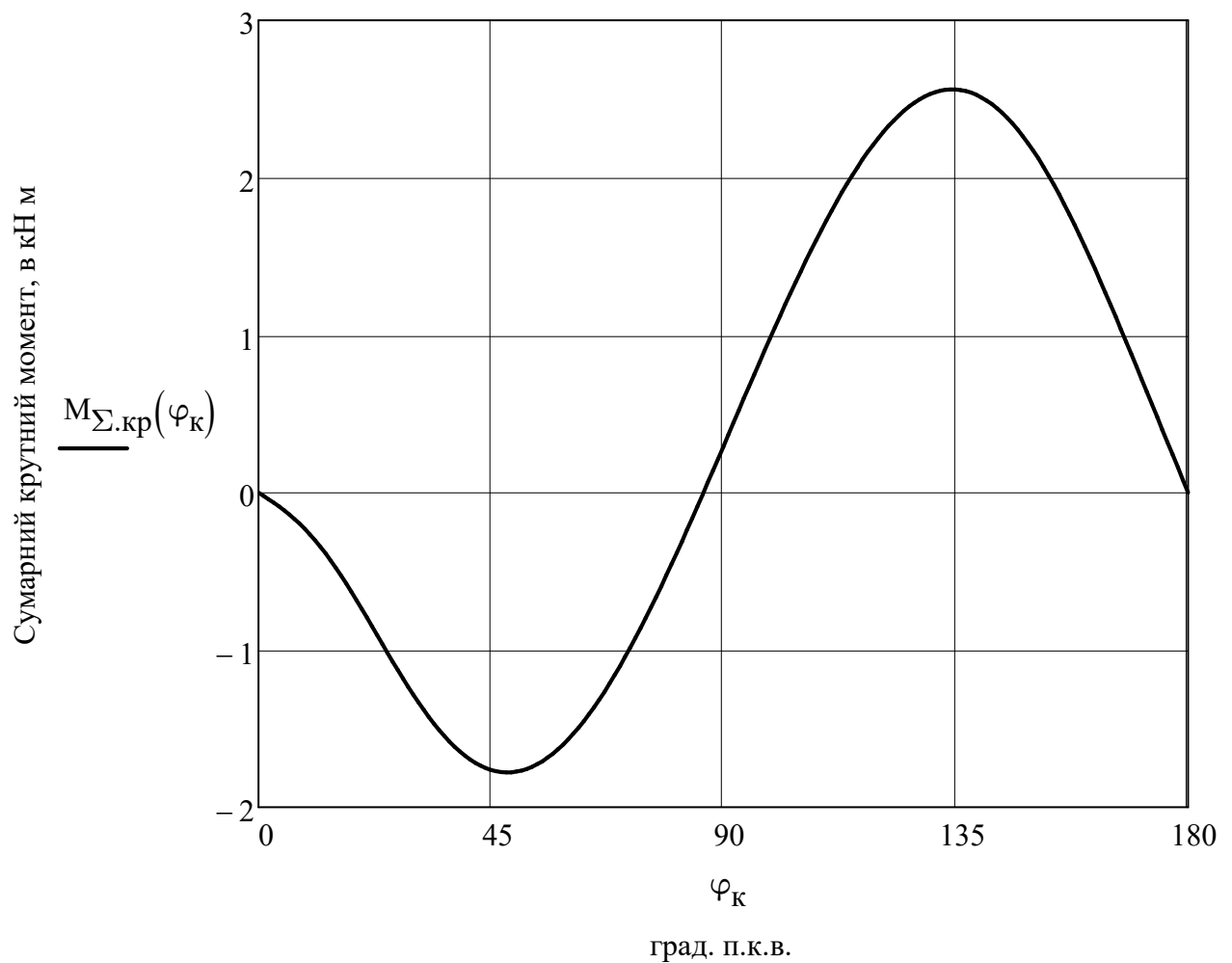


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 0$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -0.63$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.604$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.548$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.452$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.726$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.413$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -0.986$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.419$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.291$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.533 \times 10^{-15}$$

2.4 Розрахунок теплового балансу

2.4.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.\Gamma}}{3.6} = \frac{7.991 \cdot 106460}{3.6} = 236320.775$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_e = 10^3 \cdot 70 = 70000$$

у відсотковому відношенні

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{70000}{236320.775} \cdot 100 = 29.621\%$$

перевірка:

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 70000$$

$$\text{Тоді похибка } \Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|70000 - 70000|}{70000} \cdot 100 = 0 \quad \%$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / с

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.20$ - відносна втрата палива на діляниці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.10$ - відносна втрата палива на діляниці випуску газів із циліндру

$$Q_w = \sum \begin{pmatrix} -W_{\text{нап}} \\ W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} \\ W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \cdot Q_{\Pi} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.2 \\ 0.1 \end{pmatrix} \cdot 236320.775 = 70896.233$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.6 \cdot 218.92 = 131.352$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.09^2}{4} \cdot 0.078 = 4.962 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{131.352 \cdot 4.962 \times 10^{-4} \cdot 5.6 \times 10^3 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 12.167$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на тертя між поршнем і циліндром, в Дж / с

$$Q_{\text{т.}\Pi} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 12.167 = 12166.705$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_{\text{в}} = Q_w + Q_{\text{т.}\Pi} = 70896.233 + 12166.705 = 83062.937$$

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

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{8.306 \times 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 2.379 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{2.379 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.9} = 0.259$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 1000 \cdot 0.259 = 259.035$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 7.09 \times 10^4 + 1.217 \times 10^4 + 259.035 = 8.332 \times 10^4$$

у відсотковому відношенні

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{8.332 \times 10^4}{2.363 \times 10^5} \cdot 100 = 35.258 \%$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 1000 - 273 = 727$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 335.152 - 273 = 62.152$$

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

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 0.00389 \cdot 727 = 34.383$$

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

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 62.152 = 29.124$$

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

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (i_r - i_r)$$

$$\text{де } i_r = (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r) = 30.52 \cdot 34.383 \cdot 727 = 7.629 \times 10^5$$

$$i_r = (M_1 \cdot mCp \cdot t_d) = 29.3 \cdot 29.124 \cdot 62.152 = 5.304 \times 10^4$$

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (i_r - i_r) = \frac{7.991}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (7.629 \times 10^5 - 5.304 \times 10^4) = 7.035 \times 10^4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{70345.773}{236320.775} \cdot 100 = 29.767$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{p_{\text{м}}}{p_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{218.92}{976.58} \cdot 0.382 = 0.086$$

Теплота, витрачена на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.086 \cdot 236320.775 = 20225.946$$

Перша складова теплоти, відведеної в систему мащення, в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$

$$Q_{\text{м1}} = Q_w + Q_{\text{мд}} - Q_v = 70896.2 + 20225.9 - 83322 = 7800.2$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення, в $\text{Дж} / \text{с}$

Витрата циркуляційного масла

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{MM} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = 0.00103 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.035 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.517$$

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 0.517 = 517.365$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 7800.206 + 517.365 = 8317.571$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{8317.571}{236320.775} \cdot 100 = 3.52$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\text{г}} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 2.363 \times 10^5 - \sum \begin{pmatrix} 7 \times 10^4 \\ 8.332 \times 10^4 \\ 7.035 \times 10^4 \\ 8.318 \times 10^3 \end{pmatrix} = 4.335 \times 10^3$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4.335 \times 10^3}{2.363 \times 10^5} \cdot 100 = 1.835$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для ГД без Н
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 236320.8$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 70000.0$	$q_{\text{е}} = 29.6$	23...38%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\text{г}} = 70345.8$	$q_{\text{г}} = 29.8$	30...55%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 83322$	$q_{\text{в}} = 35.3$	12...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 8317.6$	$q_{\text{м}} = 3.5$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 4335.5$	$q_{\text{нв}} = 1.8$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка головного рівняння теплового балансу:

$$q_{\text{е}} + q_{\text{г}} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 29.621 + 29.767 + 35.258 + 3.52 + 1.835 = 100$$

2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	68	70,2	3,2
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	873	758	-13,2
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,352	0,296	-15,9
4	Механічний ККД	η_m	-	0,78	0,776	-0,5
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	кДж (кВт год)	9,8	11,05	12,8
6	Діаметр циліндру	D	мм	82	90	9,8
7	Хід поршня	S	мм	71	78	9,9

Ефективна потужність двигуна що проектується, була збільшена згідно із завданням на 2 кВт. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, показав що реальний приріст потужності склав 2,2 кВт, що у відсотковому співвідношенні дорівнює 3,2%.

Забезпечити зростання потужності, за умови переходу з рідкого палива на газове є доволі складним завданням. Форсування двигуна можливо за рахунок збільшення: діаметру циліндру, ходу поршня, частоти обертання колінчастого валу або збільшення середнього ефективного тиску. Порівняльний аналіз даних наведених в таблиці 2.1 показав що даний параметр знизився на 13,2 % внаслідок.

Запропоноване в ході даного проекту рішення дискретного дозування газового палива дещо покращило витратні параметри паливної апаратури, але враховуючи особливості згоряння газового палива та процесу виділення тепла, маємо дещо гірші показники ефективності протікання робочого циклу.

Так ефективний ККД робочого циклу зменшився на 15,9% у порівнянні з двигуном прототипом, що працює на бензині. Паралельно з цим можна спостерігати пропорційне зростання питомої витрати палива на 12,8%. Механічний ККД майже не змінився.

Враховуючи необхідність забезпечити задану величину номінальної потужності двигуна, для форсування було обрано шлях збільшення геометрії циліндру. Так діаметр циліндру зріс на 9,8%, а хід поршня на 9,9. Частота обертання залишилася незмінною.

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		53

3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ДИСКРЕТНОГО ДОЗУВАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА.

3.1 Аналіз існуючих систем подачі газового палива та опис пропонованої системи

3.1.1 Аналіз існуючих систем подачі газового палива.

Сьогодні на ринку газобалонного обладнання (ГБО) для подачі газового палива існує безліч варіантів конструкторських рішень газового обладнання. Дані системи завдяки: меншій вартості газового рідкого палива і при значній теплотвірній здатності, можливості роботи ДВЗ в двопаливному режимі (бензин/пропан-бутан), та застосуванню електронного керування процесами подачі та дозування палива набули широкого вжитку. Не перелічуючи всі відомі конструкторські рішення вищезгаданих систем окремо зупинимось на способах подачі газового палива які вони реалізують.

I-й спосіб подачі палива в ДВЗ, при якому регулюють кількість газу, що подається в усмоктувальний тракт, шляхом зміни його тиску. При цьому тиск газу перед його подачею через випарник-теплообмінник збільшується і встановлюється вище тиску в паливному балоні. Величину перевищення тиску визначають в залежності від навантаження двигуна та з урахуванням тиску газу в паливному балоні, тиску у всмоктувальному тракті, номінальної потужності двигуна, ступеня навантаження двигуна і щільності газу перед форсункою.

II-й спосіб подачі палива в ДВЗ, при якому регулюють витрату газоподібного палива двома дозуючими засобами на паливопроводі, що розташований у впускному розгалуженому паливопроводі.

III-й спосіб подачі палива в ДВЗ, при якому подача палива у впускному тракті двигуна регулюється електронним блоком в залежності від тиску в цьому тракті. Витрата палива підтримується в залежності від розрідження у впускному патрубку за допомогою клапанної системи в паливопроводі, що з'єднаний з впускним трактом.

Всі зазначені способи подачі палива в ДВЗ мають один суттєвий недолік, що характеризується надмірно обмеженою швидкістю дозуючих засобів через досить велику інерційність рухомих мас деталей з яких вони складаються. Внаслідок цього виникає проблема точного дозування газового палива для швидкохідних двигунів з частотою обертання колінчастого валу понад 4000 – 5000 хв⁻¹.

3.1.2 Опис роботи та будови пропонованої системи подачі газового палива.

В даний час, головною проблемою при організації подачі палива з регулюванням його кількості в ДВЗ є те, що необхідно забезпечити потрібну подачу газового палива за короткочасний період (час відкриття і закриття клапана становить менше однієї мілісекунди) в досить великій кількості, з використанням засобів дозування, що мають достатньо мінімальну інерційність рухомих мас і легкість управління електронного регулятора.

Для вирішення зазначеної проблеми пропонується система подачі, що реалізує дискретний спосіб подачі та дозування газового палива. Суть запропонованого способу полягає у витісненні газу під тиском з паливного балона по паливопроводу в усмоктувальний тракт через випарник-теплообмінник з регулюванням кількості газу. Регулювання кількості палива здійснює адаптоване поєднання паралельно розташованих форсунок на ділянці розгалуженого паливопроводу. Вони здійснюють подачу палива із заданою точністю, за рахунок реалізації принципу дискретного дозування. Кожне окреме дискретне дозування палива управляється електронним регулятором, в залежності від поданих на нього сигналів датчика частоти обертання, а також параметрів тиску і температури у всмоктуючому тракті і датчика тиску на вході дозуючих засобів і датчика температури на їх виході.

Завдання яке вирішується встановленням такої системи подачі газового палива, є підвищення швидкодії дозуючих засобів і точності дозування подачі палива в ДВЗ за рахунок використання варіантів їх одночасної роботи з мінімально допустимою інерційністю рухомих мас.

Дане завдання вирішується тим, що спосіб запропонований подачі газоподібного палива в двигун внутрішнього згоряння, обумовлений наступними особливостями:

- регулюванням кількості палива, що подається в усмоктувальний тракт;
- адаптованим поєднанням з безлічі паралельно розташованих на ділянці розгалуженого паливопроводу форсунок дискретного дозування з наперед заданою точністю подачі газового палива;
- наявністю кожного окремого дискретного дозування палива завдяки електронного регулятора, який формує керуючий сигнал в залежності від електричних сигналів, що подає на нього датчик частоти обертання колінчастого валу двигуна, а також датчики параметрів тиску і температури у всмоктувальному тракті і датчик тиску на вході дозуючих засобів і датчик температури на їх виході.

Величина подачі газового палива дискретним способом формується на основі витрати через переріз наперед заданої площі прохідного отвору форсунки. Для всіх форсунок величини площ прохідного отвору змінюються згідно наперед заданого встановленого ряду чисел. Величина цієї площі може бути визначена з формули:

$$f_i = \frac{f_{\text{заг}}}{n_i} \cdot \psi$$

де f_i – прохідний перетин окремого кошти дозування;

$f_{\text{заг}}$ – сумарне значення всіх дискретних засобів дозування;

n_i – кількість дискретних засобів дозування;

ψ – коефіцієнт, що виражає ряд чисел, сума яких становить кількість сполучень (комбінації) дискретне засобів дозування;

Таким чином окреме дискретне дозування палива для заданого режиму роботи двигуна вибирають з умови наперед заданої точності пропускної здатності засобів дозування. Завдяки цьому запропонований спосіб подачі палива в ДВЗ, забезпечує умови для підвищення точності дозування палива і його швидкодії через засоби дозування.

Додатковою перевагою запропонованого способу подачі палива є використання електронного регулятора, за допомогою якого забезпечується умова варіювання ступеня плавності зміни витрати палива з урахуванням частоти обертання колінчастого вал двигуна, параметрів тиску і температура у всмоктувальному тракті, та параметрів тиску на вході форсунки і температури на виході. Можливість варіантів поєднання безлічі дозуючих засобів, створює зручність переходу від максимальної до мінімальної витрати палива з наперед заданою точністю.

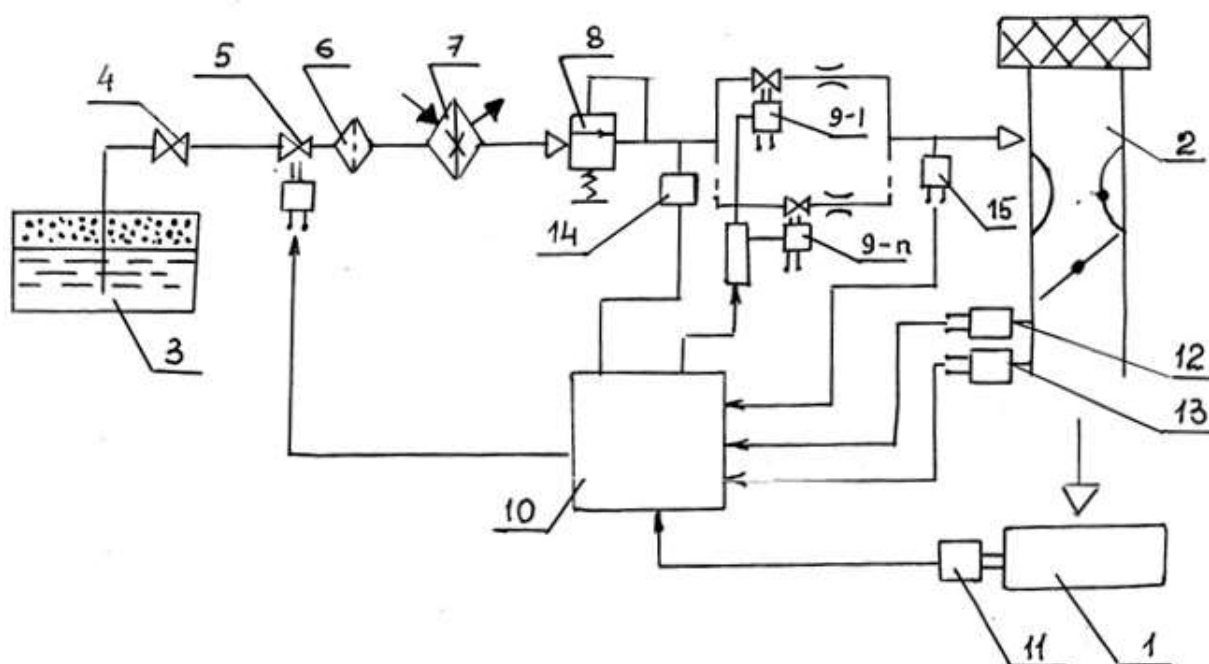


Рис. 3.1 – Система дискретного дозування газового палива.

На приведеній на рисунку 3.1 схемі подачі газоподібного палива показано, що в двигун внутрішнього згоряння зображеного як двигун 1, зі всмоктувального тракту 2 подається газоподібний паливо з паливного балона 3, проходячи через вентиль 4, електромагнітний клапан 5, та фільтр 6. Паливо після цього потрапляє в теплообмінник-випарник 7, та регулятор тиску 8 і далі рухається по розгалуженому паливопроводу. На кожному відгалуженні паливопроводу встановлені електромагнітні клапани, що позначені на схемі під позиціями 9-1, 9-2, 9-3, та 9-n із загальною чисельністю, що дорівнює числу відгалужень паливопроводу.

Керування витратою палива здійснюється завдяки електронному регулятору 10, до якого надходять електричні сигнали від датчика числа обертів колінчастого валу двигуна 11, датчика тиску у всмоктувальному тракті 12, датчика температури в згаданому тракті 13, а також датчика вихідного тиску палива з регулятора 14 і датчика температури на виході з дозуючих засобів 15. Вихідний командний сигнал з електронного регулятора витрати палива після обробки інформації згаданих датчиків надходять до дозуючих засобів, виконаних у вигляді електромагнітних клапанів.

В нашому випадку пропонується для реалізації зазначеного дискретного способу подачі газового палива, розділити номінальну циклову порцію палива на подачу через чотири дозуючі форсунки. Таким чином регулювання поточної витрати палива за допомогою чотирьох електромагнітних клапанів, в залежності від режим навантаження двигуна буде здійснюватись відповідним поєднанням їх спільної подачі.

Кількість сполучень (комбінації) дозуючі засобу встановлюється з рівняння:

$$N_i = 2^{n-1},$$

де N_i – кількість поєднань дозуючих засобів,

n – кількість дозуючих засобів.

При сумарній площі прохідного одночасно працюючих дозуючих засобів $f_{\text{заг}}$ забезпечує режим максимальної витрати палива для роботи двигуна на режимі номінальної потужності, а кожне дискретне дозування $f_{\text{дискр}}$ забезпечує роботу кожного поточного режиму навантаження.

Так для подачі палива що тут розглядається, кількість можливих поєднань становила 15, а дискретний ряд прохідних перетинів визначався з наступних рівнянь:

для першого відгалуження $f_{1\text{дискр}} = f_{\text{заг}} / 151$,

для другого відгалуження $f_{1\text{дискр}} = f_{\text{заг}} / 152$,

для третього відгалуження $f_{1\text{діскр}} = f_{\text{заг}} / 154$,

для четвертого відгалуження $f_{1\text{діскр}} = f_{\text{заг}} / 158$,

При розгалуженні трубопроводу на чотири потоки сума можливих дискретних сполучень дозуючих засобів складе 1 2 4 8.

Електричні сигнали датчиків, формують алгоритм роботи електронного регулятора, з наступним вироблення командного сигналу, що визначає величину необхідного прохідного перетину в форсунках, в залежності від режиму роботи двигуна.

Представлений спосіб подачі палива в ДВЗ реалізує принцип дроблення загального потоку палива на частини, з можливо максимальною точністю дозування і використання електромагнітних клапанів з мінімальною інерційністю рухомих елементів.

Такий прийом в пропонованому технічному рішенні зумовив використання електронного регулятора з можливістю безперешкодного реагування вищезгаданих пристроїв дозування під час процесу паливоподачі, а також забезпечив можливість поєднання в достатній комбінації одночасної дії електромагнітних клапанів для забезпечення необхідного оптимального прохідного перетину пристроїв дозування.

Таким чином, досягнута умова для досягнення швидкодії окремого дозувального пристрою, а також точність дозування при обмеженій тривалості процесу подачі палива. Пропоноване технічне рішення зумовило також подальший розвиток основної тенденції застосування електронних систем управління і елементів систем в розширенні кількості функцій управління.

Електронний регулятор поряд з функцією відстеження частоти такту подачі палива в усмоктувальний тракт в залежності від режиму роботи двигуна і параметрів тиску і температури здійснює додаткову функцію, а саме поєднує дії дозуючих засобів для забезпечення оптимального прохідного перетину в форсунках.

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		59

3.2 Розрахунок параметрів системи впорскування палива

3.2.1 Початкові параметри двигуна та елементів системи впуску

$P_e = 70$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$b_{e.H} = 0.114$ м³/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$l_0 = 27.02$ кг повітря / кг палива - теоретично необхідна кількість повітря;

$\alpha = 1.05$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$n_H = 5600$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання колінчастого валу;

$\tau = 4$ - тактність двигуна;

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

$\mu = 0.87$ - коефіцієнт витрати через прохідний отвір;

$i = 4$ - кількість форсунок для впорскування палива;

3.2.2 Розрахунок параметрів впорскування легкого палива

Визначимо основні вихідні параметри двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці (ЗШХ), для чого задаємо:

$\Delta n = 500$ - крок зміни частоти обертання колінчастого валу;

$n_{XX} = 500$ хв⁻¹ - мінімально стійка частота обертання колінчастого валу на холостому ході роботи

$n = n_{XX}, n_{XX} + \Delta n \dots n_H$ - діапазон зміни частоти обертання колінчастого валу

Ефективна потужність двигуна по ЗШХ, в кВт

$$P_e(n) = P_e \cdot \frac{n}{n_H} \cdot \left[1 + 1 \cdot \frac{n}{n_H} - \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right]$$

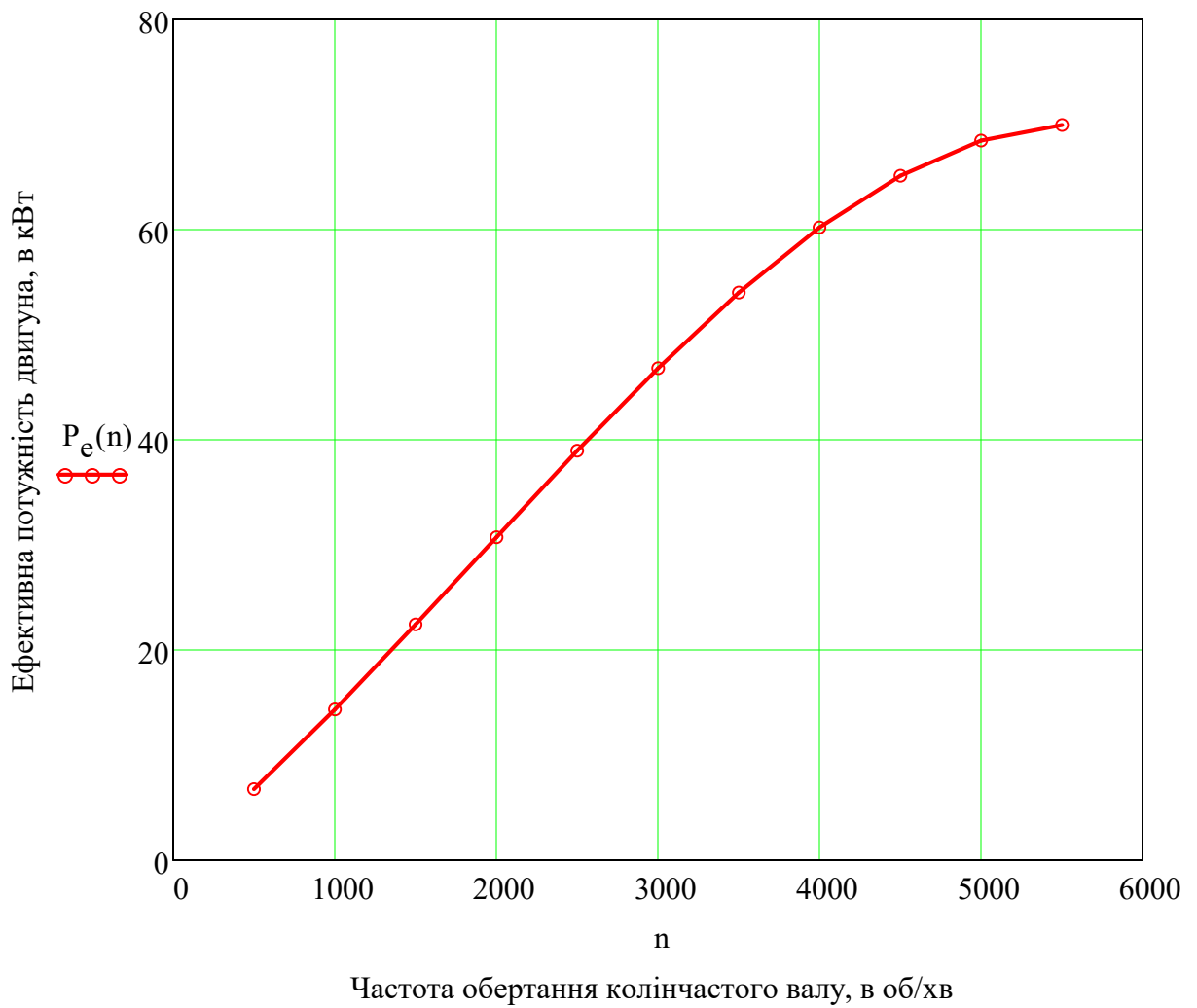
Результати розрахунку ефективної потужності по ЗШХ

$$P_e(500) = 6.758 \quad P_e(1000) = 14.334 \quad P_e(1500) = 22.427$$

$$P_e(2000) = 30.74 \quad P_e(2500) = 38.973 \quad P_e(3000) = 46.827$$

$$P_e(3500) = 54.004 \quad P_e(4000) = 60.204 \quad P_e(4500) = 65.129$$

$$P_e(5000) = 68.479 \quad P_e(5500) = 69.956 \quad P_e(5600) = 70$$

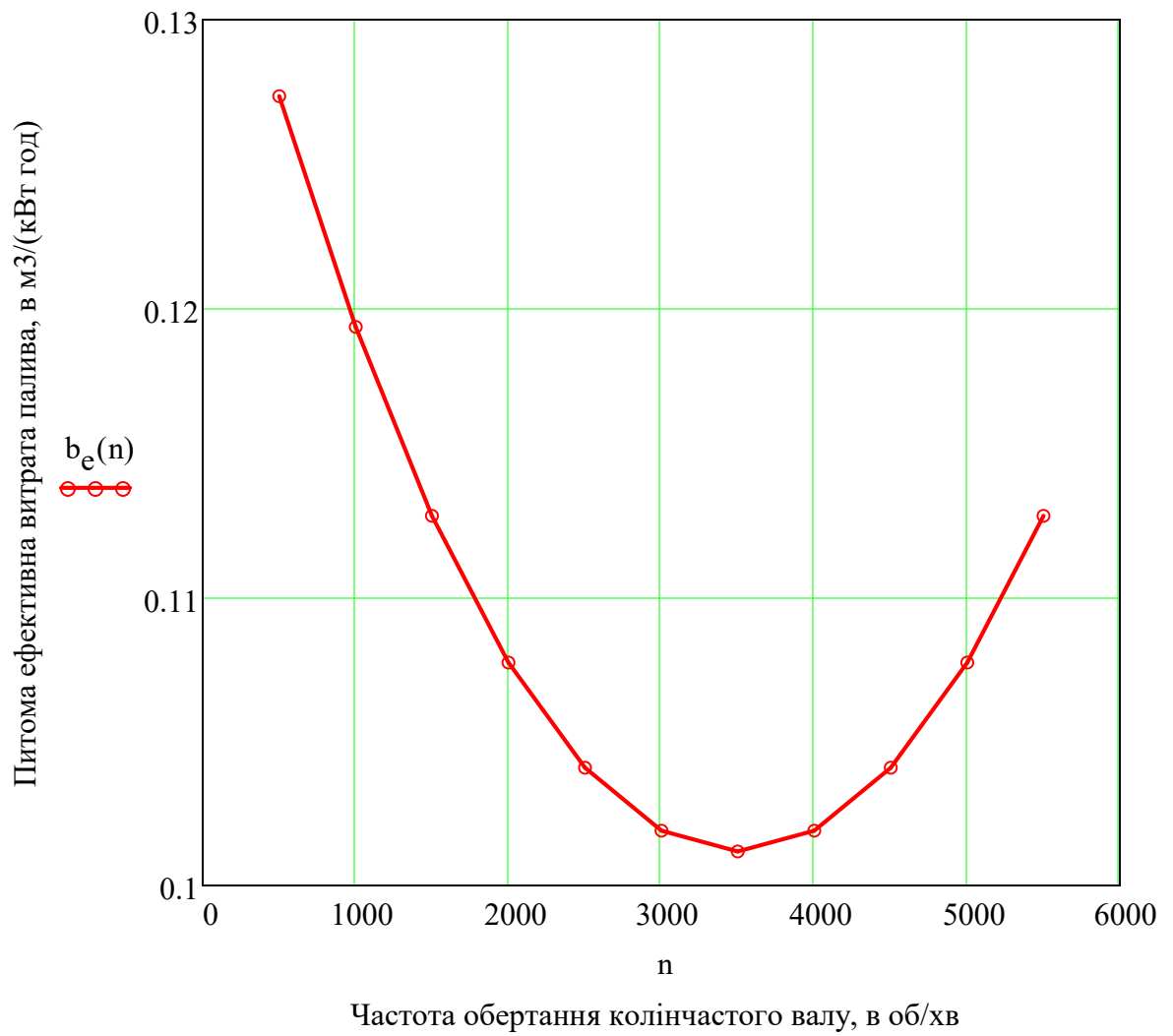


Питома ефективна витрата палива по ЗШХ, в $\text{м}^3/(\text{кВт год})$

$$b_e(n) = b_{e.H} \cdot \left[1.2 - 1 \cdot \frac{n}{n_H} + 0.8 \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right]$$

Результати розрахунку питомої ефективної витрати палива по ЗШХ

$b_e(500) = 0.127$	$b_e(1000) = 0.119$	$b_e(1500) = 0.113$
$b_e(2000) = 0.108$	$b_e(2500) = 0.104$	$b_e(3000) = 0.102$
$b_e(3500) = 0.101$	$b_e(4000) = 0.102$	$b_e(4500) = 0.104$
$b_e(5000) = 0.108$	$b_e(5500) = 0.113$	$b_e(5600) = 0.114$

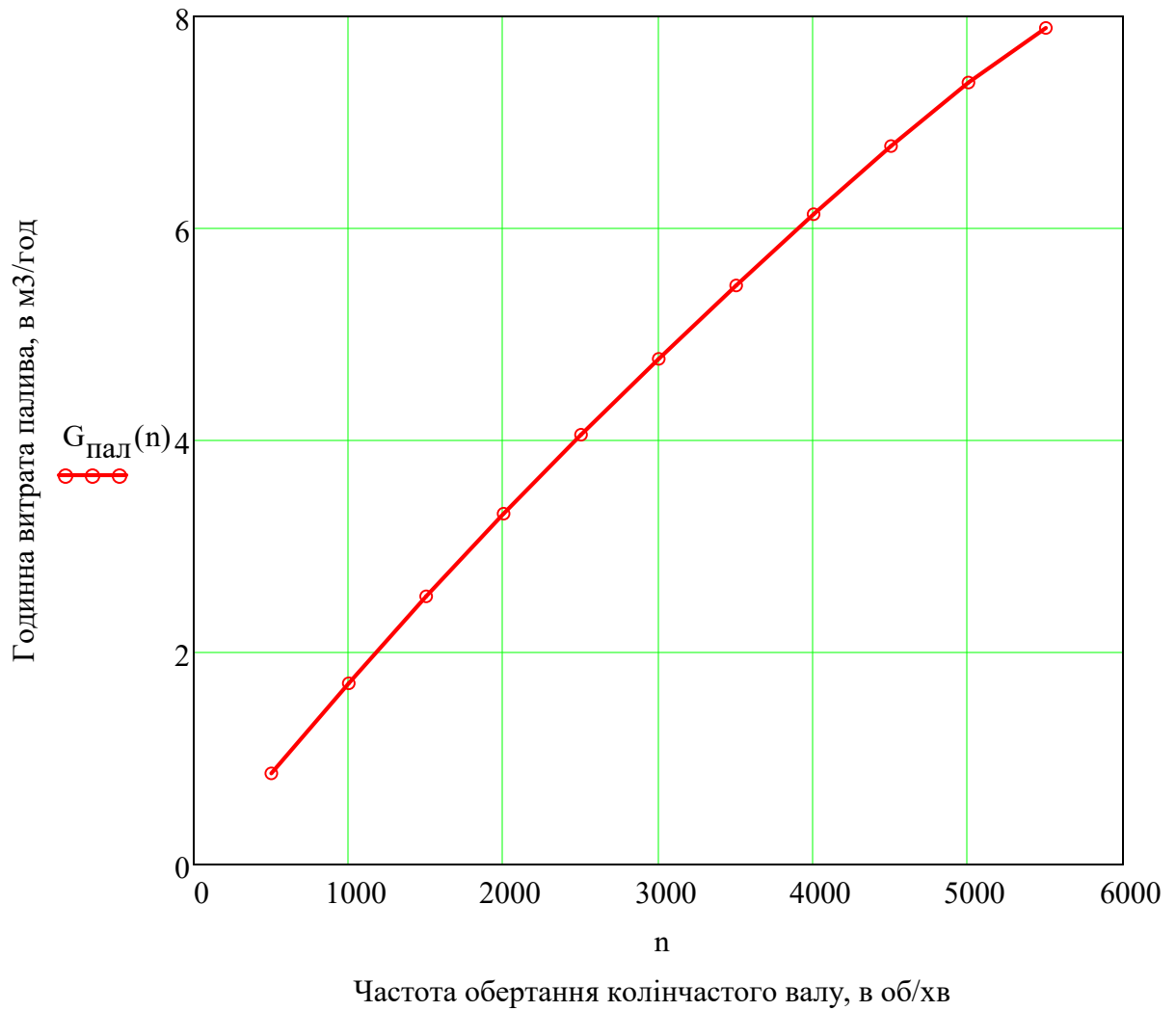


Визначимо годинну витрату палива через двигун в м³/год

$$G_{\text{пал}}(n) = P_e(n) \cdot b_e(n)$$

Результати розрахунку годинної витрати палива по ЗШХ

$G_{\text{пал}}(500) = 0.861$	$G_{\text{пал}}(1000) = 1.711$	$G_{\text{пал}}(1500) = 2.53$
$G_{\text{пал}}(2000) = 3.311$	$G_{\text{пал}}(2500) = 4.056$	$G_{\text{пал}}(3000) = 4.772$
$G_{\text{пал}}(3500) = 5.464$	$G_{\text{пал}}(4000) = 6.135$	$G_{\text{пал}}(4500) = 6.779$
$G_{\text{пал}}(5000) = 7.376$	$G_{\text{пал}}(5500) = 7.892$	$G_{\text{пал}}(5600) = 7.98$

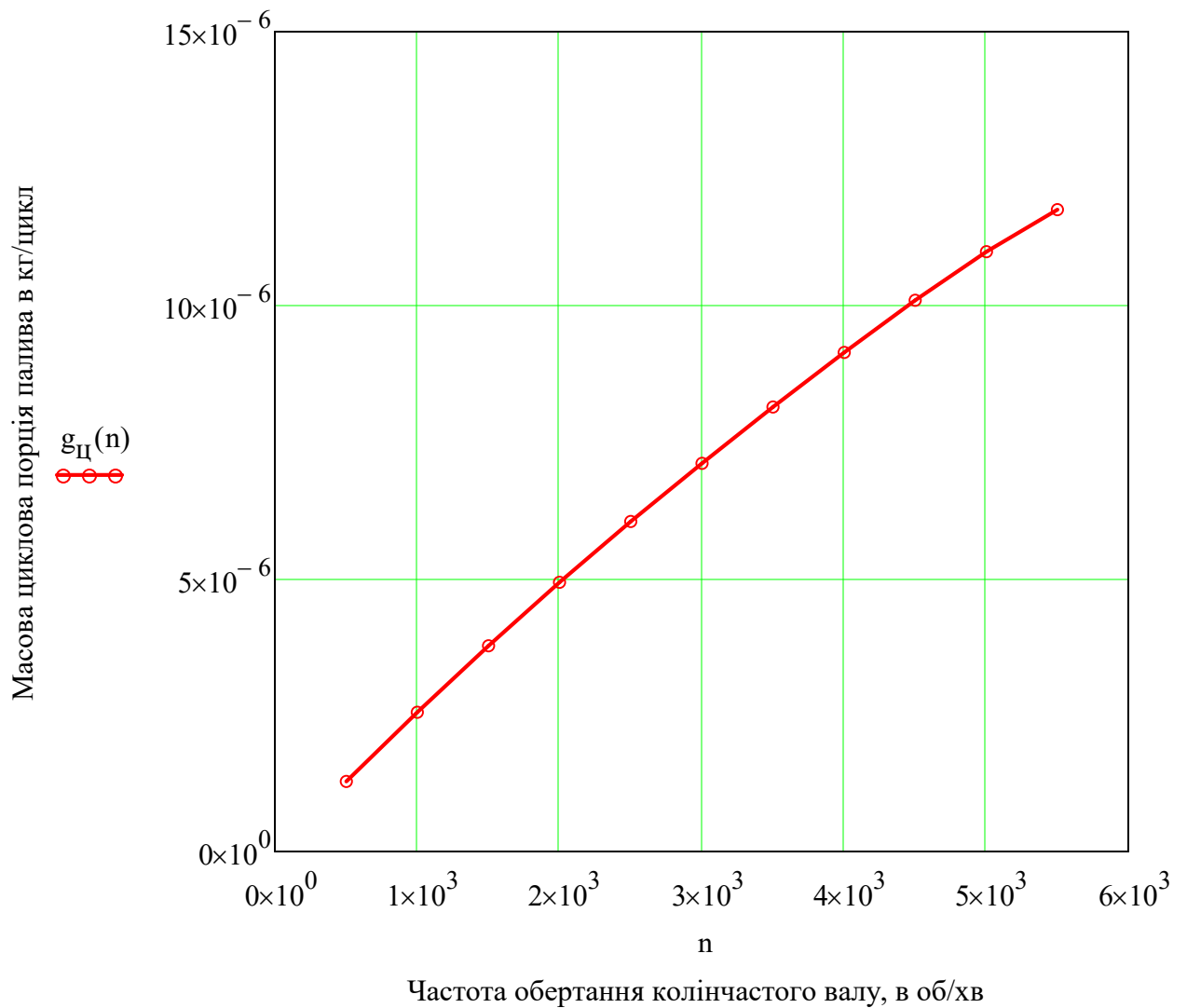


Визначимо масову циклову порцію палива в м³/цикл

$$g_{\text{ц}}(n) = \frac{G_{\text{пал}}(n) \cdot \tau}{120 \cdot n_{\text{н}} \cdot i}$$

Результати розрахунку масової циклової порції палива по ЗШХ

$$\begin{aligned} g_{\text{ц}}(500) &= 1.281 \times 10^{-6} & g_{\text{ц}}(1000) &= 2.546 \times 10^{-6} & g_{\text{ц}}(1500) &= 3.765 \times 10^{-6} \\ g_{\text{ц}}(2000) &= 4.927 \times 10^{-6} & g_{\text{ц}}(2500) &= 6.036 \times 10^{-6} & g_{\text{ц}}(3000) &= 7.101 \times 10^{-6} \\ g_{\text{ц}}(3500) &= 8.131 \times 10^{-6} & g_{\text{ц}}(4000) &= 9.129 \times 10^{-6} & g_{\text{ц}}(4500) &= 1.009 \times 10^{-5} \\ g_{\text{ц}}(5000) &= 1.098 \times 10^{-5} & g_{\text{ц}}(5500) &= 1.174 \times 10^{-5} & g_{\text{ц}}(5600) &= 1.188 \times 10^{-5} \end{aligned}$$



Визначимо газову сталу газового палива, в Дж/(кг К)

$$R_{\text{пал}} = R_{\text{пр}} \cdot r_{\text{пр}} + R_{\text{буТ}} \cdot r_{\text{буТ}}$$

де $r_{\text{пр}} = 0.54$ - доля пропана в газовому паливі;

$r_{\text{буТ}} = 0.46$ - доля бутана в газовому паливі;

$R_{\text{пр}} = 189$ Дж/(кг К) - газова стала пропана;

$R_{\text{буТ}} = 143$ Дж/(кг К) - газова стала бутана;

$$R_{\text{пал}} = R_{\text{пр}} \cdot r_{\text{пр}} + R_{\text{буТ}} \cdot r_{\text{буТ}} = 189 \cdot 0.54 + 143 \cdot 0.46 = 167.84$$

Визначимо густину газового палива, в кг/м³

$$\rho_{\text{пал}} = \frac{p_{\text{пал}}}{R_{\text{пал}} \cdot T_{\text{пал}}}$$

де $p_{\text{пал}} = 350000$ Па - тиск газового палива;

$T_{\text{пал}} = 293$ К - температура газового палива;

$$\rho_{\text{пал}} = \frac{p_{\text{пал}}}{R_{\text{пал}} \cdot T_{\text{пал}}} = \frac{350000}{167.84 \cdot 293} = 7.117$$

Визначимо швидкість впорскування палива, в м/с

$$w = \mu_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p \cdot 10^{-3}}{\rho_{\text{пал}}}}$$

де $p_{\text{впр}} = p_{\text{пал}} = 350000$ Па - тиск впорскування палива;

$\Delta p = p_{\text{впр}} - p_s = 350000 - 98000 = 252000$ Па - перепад тиску між каналом

підводу палива та порожниною впускного колектору

$$w_{\text{пал}} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p \cdot 10^{-3}}{\rho_{\text{пал}}}} = 0.87 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot 2.52 \times 10^5 \cdot 10^{-3}}{7.117}} = 22.931$$

Встановимо чисельний ряд, для четвертого рівня дискретизації

$$i = 1 \dots 4$$

Тоді ряд варіацій можна визначити по формулі:

$$N(i) = 2^{i-1}$$

$$N(1) = 1 \quad N(2) = 2 \quad N(3) = 4 \quad N(4) = 8$$

Визначимо ряд діаметрів сопел для впорскування, в м

$$d(i) = \sqrt{N(i)} \cdot d$$

де $d = 0.00015$ м - діаметр базового отвору дозування;

$$d(1) = 1.5 \times 10^{-4} \quad d(2) = 2.121 \times 10^{-4} \quad d(3) = 3 \times 10^{-4} \quad d(4) = 4.243 \times 10^{-4}$$

Визначимо ряд значень прохідних площ отворів сопел форсунок для впорскування газового палива, в м²

$$f(i) = \frac{\pi \cdot d(i)^2}{4}$$

$$f(1) = 1.767 \times 10^{-8} \quad f(2) = 3.534 \times 10^{-8}$$

$$f(3) = 7.069 \times 10^{-8} \quad f(4) = 1.414 \times 10^{-7}$$

Сумарна площа прохідних отворів сопел форсунок для впорскування, в м²

$$f_{\Sigma} = \sum \begin{pmatrix} f(1) \\ f(2) \\ f(3) \\ f(4) \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.767 \times 10^{-8} \\ 3.534 \times 10^{-8} \\ 7.069 \times 10^{-8} \\ 1.414 \times 10^{-7} \end{pmatrix} = 2.651 \times 10^{-7}$$

Визначимо витратні характеристики отворів сопел форсунок, з урахуванням послідовності комбінаторики їх включення

Представимо матрицю включення/виключення форсунок, в залежності від режиму навантаження (дозування) на двигун.

Порядок розташування стовпчиків відповідає режимам дозування, а порядок розташування рядків відповідає послідовності зміни прохідних отворів форсунок

Режими включення форсунок:

0 - режим виключення форсунки

1 - режим включення форсунки

$$M_{\text{вкл}}^T \rightarrow \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Визначимо витратні характеристики дескретного вприскування, з урахуванням послдовності комбінаторики включення, в м³/год

Вприскування для 0-го режиму навантаження (двигун вимкнений), не працює ні одна форсунка;

$$Q_0 = 0$$

Вприскування для 1-го режиму навантаження, працює 1-ша форсунка

$$Q_1 = \mu \cdot w_{\text{пал}} \cdot f(1) = 0.87 \cdot 22.931 \cdot 1.767 \times 10^{-8} = 3.525 \times 10^{-7}$$

Вприскування для 2-го режиму навантаження, працює 2-га форсунка

$$Q_2 = \mu \cdot w_{\text{пал}} \cdot f(2) = 0.87 \cdot 22.931 \cdot 3.534 \times 10^{-8} = 7.051 \times 10^{-7}$$

Вприскування для 3-го режиму навантаження, працюють одночасно 1-ша та 2-га форсунка

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 = 3.525 \times 10^{-7} + 7.051 \times 10^{-7} = 1.058 \times 10^{-6}$$

Вприскування для 4-го режиму навантаження, працює 3-тя форсунка

$$Q_4 = \mu \cdot w_{\text{пал}} \cdot f(4) = 0.87 \cdot 22.931 \cdot 1.414 \times 10^{-7} = 2.82 \times 10^{-6}$$

Вприскування для 5-го режиму навантаження, працюють одночасно 1-ша та 3-тя форсунка

$$Q_5 = Q_4 + Q_1 = 2.82 \times 10^{-6} + 3.525 \times 10^{-7} = 3.173 \times 10^{-6}$$

Вприскування для 6-го режиму навантаження, працюють одночасно 2-га та 3-тя форсунка

$$Q_6 = Q_4 + Q_2 = 2.82 \times 10^{-6} + 7.051 \times 10^{-7} = 3.525 \times 10^{-6}$$

Вприскування для 7-го режиму навантаження, працюють одночасно 1-ша, 2-га та 3-тя форсунка

$$Q_7 = Q_4 + Q_3 = 2.82 \times 10^{-6} + 1.058 \times 10^{-6} = 3.878 \times 10^{-6}$$

Вприскування для 8-го режиму навантаження, працює 4-га форсунка

$$Q_8 = \mu \cdot w_{\text{пал}} \cdot f(8) = 0.87 \cdot 22.931 \cdot 2.262 \times 10^{-6} = 4.513 \times 10^{-5}$$

Вприскування для 9-го режиму навантаження,
працюють одночасно 1-ша, та 4-та форсунка

$$Q_9 = Q_8 + Q_1 = 4.513 \times 10^{-5} + 3.525 \times 10^{-7} = 4.548 \times 10^{-5}$$

Вприскування для 10-го режиму навантаження,
працюють одночасно 2-га, та 4-та форсунка

$$Q_{10} = Q_8 + Q_2 = 4.513 \times 10^{-5} + 7.051 \times 10^{-7} = 4.583 \times 10^{-5}$$

Вприскування для 11-го режиму навантаження,
працюють одночасно 1-ша, 2-га, та 4-та форсунка

$$Q_{11} = \sum \begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_8 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 3.525 \times 10^{-7} \\ 7.051 \times 10^{-7} \\ 4.513 \times 10^{-5} \end{pmatrix} = 4.618 \times 10^{-5}$$

Вприскування для 12-го режиму навантаження,
працюють одночасно 3-тя, та 4-та форсунка

$$Q_{12} = Q_8 + Q_4 = 4.513 \times 10^{-5} + 2.82 \times 10^{-6} = 4.795 \times 10^{-5}$$

Вприскування для 13-го режиму навантаження,
працюють одночасно 1-ша, 3-тя, та 4-та форсунка

$$Q_{13} = \sum \begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_4 \\ Q_8 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 3.525 \times 10^{-7} \\ 2.82 \times 10^{-6} \\ 4.513 \times 10^{-5} \end{pmatrix} = 4.83 \times 10^{-5}$$

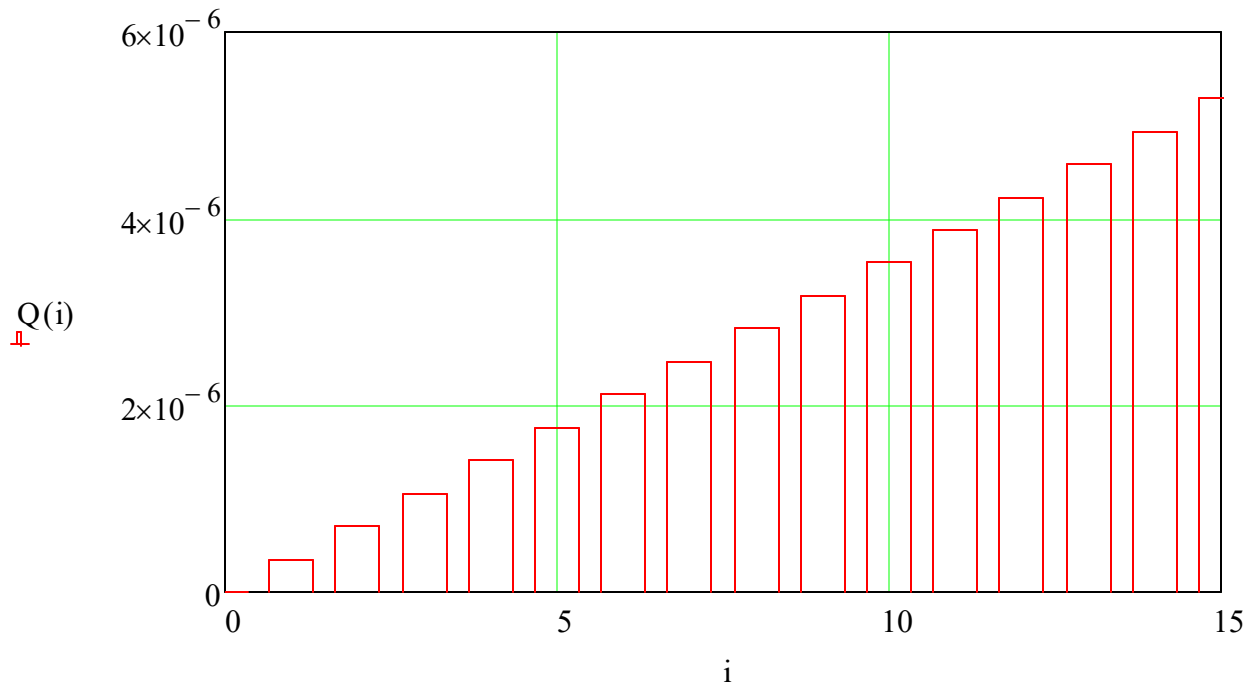
Вприскування для 14-го режиму навантаження,
працюють одночасно 2-га, 3-тя, та 4-та форсунка

$$Q_{14} = \sum \begin{pmatrix} Q_2 \\ Q_4 \\ Q_8 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 7.051 \times 10^{-7} \\ 2.82 \times 10^{-6} \\ 4.513 \times 10^{-5} \end{pmatrix} = 4.865 \times 10^{-5}$$

Вприскування для 15-го режиму навантаження (номіальної потужності), працюють одночасно 1-ша, 2-га, 3-тя, та 4-та форсунка

$$Q_{15} = \sum \begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_4 \\ Q_8 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 3.525 \times 10^{-7} \\ 7.051 \times 10^{-7} \\ 2.82 \times 10^{-6} \\ 4.513 \times 10^{-5} \end{pmatrix} = 4.9 \times 10^{-5}$$

Зведений графік дискретного вприскування газового палива



Загальна циклова витрата палива на номіальному режимі складає:

$$g_{ц.заг} = i_{ц} \cdot g_{ц}$$

де $i_{ц} = 4$ - кількість циліндрів двигуна;

$$g_{ц.заг} = i_{ц} \cdot g_{ц}(5600) = 4 \cdot 1.188 \times 10^{-5} = 4.75 \times 10^{-5}$$

Похибка між теоретично необхідною та заданою системою витратою палива, в м³/цикл

$$\delta Q = \frac{|g_{ц.заг} - Q_{15}|}{Q_{15}} \cdot 100 = \frac{|4.75 \times 10^{-5} - 4.9 \times 10^{-5}|}{4.9 \times 10^{-5}} \cdot 100 = 3.067$$

Отримане в результаті значення не виходить за межі допустимої похибки у 5%

3.3 Висновки по розділу

В даному розділі було запропоноване оригінальне конструкторське рішення для системи подачі газового палива, що базується на дискретизації подачі палива. Проведені в ході проектування розрахунки підтвердили доцільність застосування системи. Залишаються питання щодо синхронізації роботи форсунок, але це питання пов'язані з проектуванням електронної керуючої частини системи, і в даній роботі вони не розглядалися. Згідно отриманих результатів було отримано циклову порцію малої розмірності для любого режиму навантаження двигуна. Причому достатня величина прохідного перерізу дозуючого отвору суттєво знижає динамічні навантаження на рухомі елементи форсунки.

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

4 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З БЕЗПЕКИ ПРАЦІ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ.

4.1 Загальні положення.

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

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

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

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

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

Задача збереження навколишнього середовища полягає в тому, щоб не перевищити допустимий рівень забруднення. Ця задача може визначатися в основному за двома напрямками:

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

4.2 Забруднення навколишнього середовища, при експлуатації ДВЗ.

4.2.1 Фактори шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

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

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

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

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

Склад, кількість і властивості відпрацьованих газів визначаються сортом палива й мастил, конструкцією двигуна, умовами експлуатації та багатьма іншими факторами. Основними компонентами вихлопних газів є азот (N), двоокис вуглецю (CO₂) і водяні пари (H₂O), що є нешкідливими для навколишнього середовища. Основної шкоди природі завдають вторинні компоненти. Шкідливі викиди складають приблизно 1- 2 % від вихлопних газів.

Вони складаються з окису вуглецю (CO), окисів азоту (NO_x) і вуглеводів (HC). Ці речовини завдають значної шкоди навколишньому середовищу в цілому і людині зокрема, а також є основними шкідливими факторами, що виникають при експлуатації автомобіля. У зв'язку з цим основні заходи щодо охорони навколишнього середовища повинні бути спрямовані на ліквідацію саме цих факторів.

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

4.2.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 70$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.114$ м³/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.05$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 27.02$ кмоль пов/кмоль пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в м³/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.114 \cdot 70 \cdot 1.05 \cdot 27.02 = 226.401$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{226.401}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.05 \cdot 27.02} \right) = 0.065$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

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

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

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.065}{0.495} = 0.132$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в $\text{м}^3/(\text{кВт год})$,

$$g_{\text{CO}} = b_e \cdot e_{\text{m.CO.бд}} = 0.114 \cdot 369 = 42.066$$

Масовий секундний викид чадного газу, в $\text{м}^3/\text{с}$

$$m_{\text{CO.c}} = \frac{g_{\text{CO}} \cdot P_{\text{екс}}}{3600} = \frac{42.066 \cdot 70}{3600} = 0.818$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в $\text{м}^3/(\text{кВт год})$

$$g_{\text{NOx}} = b_e \cdot e_{\text{m.NOx.бд}} = 0.114 \cdot 21 = 2.394$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в $\text{м}^3/\text{с}$

$$m_{\text{NOx.c}} = \frac{g_{\text{NOx}} \cdot P_{\text{екс}}}{3600} = \frac{2.394 \cdot 70}{3600} = 0.047$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в $\text{м}^3/(\text{кВт год})$

$$g_{\text{CH}} = b_e \cdot e_{\text{m.CH.бд}} = 0.114 \cdot 30 = 3.42$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в $\text{м}^3/\text{с}$

$$m_{\text{CH.c}} = \frac{g_{\text{CH}} \cdot P_{\text{екс}}}{3600} = \frac{3.42 \cdot 70}{3.6 \times 10^3} = 0.067$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,
в $\text{м}^3/(\text{кВт год})$

$$g_{\text{SO2}} = b_e \cdot e_{\text{m.SO2.бд}} = 0.114 \cdot 1.5 = 0.171$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в $\text{м}^3/\text{с}$

$$m_{\text{SO2.c}} = \frac{g_{\text{SO2}} \cdot P_{\text{екс}}}{3600} = \frac{0.171 \cdot 70}{3.6 \times 10^3} = 3.325 \times 10^{-3}$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в $\text{м}^3/(\text{кВт год})$

$$g_{\text{C}} = b_e \cdot e_{\text{m.C.бд}} = 0.114 \cdot 1.5 = 0.171$$

Масовий секундний викид сажі, в $\text{м}^3/\text{с}$

$$m_{\text{C.c}} = \frac{g_{\text{C}} \cdot P_{\text{екс}}}{3600} = \frac{0.171 \cdot 70}{3.6 \times 10^3} = 3.325 \times 10^{-3}$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в м³/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.818 \\ 0.047 \\ 0.067 \\ 3.325 \times 10^{-3} \\ 3.325 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 0.938$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %
- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.818}{0.938} = 0.872 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 87.234$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.047}{0.938} = 0.05 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 4.965$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.067}{0.938} = 0.071 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 7.092$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.003}{0.938} = 0.004 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 0.355$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.003}{0.938} = 0.004 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 0.355$$

4.2.3 Заходи щодо забезпечення захисту навколишнього середовища.

Є три способи, за допомогою яких можна впливати на токсичні викиди газового двигуна.

По-перше, за допомогою зміни конструкції основних елементів двигуна, що беруть участь у сумішоутворенні:

- застосування альтернативних способів зовнішнього сумішоутворення,
- оптимізація камери згоряння,
- зміна форми поршня.

По-друге, використовуючи корегування сумішоутворення.

По-третє, за допомогою наступної обробки вихлопних газів після їхнього виходу з двигуна.

Використання впорску газового палива замість карбюратора дозволяє знизити вміст окису вуглецю в випускних газах з 4,4 % до 1%.

Вміст незгорілих вуглеводів знижується в 3,5 рази. Ще одним фактором зниження забруднення атмосфери є вимикання подачі палива до циліндрів при русі накатом і гальмуванні двигуном.

Такі режими складають близько 18-25% часу автомобіля. Запропонована система взагалі виключає викид вихлопних газів на таких режимах. Система також не містить карбюратор, що є джерелом випаровування палива в атмосферу.

Значно знизити вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах дозволяє вдосконалення робочого процесу, проте на перехідних режимах роботи двигуна досить важко витримати невеликий вміст шкідливих викидів у вихлопних газах.

Крім того, існує проблема суперечливості значень концентрацій CO і HC у порівнянні з концентрацією NO_x.

Коли концентрація CO і HC збільшується, концентрація NO_x зменшується і навпаки.

Тому, для більш ефективного зниження шкідливих викидів в атмосферу, застосовується обробка вихлопних газів після їхнього виходу з двигуна.

Існує декілька видів обробки вихлопних газів:

1) Термічна – основана на догоранні продуктів неповного згорання, тобто додаткового окислювання CO і CH у кінцеві продукти CO₂ і H₂O, а також SO₂ і SO₃. Нейтралізація вмісту окисів азоту у вихлопних газах при цьому способі не знижується.

2) Рідинна – основана на розчиненні й хімічному зв'язуванні токсичних компонентів вихлопних газів при їхньому контакті з рідиною відповідного складу. Крім свого основного призначення, рідинні нейтралізатори погашають розпечені, тверді частки відпрацьованих газів і глушать шум вихлопу. Однак вона в основному застосовується на великогабаритних дизельних двигунах.

3) Каталітична – нейтралізація, при якій відбувається догорання CO і HC, а також перетворення окисів азоту (NO_x) у вихідні речовини O₂ і N₂.

Використання каталітичної нейтралізації прискорює процес окислювально-відновних реакції за рахунок дії каталізаторів, переважно благородних металів (платина, радій, паладій), а також окисів металів (мідь, нікель, хром, залізо та ін.).

Так як свинець погіршує каталітичні властивості благородних металів, нейтралізатори, засновані на цьому способі, можуть використовуватися тільки з не етилованим бензином.

Однак каталітичне догорання є набагато більш ефективним, ніж просто термічне догорання газів у палаючому полум'ї.

При використанні каталітичного перетворювача 90% токсичних речовин, що містяться у вихлопних газах, можна перетворити в нешкідливі з'єднання.

Отже можна зробити висновок, що на проектуваному двигуні доцільно буде застосовувати саме цей спосіб обробки вихлопних газів.

4.3 Охорона праці при експлуатації та обслуговуванні двигуна.

4.3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

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

- пари палива й масла, що проникають в організм людини, здійснюють подразнююче дію і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.
- опіки, що виникають внаслідок контакту відкритих поверхонь шкіри людини з відкритими частинами двигуна, що мають високу температуру (випускний колектор, глушник).
- шум, що виникає внаслідок аеро- та гідродинамічного руху потоків газів та рідин, наявності механічного тертя між контактними поверхнями деталей, та внаслідок особливостей протікання робочого циклу двигуна.
- вібрація, що виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ.

4.3.2 Заходи з охорони праці під час експлуатації та обслуговування двигуна

Згідно СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 . При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та масла, тому виробниче приміщення обов'язково повинно мати систему вентиляції.

Для запобігання опіків робітниками треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій, що дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		78

бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

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

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм під виконання робіт з обслуговування або ремонту є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном.

Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

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

Одним з найбільш ефективних способів зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Крім того при роботі в закритому приміщенні де встановлено дизельний двигун, або в приміщенні де здійснюється його ремонт, робітників підстерігають такі небезпеки та шкідливі фактори як:

- пожежна небезпека, причиною якої є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

- електробезпека, що виникає внаслідок порушення правил монтажу та експлуатації електрообладнання, недотримання технічних умов експлуатації та зберігання.

- недостатнє освітлення як наслідок зношення, виходу з ладу або неправильного вибору освітлювального обладнання.

- а також недостатньо ефективна вентиляція.

4.3.3 Розрахунок рівня шуму проектового двигуна

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

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $n_H = 5600 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 2500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 70 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(5.6 \times 10^3 + 70^{0.55}) = 37.49$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{2.5 \times 10^3}{5.6 \times 10^3}\right) = -10.507$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 37.49 + -10.507 = 80.982$$

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

4.3.4 Розрахунок рівня вібрації проектового двигуна

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

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $m = 155$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{5.6 \times 10^3}{60} = 93.333 \text{ Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m}\right) = 5.6 \times 10^3 \cdot 70^{0.55} \cdot \frac{1 + 70}{155} = 2.654 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{2.5 \times 10^3}{5.6 \times 10^3}\right) = -10.507$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{5.6 \times 10^3}\right)^3 \cdot \frac{155}{70} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{2.654 \times 10^4}{1} + -10.507\right) = 88.237$$

4.4 Висновки по розділу

Треба відмітити що викиди відпрацьованих газів мають доволі негативний вплив на навколишнє середовище. Присутні в у відпрацьованих газах шкідливі компоненти відносяться як до небезпечного класу, так і до особливо небезпечного класу. Але враховуючи що дані компоненти отримані внаслідок згоряння газового палива, то їх кількісний вміст значно менше ніж у бензинового двигуна. Зважаючи на це є необхідність у застосуванні заходів щодо знешкодження їх шкідливого впливу.

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

ВИСНОВОК

Поставлене в ході даної кваліфікаційної роботи завдання – підвищення ефективності роботи чотиритактного газового автомобільного двигуна потужністю 70 кВт, на базі двигуна-прототипу 4Ч 8,2/7,1, за рахунок вдосконалення системи подачі газу, можна вважати повністю виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі номінальна ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 70,2$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,25%). При цьому дане значення не виходить за межі допустимої похибки розрахунку вихідної потужності у 5%.

На основі результатів розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна, було побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграму та обчислено величини сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі. Результати розрахунку параметрів робочого циклу дали можливість визначити значення складових зовнішнього теплового балансу.

Спеціальна частина дипломного проекту була направлена на проектування дискретної системи подачі газового палива. Запропонована схема подачі газового палива забезпечила необхідну витрату палива із високою точністю дозування по всій зовнішній швидкісній характеристиці. Чотири форсунки працюючих по системі центрального впорскування забезпечують потрібну циклову порцію в залежності від режиму навантаження двигуна. Можливість дроблення циклової порції дає значні переваги під час подачі та дозування палива. Запропонована система значно знижує динамічні навантаження рухомих ланок інжектора тим самим збільшує довговічність та надійність його роботи. форсунок.

Для проектного двигуна розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища від шкідливих факторів, та визначено кількість токсичних компонентів на виході з проектного двигуна. Запропоновано шляхи для зниження їх шкідливого впливу. Розглянуто вплив різних шкідливих факторів на людину під час експлуатації та ремонту двигуна, та розраховано величини рівнів шумності та вібрації для проектного двигуна.

					ПФ НУК 142.54.21.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		82

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ – 36 с.

2. 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. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.

4. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждбаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.

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