

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

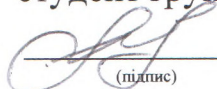
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 110 кВт,
який працює на суміші дизельного палива та соняшникової олії.

Прототип 6 ЧН 13/11,5.

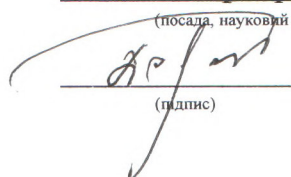
Виконав:

студент групи 41-ЕМ-21з

 **Гусиниця В.М.**
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)
 **Доценко С.М.**
(підпис)

Первомайськ - 2025р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Гусиниці Вадиму Миколайовичу

1. Тема роботи: Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 110 кВт, який працює на суміші дизельного палива та соняшникової олії.
Прототип 6 ЧН 13/11,5.

Керівник роботи Доценко С.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року № 24

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6 ЧН 13/11,5 номінальною потужністю 100 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).
Вступ. 1. Опис двигуна. 2. Конструкторський розділ. 3. Визначення ефективності використання суміші дизельного палива та соняшникової олії. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ЧН 13/11,5 (поперечний переріз). 2. Двигун 6ЧН 13/11,5 (повздовжний переріз). 3. Графіки залежностей впливу виду палива на ефективні показники. 4. Графіки залежностей впливу виду палива на екологічні показники двигуна.

6. Консультанти роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «6» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

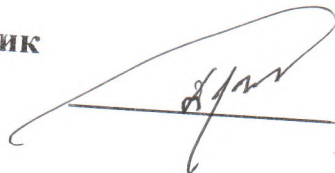
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітки
1	Вступ.		
2	Загальний розділ.	24.02.2025	
3	Конструкторський розділ.	10.03.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	31.03.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	14.04.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	28.04.2025	
		12.05.2025	

Студент



Гусиниця В.М.

Керівник
роботи



Доценко С.М.

Анотація

Метою та завданням кваліфікаційної роботи є визначення ефективних та екологічних показників при роботі дизельного двигуна 6 ЧН 13/11,5 на суміші дизельного палива та соняшникової олії. Виходячи з результатів робочого процесу робимо наступні висновки:

1. Ефективна потужність двигуна при роботі на суміші дизельного палива з добавкою 10% соняшникової олії зменшилася на 2%. Зменшення потужності пов'язано зі зменшенням найнижчої теплоти згорання суміші.

2. Питома індикаторна витрата палива при роботі на суміші збільшилася на 1,5 %. Збільшення індикаторної витрати палива також пов'язано зі зменшенням найнижчої теплоти згорання суміші палив.

3. Дослідження екологічних показників при роботі на суміші показало, що зменшення кількості продуктів свіжого заряду і продуктів згорання виключно залежить від фракційного складу суміші палива.

Ключові слова: дизельний двигун, суміш дизельного палива та соняшникової олії, питома ефективна витрата палива.

Abstract

The purpose and task of the qualification work is to determine the effective and environmentally friendly performance of the 6 CHN 13/11.5 diesel engine on a mixture of diesel fuel and sunflower oil. Based on the results workflow We draw the following conclusions:

1. Efficient power Engine When working on a mixture of diesel fuel with the addition of 10% sunflower oil, it decreased by 2%. The decrease in power is associated with a decrease in the lowest heat of combustion of the mixture.

2. The specific indicator fuel consumption when working on the mixture increased by 1.5%. An increase in indicator fuel consumption is also associated with a decrease in the lowest calorific value of the fuel mixture.

3. The study of environmental indicators when working on the mixture showed that the decrease in the amount of fresh charge products and combustion products depends solely on the fractional composition of the fuel mixture.

Keywords: diesel engine, a mixture of diesel fuel and sunflower oil, specific effective fuel consumption.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА	8
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	8
1.2 Опис конструкції проектного двигуна	9
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	16
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу	16
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна на суміші палива	19
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	29
2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна	38
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	44
РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА	51
3.1 Обґрунтування вибору альтернативного біологічного палива	51
3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на суміші дизельного палива та соняшникової олії	52
3.3 Дослідження екологічних показників двигуна при роботі на суміші палива	55
Висновок	56

					ПННІ НУК 142.41.25.04. ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів
Розробив		Гусиниця В.М								
Перевірив		Доценко С.М							З	
								41-ЕМ-21з		
Н. контр.		Доценко С.М								
Затвердив		Нестеренко ВВ								

**РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО
СЕРЕДОВИЩА** 57

4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища 57

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених
спроектованим двигуном 58

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів 61

ВИСНОВКИ 65

ЛІТЕРАТУРА 67

ДОДАТКИ

- | | |
|---|-----------|
| 1. Повздовжній переріз двигуна | СК Ф-А 1 |
| 2. Поперечний переріз двигуна | СК Ф-А 1 |
| 3. Графіки впливу виду палива на ефективні показники | ГЗ 1 Ф-А1 |
| 4. Графіки впливу виду палива на екологічні показники | ГЗ 2 Ф-А1 |
| 5. Специфікація двигуна Ф-А 4 | |

ВСТУП

Загальна потужність поршневих двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) становить 60-65% всіх електроустановок світової енергетики. Такий високий відсоток обумовлений багатьма перевагами ДВЗ перед іншими енергетичними установками, серед яких: компактність, високий коефіцієнт корисної дії, автономність, надійність та доведеність. Але, не дивлячись на свої переваги, вони мають також ряд недоліків, головними з яких шкідливий вплив відпрацьованих газів на навколишнє середовище і організм людини. Екологічні вимоги до двигуна змушують виробників знижувати найважливіші показники, такі як потужність, крутний момент і навіть коефіцієнт корисної дії з метою зменшення токсичних викидів[1].

На сьогоднішній день дизельні двигуни застосовуються на всіх видах транспорту. Причиною цього є те, що двигуни, що працюють на дизельному паливі, виходять більш дешевими, ніж бензинові, через більшу паливну економічність. Однак дизельні двигуни не завжди задовольняють зростаючим нормам до викидів відпрацьованих газів в навколишнє середовище. На склад вихлопних газів впливає велика кількість чинників, такі як: тип двигуна, режим роботи, умови навколишнього середовища, якість палива та параметри його впорскування [2].

З усього вище сказаного, щодо зниження викидів відпрацьованих газів дизельних двигунів найбільш раціональним буде доведення робочого процесу, через вибір альтернативного палива, що є на сьогодні актуальним завданням. Одним із варіантів альтернативного палива для дизельних двигунів є біопаливо [3-6].

Біопаливо – альтернативний вид палива, який отримують в результаті переробки тваринної або рослинної сировини, а також органічних промислових відходів і продуктів життєдіяльності. Альтернативна енергетика розглядає біопаливо як варіант заміни традиційного – вугілля, нафти, природного газу і т.д.

Біопаливо відноситься до поновлюваних видів енергії, його основна перевага – екологічність, а сучасні методи виробництва дозволяють отримувати такі зразки палива, які за своїми характеристиками і вартістю перевершують традиційні зразки [7,8].

Залежно від агрегатного стану, розрізняють три види біопалива:

- рідке – біоетанол і біодизель (їх виробництво стає дедалі більше, вони використовуються в якості заміни мінерального палива – бензину і дизельного палива – для двигунів внутрішнього згорання), диметилевий ефір, біометанол.

- тверде – дрова, дерев'яні гранули (можуть вироблятися з дрібних гілок, тирси, кори дерев, трісок та інших відходів обробки деревини) і пелети (їх отримують з соломи, лушпиння насіння, шкаралупи горіхів і т.д.)

- газоподібне – біогаз, метан і біоводень, одержувані як результат процесу природного розкладання різних органічних речовин – метанового бродіння.

Залежно від вихідного матеріалу, що використовується для виробництва, біологічне паливо поділяють на кілька поколінь:

- біопаливо першого покоління – його отримують, використовуючи традиційні технології з рослинних і тваринних жирів, а також крохмалю і цукру. Здебільшого джерела сировини відносяться до продуктової групи, що викликає хвилю критики, так як виробництво біопалива скорочує кількість продуктів і викликає зростання їх вартості. Інший недолік – такий вид біопалива достатньо дорогий, для його виробництва потрібна додаткова підтримка (субсидування) держави;

- біопаливо другого покоління – для його виробництва використовується біомаса, що складається з нехарчових або залишкових частин рослин: лушпиння, листя, стебла, а також деревна стружка, м'якоть овочів і фруктів, що залишається після віджимання соку;

- біопаливо третього покоління – перспективна технологія, що дозволяє отримувати дешеве біопаливо після переробки водоростей. Водорості – високопродуктивне і одночасно – дешева сировина. З одного гектара водоростей можна отримати в 30 разів більше енергії, ніж з гектара сої. Проблемним є питання відведення площ, на яких буде проводитися вирощування водоростей у промислових масштабах.

Метою та завданням роботи є визначення ефективних, економічних та екологічних показників при роботі дизельного двигуна на суміші дизельного палива та соняшникової олії, а також буде порівняння його роботи зі стандартною роботою на дизельному паливі.

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Двигуни серії СМД розпочали випускати на заводі «Серп та Молот», що знаходиться в Харкові в 1958 році. Серійне виробництво дизельних ДВЗ СМД було призначено для використання на різноманітних видах сільськогосподарської техніки а саме таких як: тракторів – Т150, Т153, Т157, комбайнів. Не дивлячись на те, що ці двигуни випускались доволі ранні роки, вони мають високу надійність при експлуатації. Надійність двигуна закладена в оригінальних конструктивних рішеннях які в сучасних умовах забезпечують достатній запас експлуатаційної надійності для даних двигунів.

Технічне обслуговування дизельних двигунів СМД 60 зводиться до постійного нагляду за його роботою та в регулярному проведенню регламентних робіт які написанні в інструкції по його експлуатації. Перелік робіт які проводяться при кожному виду технічного обслуговування приведенні в інструкції по експлуатації двигуна. При цьому роботи які вимагають розборку дизельного двигуна, необхідно проводити тільки в закритому приміщенні.

Тільки при виконанні даних умов виробник гарантує надійну роботу силового агрегату та збереження його характеристик на протязі всього терміну експлуатації.

1.2 Опис конструкції проектного двигуна

Технічна характеристика

Потужність експлуатаційна, кВт :	110
Число обертів колінчатого валу, хв.^{-1} :	
номінальне	2000
максимальна	2180
мінімальна	800
Кількість циліндрів	6
Розташування циліндрів	V- подібне
Напрямок обертання колінчатого валу (зі сторони вентилятора)	правий
Діаметр циліндра (номінальний), мм	130
Хід поршня, мм	115
Робочий об'єм циліндрів (номінальний), л	9,15
Питома витрата палива при номінальній потужності, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	245
Відносна витрата мастила на угар від витрати палива, %	0,5
Габаритні розміри двигуна, мм :	
довжина	1348
ширина	989
висота	1132
Маса двигуна, кг	955

За прототип взято дизельний двигун 6 ЧН 13/11,5 (СМД-60), який випускається Харківським заводом тракторних двигунів. Двигун використовують в якості силового агрегату, який призначений для експлуатації в районах з помірним кліматом. Встановлюється, як базовий на сільськогосподарський гусеничний трактор Т-150, Т-153 та лісгосподарський трактор Т-157. Тип

двигуна: комбінований шестициліндровий двигун виконаний по схемі з газовим зв'язком і складається з поршневого двигуна — дизеля і турбокомпресора ТКР-ПН-1.

Блок-картер 1 двигуна з таким розташуванням циліндрів має достатньо високу жорсткість, проте в даному двигуні прийнятий ряд додаткових конструктивних заходів для її підвищення. Кришки корінних підшипників, окрім звичного кріплення двома шпильками, стягнуті з обох боків з стінками блок-картера поперечними гвинтами, що істотно зменшує деформацію і спотворення форми опор колінчастого валу. Поперечні перегородки чавунного блок-картера, посилені ребрами жорсткості, проходять по всій висоті і зв'язують верхні і нижні плити і стінки блоку, утворюючи коробчасті відсіки. Додаткову жорсткість додає горизонтальна стінка, що сполучає верхні грані обох рядів циліндрів.

Гільза циліндра 2 — чавунна, мокрого типу кріпиться по верхньому упорному бурту. Внутрішня поверхня гільз загартована СВЧ та оброблена методом рівно вершинного хонінгування з механічною обробкою. Ущільнення водяної порожнини в сполученні гільзи з блоком здійснюється двома гумовими кільцями, надітими на гільзу.

Впускний ресивер є відокремленим горизонтальною стінкою простором між рядами циліндрів. Повітря поступає у всі циліндри через відлиті в головці циліндрів впускних клапанів з поворотом під кутом 180° . Головка циліндрів, єдина для трьох циліндрів одного ряду, має внаслідок цього збільшені ширину і масу. Застосування на двигуні ресивера впускання великого об'єму покращує наповнення циліндрів і помітно підвищує рівномірність їх наповнення. Головка циліндрів представляє собою чавунну відливку. В ній виконані впускні та випускні канали, які закриваються клапанами. Головка циліндрів взаємозамінна для лівого та правого блоків.

Система наддуву — імпульсна; на її ефективність значною мірою впливають діаметр і довжина випускних трубопроводів. Розміщення

турбокомпресора 8 в блоці циліндрів і вдале конструктивне рішення випускної системи дозволили зробити випускні трубопроводи дуже короткими, внаслідок чого зменшилися втрати енергії при перетіканні випускних газів з циліндра в турбіну що підвищило потужність турбіни.

З цією ж метою випускні гази від трьох циліндрів кожного ряду підведені до двох розділених патрубків турбіни так, що в турбіні потоки газу не змішуються.

Щоб уникнути поломок зважаючи на надмірні термічні напруження випускні трубопроводи сполучені з патрубками турбіни — пружними елементами у вигляді короткої гофрованої труби з жароміцної сталі.

Паливний насос 9 розподільного типу. Він прикріплений до кришки приводу зубчатих коліс, яка відлита разом з картером маховика. Розташування приводу зубчатих коліс на задньому торці пояснюється прагненням зменшити небажану зміну кінематики клапанного механізму, включаючи фази газорозподілу, внаслідок крутильних коливань колінчастого валу. В одному агрегаті з паливним насосом виконані все режимний механічний відцентровий регулятор прямої дії, відцентрова автоматична муфта зміни кута випередження впорскування палива і паливо підкачуючий насос.

Колінчастий вал 7 має три кривошипи, розташовані під кутом 120° . Відцентрові сили від мас, що обертаються, і сили інерції першого порядку на двигунах з такою схемою повністю урівноважені. Моменти відцентрових сил і сил інерції першого порядку врівноважуються противагами на всіх шести щоках, виготовленими як одне ціле з противагами, і додатковими противагами на передньому кінці колінчастого валу і на маховику у вигляді приливу. Неврівноваженим залишається момент сил інерції другого порядку, і чергування робочих ходів відбувається нерівномірно (через 90° і 150°), що властиво всім шестициліндровим двигунам з описаною схемою розташування циліндрів. До заднього торця колінчастого валу кріпиться фланець з внутрішніми шліцами для передачі обертального моменту, на вал відбору потужності.

Упорний підшипник колінчастого валу розташований на п'ятій опорі поряд з маховиком і представляє собою дві пари сталевих $\frac{1}{2}$ кілець з тонким шаром антифрикційного сплаву на алюмінієвій основі.

Шатуни 3 лівого і правого рядів, циліндрів розташовані на кривошипній шийці. Роз'єм нижньої головки шатуна виконаний косим — під кутом $55^{\circ}30'$, (зважаючи на великі розміри головки шатун не пройшов би через циліндр при розбиранні двигуна). Кришка кріпиться до нижньої головки шатуна двома гвинтами, під головки яких підкладені плоскі шайби. Від поперечного зсуву кришка утримується трикутними шліцами на поверхні роз'єму, а від осьового — центрувальним штифтом. У стрижні шатуна виконано канал для підведення масла до поршневого підшипника — запресованої в головку шатуна бронзової втулки.

Поршень 4, відлитий з високо крем'яного алюмінієвого сплаву, забезпечений трьома чавунними компресійними кільцями і одним (нижнім) маслосборним.

У перетині компресійні кільця мають форму прямокутної трапеції. Поверхня верхнього кільця, що треться, покрита тонким шаром пористого хрому. Під маслосборними кільцями встановлений розширювач. Для полегшення поршня його спідниця з боку бобишок укорочена.

Камера згорання 6 тороїдальної форми розташована в поршні. Паливо впорскується форсункою закритого типу з чотирма отворами в розпилювачі. Для поліпшення сумішоутворення і згорання забезпечується організований рух заряду в камері згорання в результаті витіснення заряду з периферії циліндра до осі при русі поршня в процесі стиснення і напряму потоку повітря на виході з каналу впускання лопатками-ширмами, встановленими над сідлами клапанів.

Механізм газорозподілу включає по два клапани 5 на кожен циліндр — по одному впусканню і одному випускному.

Змащувальна система виконана по двоконтурній схемі. Одна секція двосекційного масляного насоса подає масло з піддону в масляний радіатор, звідки воно зливається назад в піддон. Інша секція з шестернями більшої ширини

також забирає масло через масло збирач з піддону і нагнітає його в головну масляну магістраль, звідки масло поступає в підшипники двигуна. На шляху до головної магістралі все масло проходить через центрифугу і очищається від механічних домішок.

Система пуску — каскадна: двигун пускається двотактним карбюраторним двигуном з кривошипно-камерною схемою газообміну потужністю 10 кВт, а останній — електростартером. На випадок розряду акумуляторної батареї передбачена можливість пуску двигуна від руки: система запалення пускового двигуна працює від магнето. Під час роботи пускового двигуна сполучений з його валом спеціальний («передпусковий») масляний насос подає масло в змащувальну систему дизеля. Проте спеціальний масляний насос не часто застосовують на двигунах подібного типу, хоча при його роботі зменшується знос підшипників колінчастого валу і виключається можливість їх задирака при пуску в люті морози.

Електропостачання здійснюється від двох джерел струму — свинцевої акумуляторної батареї постійного струму і трифазного генератора змінного струму потужністю 1000 Вт з вбудованим випрямлячем.

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу. Також може бути використаний вітчизняний та зарубіжний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації автотракторних двигунів.

Для розрахунку робочого процесу дизельного двигуна використовуємо Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння», автор Доценко С.М. Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50 с. [9].

Вибір вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу автотракторного двигуна:

Тиск та температура навколишнього середовища

Тиск та температуру навколишнього середовища приймаємо стандартні $P_0=0,103$ МПа, $T_0=293$ К.

Тиск наддуву

Тиск наддуву є оптимальним засобом збільшення масового наповнення циліндра свіжим зарядом. Для автотракторних двигунів тиск наддуву знаходиться в межах $P_n = 0,13 \dots 0,3$ МПа.

Тиск наддуву приймаємо рівний $P_n = 0,15$ МПа, [9].

Підігрів свіжого заряду

Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT залежить від умов охолодження робочого циліндра, частоти обертання, навантаження сприймаючого двигуном та конструктивними особливостями двигуна.

Значення підігріву свіжого заряду для високо обертових тракторних двигунів складає $\Delta T = 5 \dots 20$ К, [9]

Приймаємо для розрахунку $\Delta T = 10$ К.

Температура залишкових газів

Значення температури залишкових газів T_r , в випускному колекторі двигуна важко визначити. По дослідним даним температура T_r , для автотракторних ВОД лежить в межах $T_r = 600 \dots 900$ К, [9].

Приймаємо для розрахунку $T_r = 750$ К.

Тиск залишкових газів

Тиск залишкових газів величина яка постійно змінюється, так як залежить від зміни швидкості поршня в циліндрі, та зміни прохідного перетину клапана. Величина тиску залежить від багатьох чинників, в тому числі від навантаження, числа обертів колінчастого валу, опору деталей газовипускної системи. Тиск залишкових газів знаходиться із виразу $P_r = (0,85 \dots 0,15) P_n$, МПа [9].

Приймаємо для розрахунку $P_r = 0,13$ МПа.

Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску λ залежить від величини тиску в кінці процесу стиску P_c , величини тиску в кінці процесу горіння P_z , величини наддуву та низки інших факторів. При розрахунках для автотракторних двигунів величина $\lambda = 1,4 \dots 1,6$ [9].

Приймаємо: $\lambda = 1,6$.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми $\zeta = 0,90 \dots 0,96$ – показує різницю в величині теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу від дійсної індикаторної діаграми.

Приймаємо для розрахунку $\zeta = 0,95$ [9].

Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»

Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» залежить як від процесу сумішоутворення так і процесу горіння. Із зменшенням навантаження на двигун ζ_z зменшується. Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» лежить в таких межах 0,7 - 0,85 [9].

Приймаємо для розрахунку $\zeta_z = 0,80$.

Масовий склад палива:

Таблиця 2.1.1 Масовий склад палив, що досліджуються

№ п/п	Вид палива	С	Н	О
1	Дизельне паливо	0,86	0,13	0,01
2	Соняшникова олія	0,77	0,1	0,13
3	10% СО + 90% ДП	0,851	0,127	0,022

Нижча теплота згоряння палива:

Таблиця 2.1.2 Нижча теплота згоряння палив

№ п/п	Вид палива	Нижча теплота згоряння палива Q_n , кДж/кг
1	Дизельне	42500
2	Соняшникова олія	37000
3	Суміш (10% СО + 90% ДП)	41950

2.2. Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна, який працює на суміші дизельного палива та соєвої олії

2.2.1 Умови завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	110 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	2000 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\epsilon =$	16
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_b =$	0,15 МПа

2.2.2 Вихідні дані розрахунку робочого процесу

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,6
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,103 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,13 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95

Паливо - Соева олія ДСТУ 4534-2006

Середній елементарний склад палива $C = 0,775$ $H = 0,115$ $O = 0,110$

Найнижча теплота згоряння палива $Q_H = 37000$ кДж/кг

Паливо - Дизельне паливо ДП Євро 4 ДСТУ 7688: 2015

Середній елементарний склад палива $C = 0,86$ $H = 0,13$ $O = 0,01$

Найнижча теплота згоряння палива $Q_H = 42500$ кДж/кг

Суміш - 90% дизельного палива + 10% соєвої олії

Середній елементарний склад суміші палив

$C = 0,851$ $H = 0,127$ $O = 0,022$

Найнижча теплота згоряння суміші палив $Q_H = 41950$ кДж/кг

2.2.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,851}{12} + \frac{0,127}{4} - \frac{0,022}{32} \right) = 0,487 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 28,95 \times L_0 = 28,95 \times 0,487 = 14,10 \text{ кг}$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 0,792 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \quad \text{кмоль/кг} \quad 0,072$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \quad \text{кмоль/кг} \quad 0,065$$

$$\text{Кількість O}_2: \quad M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \quad \text{кмоль/кг} \quad 0,062$$

$$\text{Кількість N}_2: \quad M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \quad \text{кмоль/кг} \quad 0,626$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \quad \text{кмоль/кг} \quad 0,825$$

2.2.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача

$$T_e = T_a \times \left(\frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad K$$

$n_k =$ 1,8 показник політропи стиску повітря в нагнітачі

$T_b =$ 351 K

Тиск в кінці впуску

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_b$$

число з інтервалу = 0,9

$$P_d = 0,135 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (0 - 30^\circ)$ ступінь охолодження повітря

$$\Delta T_1 = 20 \text{ K}$$

$$\gamma_r = 0,029$$

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_e - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \quad K$$

$$T_d = 352 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення циліндра

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_b} \times \frac{T_b - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)}$$

$$\Phi_c = 0,876$$

Густина заряду на впуску

$$\rho_b = \frac{P_b \times 10^6}{R_{\Pi} \times (T_b - \Delta T_1)} =, \text{кг/м}^3$$

$R_{\Pi} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$ - універсальна газова постійна для повітря

$$\rho_{\text{в}} = 1,580 \text{ кг/м}^3$$

2.2.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n} \quad \text{для } 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_1 = 1,365 \quad \text{Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення n_1 по номограмі

$$n_1 = 1,365$$

Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} =, \text{МПа}$$

$$P_c = 5,942 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} =, \text{К}$$

$$T_c = 970 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

$$mC_{v'} = 22,44 \text{ КДж/Кмоль} \cdot \text{К}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,041$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,040$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі.

для O_2 : $mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \times T_z$

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

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

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

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mC v'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mC v''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mC v''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mC v''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mC v''_{N_2}) \right] =, \frac{KДж}{Кмоль} \times K$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Кмоль} \times K$$

де:

$$a = 23,476$$

$$v = 0,001863393$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''p = mC v'' + 8.134, \frac{KДж}{Кмоль} \times K$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mC''p = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Кмоль} \times K$$

де:

$$a = 31,60986976$$

$$v = 0,001863393$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, МПа$$

$$P_{\max} = 9,508 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержим квадратне рівняння.

$$A \times T_z^2 + B \times T_z - c = 0$$

де:

$$A = 0,00193819$$

$$B = 32,879$$

$$C = 76088$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} =, K$$

$$T_z = 2063 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,383$$

2.2.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 11,57$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n} \quad \text{для } 600 \leq n \leq 2500$$

Визначасмо середній показник політропи розширення із номограми

$$n_2 = 1,296$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_e = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, \text{ МПа}$$

$$P_e = 0,398 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_e = 1000 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_e}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_e} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 795,6 \text{ K}$$

де $K'=1,4$; $K''=1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_e}{\sqrt[3]{\frac{P_a}{P_r}}}$$

$$T_r = 688 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% \quad 8,23$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =, \text{ МПа}$$

$$P'_{mi} = 1,079 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P_{mi} =, \text{МПа}$$

$$P_{mi} = 1,025 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_b \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,386$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кг/кВт. год.}$$

$$v_i = 0,220 \text{ кг/кВт год}$$

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.089 + 0.0118 \times V_{П.СР}, \text{МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30} =, \text{М/с}$$

$$S_{ПР} = 0,115 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР} = 7,667 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,179 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 0,846 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,825$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,318$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{ кг/кВт * год}$$

$$v_e = 0,270 \text{ кг/кВт год}$$

Година витрата палива.

$$B = v_e \times P_e, \text{ кг/год}$$

$$B = 29,653 \text{ кг/год}$$

2.2.10 Основні розміри циліндра

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 7,80 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 1,30 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}}$$

$$d_{PP} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 0,885$$

$$d = 123 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 109 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра

Діаметр циліндра.

$$d = 115 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 130 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} =, \text{Л}$$

$$V_{st} = 8,10 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} =, \text{кВт}$$

$$P_{ep} = 114 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \times 100\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{ep} = 112 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 3,71 \%$$

За результатами проведених розрахунків, отримані параметри заносимо до зведеної таблиці 2.2.1 в залежності від виду палива.

Таблиця 2.2.1 Результати розрахунку робочого процесу двигуна

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне	10% СО + 90% ДП
1	L_0 , кмоль/кг	0,495	0,487
2	l_0 , кг/кг	14,33	14,10
3	M_1 , кмоль/кг	0,792	0,779
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,072	0,071
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,0635
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,062	0,061
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,626	0,616
8	M_2 , кмоль/кг	0,825	0,811
9	T_b , К	351	
10	P_d , МПа	0,135	
11	T_d , К	352	
12	γ_r	0,029	
13	Φ_c	0,876	
14	P_c , МПа	5,942	
15	T_c , К	970	
16	β	1,041	1,041
17	P_z , МПа	9,508	9,508
18	T_z , К	2063	2046
19	ρ	1,38	1,372
21	P_b , МПа	0,398	0,394
22	T_b , К	1000	989
23	P_{mi} , МПа	1,079	1,063

25	η_i	0,386	0,385
26	b_i , кг/кВт*год	0,220	0,223
27	P_m , МПа	0,179	0,179
28	η_m	0,825	0,822
29	P_{me} , МПа	0,846	0,830
30	η_e	0,318	0,317
31	b_e , кг/кВт*год	0,270	0,271
32	B , кг/год	29,6	29,8
35	P_{ep} , кВт	114	112

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.3.1 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6 ЧН13/11,5 виконується в табличній формі за допомогою програми [9].

Порядок визначення масштабу діаграми:

1 - по осі об'ємів:

Задаємо довжину діаграми по осі об'ємів – $l_V = 320$ мм;

Масштаб діаграми по осі об'ємів - $m_V = \frac{l_V}{\varepsilon} = \frac{320}{16} = 20_{\text{мм}}$;

2 - по осі тисків:

Задаємо довжину діаграми по осі тисків – $l_P = 0,7 \cdot l_V = 0,7 \cdot 320 = 224$ мм;

Масштаб діаграми по осі тисків: $m_P = \frac{l_P}{\varepsilon} = \frac{224}{16} = 0,054 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$;

Таблиця 2.3.1 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

№п/п	Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1	Середній індикаторний тиск	P_{mi}	МПа	1,063
2	Тиск в кінці впуску	P_d	МПа	0,135
3	Показник політропи стиску	n_1	-	1,365
4	Показник політропи розширення	n_2	-	1,296
5	Ступінь стиску	ε	-	16
6	Максимальний тиск згоряння	P_{max}	МПа	9,508
7	Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,387
8	Масштаб осі тиску	m_P	МПа/мм	0,054

Розрахунок об'єму камери згоряння

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм} \quad V_c = \frac{300}{16 - 1} = 20 \text{ мм}$$

де $V_s = [AB] = 300 \text{ мм}$ – приведений робочий об’єм
 $[AB] = 300 \text{ мм}$ - відстань від ВМТ до НМТ по діаграмі

Розрахунок лінії стиску на діаграмі

$$P_{cm} = \frac{P_d \times \varepsilon^{n_1}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}, \text{ МПа}$$

$$P_{cm1} = \frac{0,135 \times 16^{1,365}}{1^{1,365}} = 5,942 \text{ МПа}$$

$$P_{cm1,387} = \frac{0,135 \times 16^{1,365}}{1,387^{1,365}} = 3,802 \text{ МПа}$$

Інші точки на лінії стиску визначаємо аналогічно

Розрахунок лінії розширення на діаграмі

$$P_{roz} = \frac{P_{\max} \times \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}, \text{ МПа}$$

$$P_{roz1,39} = \frac{9,508 \times 1,39^{1,296}}{1,39^{1,296}} = 9,508 \text{ МПа}$$

$$P_{roz1,5} = \frac{9,508 \times 1,39^{1,296}}{1,5^{1,296}} = 8,590 \text{ МПа}$$

Інші точки на лінії розширення визначаємо аналогічно

Значення ліній стиску і розширення в міліметрах знаходимо за формулою

Лінія стиску

$$P_{CT} = \frac{P_{cm}}{m_p}, \text{мм}$$

$$P_{CT1} = \frac{5,942}{0,054} = 110 \text{ мм}$$

$$P_{CT1,39} = \frac{3,791}{0,054} = 70 \text{ мм}$$

Інші точки на лінії стиску визначаємо аналогічно

Лінія розширення

$$P_{роз} = \frac{P_{роз}}{m_p}, \text{мм}$$

$$P_{роз1,39} = \frac{9,508}{0,054} = 176 \text{ мм}$$

$$P_{роз1,5} = \frac{9,968}{0,0538} = 185,3 \text{ мм}$$

$$P_{роз1,5} = \frac{8,614}{0,054} = 160 \text{ мм}$$

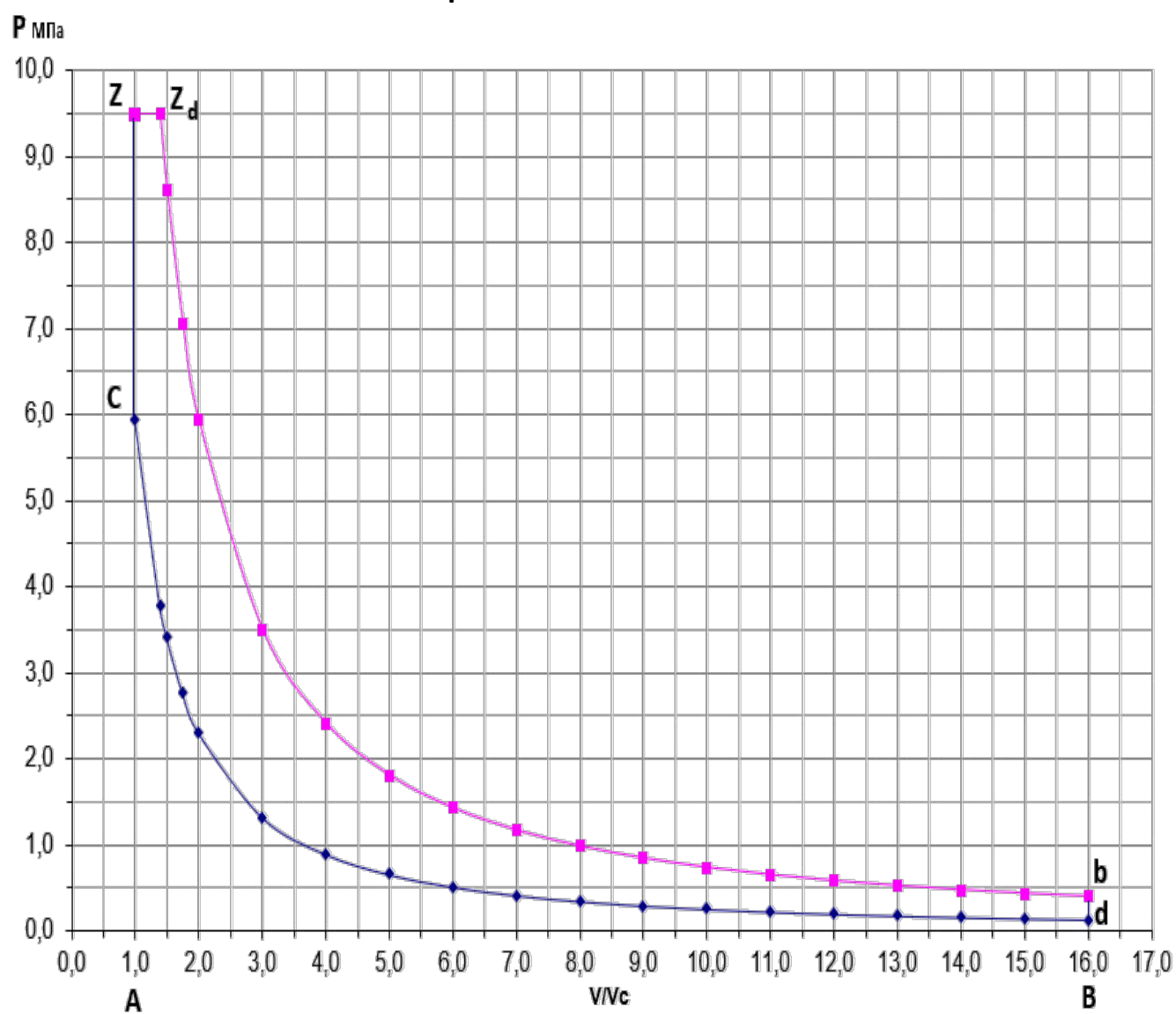
Інші точки на лінії розширення визначаємо аналогічно.

Результати розрахунків по формулам заносимо до таблиці 2.3.2

Таблиця 2.3.2 Координати ліній стиску та розширення

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{роз} - P_{ст}, \text{МПа}$
1	5,942	110	-	-	-
1,39	3,791	70	9,508	176	5,717
1,5	3,417	63	8,614	160	5,198
1,75	2,768	51	7,054	131	4,286
2	2,307	43	5,933	110	3,626
3	1,326	25	3,508	65	2,182
4	0,896	17	2,416	45	1,521
5	0,660	12	1,810	34	1,149
6	0,515	10	1,429	26	0,914
7	0,417	8	1,170	22	0,753
8	0,348	6	0,984	18	0,636
9	0,296	5	0,845	16	0,549
10	0,256	5	0,737	14	0,481
11	0,225	4	0,651	12	0,426
12	0,200	4	0,582	11	0,382
13	0,179	3	0,525	10	0,345
14	0,162	3,0	0,476	9	0,314
15	0,147	2,7	0,436	8	0,288
16	0,135	2,5	0,401	7	0,266

Теоретична



2.3.2 Розрахунок та побудова дійсної індикаторної діаграми

Дійсна індикаторна діаграма відрізняється від теоретичної, так як в реальному двигуні враховуються процеси, які не були враховані в теоретичному циклі. Паливо впорскується з випередженням в тч. C^I , а займається до приходу поршня у в.м.т в тч. f .

За рахунок початку горіння в тч. f - підвищується тиск в кінці процесу стиску до тч. C^{II} . Процес горіння в дійсному циклі здійснюється при зміні об'єму по кривій $f - C^{II}$, і досягає максимального тиску в точці . .

Відкриття випускного клапана до в.м.т. в тч. b^I , знижує тиск в кінці розширення до тч. b^{II} , яка розміщується між точками b і d . Так як закриття випускного клапана відбувається після н.м.т. тоді тч. d^I , розміщується на лінії стиску [9].

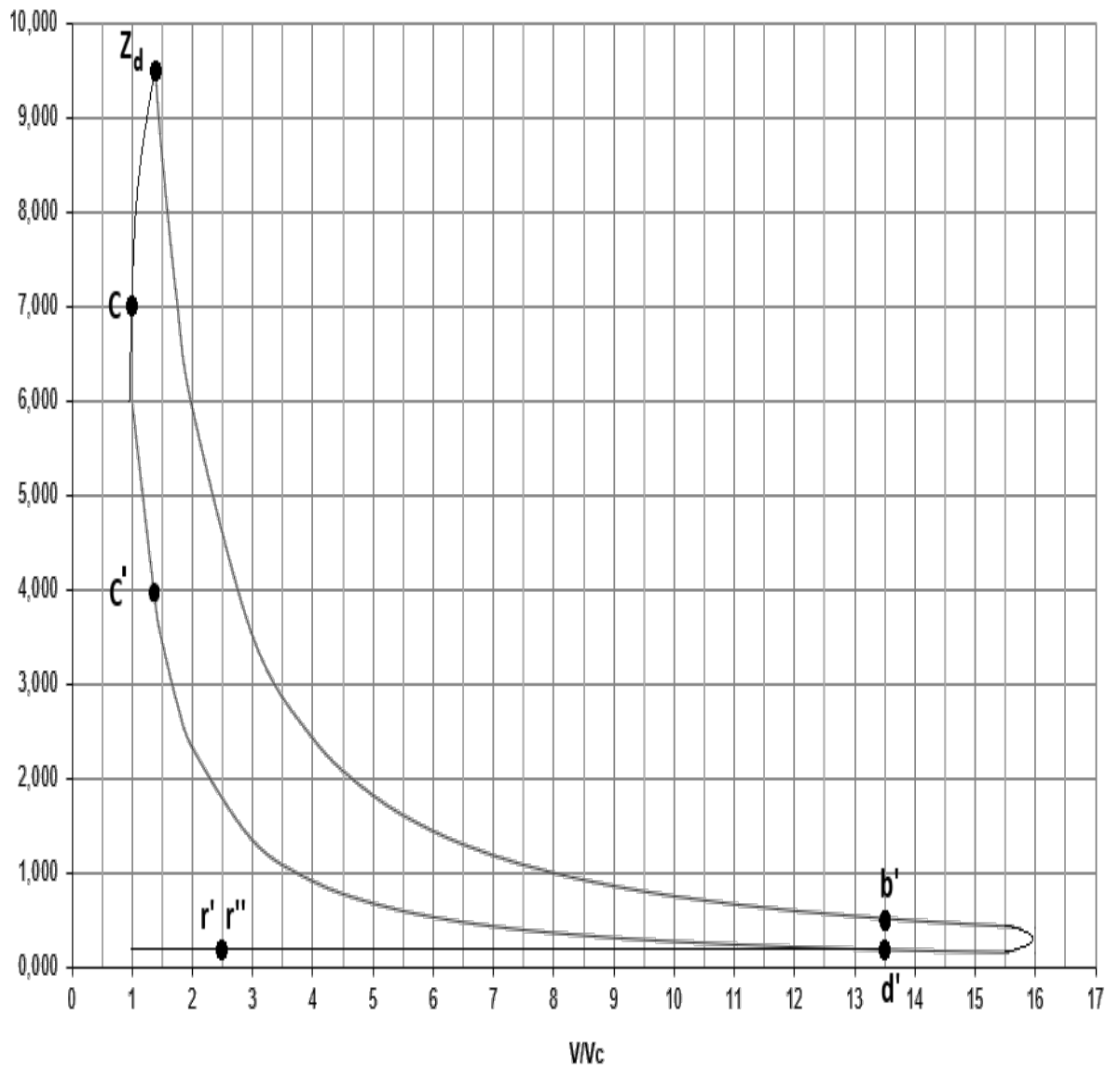
Розрахунок дійсної індикаторної діаграми ведеться на основі розрахованої теоретичної індикаторної діаграми та вихідних даних із розрахунку робочого процесу двигуна.

Вихідні дані для розрахунку дійсної індикаторної діаграми

- кривошипне - шатунне відношення	$\lambda_L = 0,25$
- відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі	$[AB] = 300 \text{ мм}$
- тиск залишкових газів	$P_f = 0,13 \text{ МПа}$
- масштаб тиску	$m_P = 0,054 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$
- хід поршня	$S = 115 \text{ мм}$
- тиск в кінці стиску	$P_c = 5,942 \text{ МПа}$
- максимальний тиск	$P_{\max} = 9,508 \text{ МПа}$

Дійсна індикаторна діаграма

P МПа



2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна, який працює на суміші дизельного палива та соняшникової олії

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	110 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	2000 хв ⁻¹
Діаметр циліндру	$d =$	130 мм
Хід поршня	$S =$	115 мм
Число циліндрів	$i =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4
Нижча теплота згоряння суміші	$Q_H =$	41950 кДж/кг
Годинна витрата суміші палива	$B_r =$	29,098 кг/год
Індикаторний к.к.д.	$\eta_i =$	0,393
Ефективний к.к.д.	$\eta_e =$	0,324
Кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,765 кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_2 =$	0,811 кмоль/кг
Середня температура випускних газів	$T_r =$	784 К
Температура на початку стиску	$T_d =$	352 К
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,6

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_{Γ} - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = B_r \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{\Pi} = 339073 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 110000 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$$q = 32,44 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_p \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 109859 \text{ Дж/сек}$$

Виравуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e)/Q_e \cdot 100 \%$$

$$\Delta = 0,13 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_v = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;
 $Q_{т.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;
 $Q_{в.н.}$ -теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р.} + W_{вып}) \cdot Q_p$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вып}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$W_{нап.}=0$	$W_{г.р.}=0,09-0,18$	0,18
$W_{ст.}=0$	$W_{вып}=0,01-0,09$	0,09

$$Q_w = 91550 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a = 0,09$ $b = 0,012$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n/30 \text{ середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 7,667 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 179,467 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 107,680 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_{\text{п}} = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,00153 \text{ м}^3$$

$$P_{\text{п}} = 16,428 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

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

$$Q_{\text{т.п.}} = 16428 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Визначаємо витрату води як суму теплоти

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 107978 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$$K=1,2-1,5 \text{ коефіцієнт запасу} \quad K=1,5$$

$$\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3 \text{ середня щільність води.}$$

$$C_{\text{ТВ}} = 4,19 \text{ кДж/кг} - \text{середня теплоємність води.}$$

6-12 - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_B = 12 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу

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

де $\Delta P_{\text{в}} = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,8 - 0,9 \text{ к.к.д. водяного насосу.}$$

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,85$$

$$P_{\text{в.н.}} = 0,371 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = 371 \text{ Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 108349 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \%$$

$$q_{\text{в}} = 31,95 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{Г}} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{t_0}^{t_2} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_d} \cdot t_d \right]$$

$m C_p'' = 34,25$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$m C_p = 28,35$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 511 \text{ Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 79 \text{ Температура на початку стиску.}$$

$$Q_{\text{Г}} = 100878 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{Г}} = Q_{\text{Г}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \%$$

$$q_{\text{Г}} = 29,75 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_v$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_P \quad \text{теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.}$$

де $\Delta_{MD} = (P_{MD}/P_{mi})\eta_i$ доля втрат в механізмах двигуна.

$P_{mi} =$ 0,982 МПа середній індикаторний тиск

$$\Delta_{MD} = 0,0718$$

тоді

$$Q_{MD} = 24353 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 7554 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{tm} \cdot \Delta}$$

$K=1,2-1,5$ - Коефіцієнт запасу $K=$ 1,5

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 \quad \text{щільність масла}$$

$C_{tm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

$DT_M = 6 - 15 \text{ К}$ Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$DT_M = 15 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0004 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$$\eta_M = 0,8 - 0,9 \text{ механічний к.к.д. масляного насоса.}$$

$$\eta_M = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 0,175 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 175 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 7729 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$$q_M = 2,28 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_v + Q_{\Gamma} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 12116 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$$q_{H.B.} = 3,57 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця № 2.4.1.

Зведенні данні теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі	110000	32,44
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	108349	31,95
Теплота, яка виноситься випускними газами	100878	29,75
Теплота, яка відводиться маслом	7729	2,28
Невраховані теплові втрати	12116	3,57
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	339073	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_{\Gamma} = p_{\Gamma} \frac{\pi \cdot D^2}{4}, H$$

де: P_{Γ} – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, кПа

D – діаметр циліндру, м;

Сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно – поступально:

$$F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$$

де: m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно-поступально, кг;

r – радіус кривошипу, м;

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с;

φ – кут повороту колінчастого валу, град;

λ_L – кривошипно – шатунне відношення;

Сумарна сила:

$$F_{\Delta} = F_{\Gamma} + F_i, H$$

Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру:

$$F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град;

Радіальна сила, що діє на шийку колінчастого валу:

$$F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$$

Дотична сила, що діє на шийку колінчастого валу і створює крутний момент двигуна:

$$F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$$

Динамічний розрахунок дизельного двигуна 6ЧН13/11,5 виконується в табличній формі за такими вихідними даними:

1. Діаметр поршня	$D = 0,13\text{м}$
2. Частота обертання колінчастого валу	$n = 2000 \text{ хв}^{-1}$
3. Ордината, прийнята для $P_{\max}$	$h_{\max} = 224\text{мм}$
4. Максимальний тиск згоряння	$P_{\max} = 9,508 \text{ МПа}$
5. Кривошипно-шатунне відношення	$\lambda_L = 0,25$
6. Масштаб індикаторної діаграми	$m_P = 0,054 \text{ МПа/мм}$
7. Маса деталей що рухаються зворотно – поступально	$m_s = 5,1\text{кг}$
8. Радіус кривошипу	$R = 0,0575\text{м}$
9. Кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
10. Кутова швидкість колінчастого валу	

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30} = 157 \text{ рад/с}$$

Масу деталей, що рухаються зворотно - поступально знаходимо з формули:

$$m_s = m_{\Pi} + 1/3(m_{\text{ш}}) = 3,5 + 4,8/3 = 5,1 \text{ кг};$$

де $m_{\Pi} = 3,5\text{кг}$ – маса поршня

$m_{\text{ш}} = 4,8\text{кг}$ – маса шатуна

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

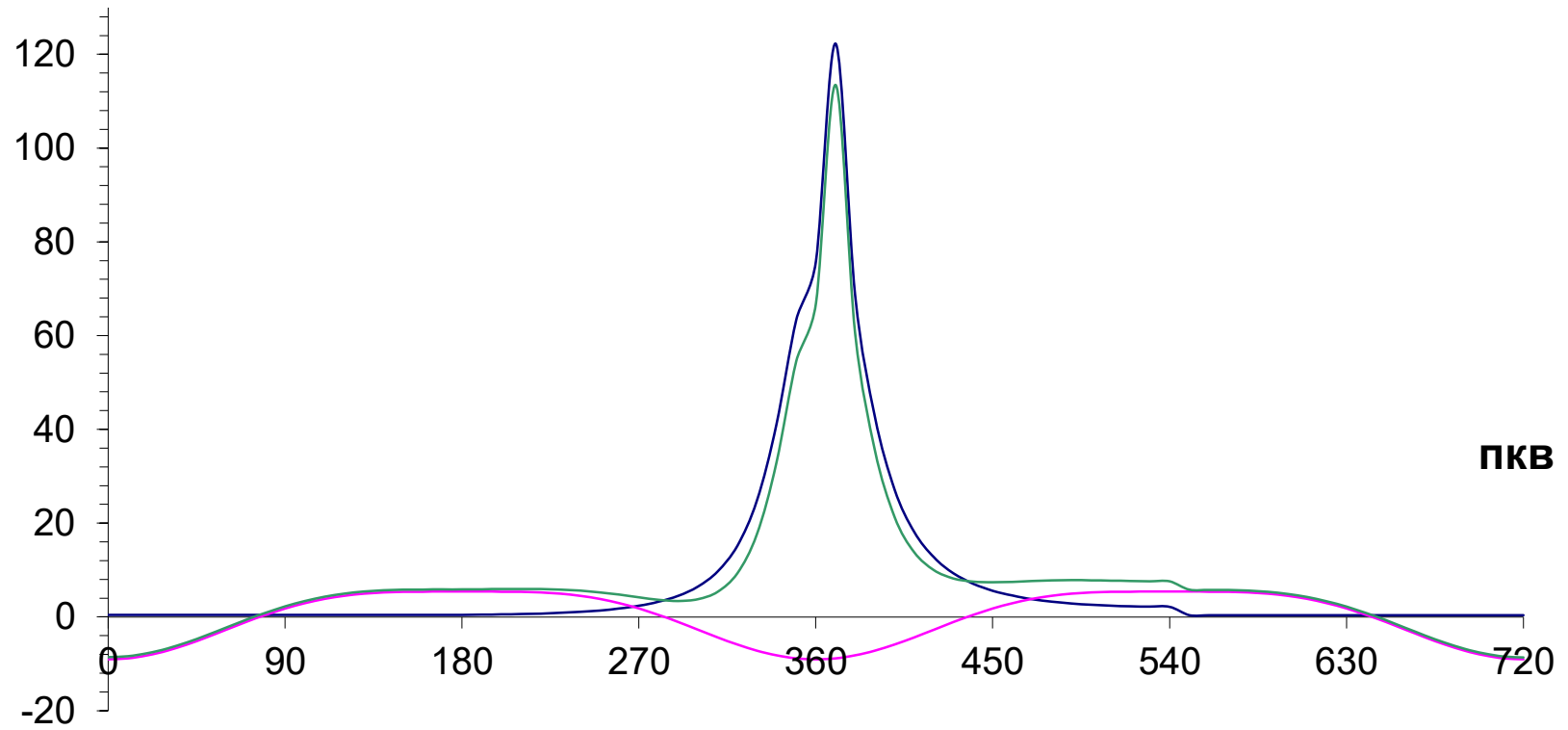
φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	м ³	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0001	0,455	-9,0354	-8,5804	0	-8,5804	0	0,0758	-1,5059	-1,4301	0	-1,4301	0
10	0,0001	0,455	-8,8166	-8,3616	-0,3633	-8,1715	-1,8098	0,0758	-1,4694	-1,3936	-0,0606	-1,3619	-0,3016
20	0,0002	0,455	-8,1767	-7,7217	-0,6627	-7,0294	-3,2637	0,0758	-1,3628	-1,287	-0,1104	-1,1716	-0,5439
30	0,0002	0,455	-7,16345	-6,7084	-0,8452	-5,3871	-4,0862	0,0758	-1,1939	-1,1181	-0,1409	-0,8978	-0,681
40	0,0003	0,455	-5,85101	-5,396	-0,8785	-3,5689	-4,1415	0,0758	-0,9752	-0,8993	-0,1464	-0,5948	-0,6902
50	0,0004	0,455	-4,33248	-3,8775	-0,7566	-1,9128	-3,4566	0,0758	-0,7221	-0,6462	-0,1261	-0,3188	-0,5761
60	0,0005	0,455	-2,71062	-2,2556	-0,5002	-0,6946	-2,2035	0,0758	-0,4518	-0,3759	-0,0834	-0,1158	-0,3673
70	0,0007	0,455	-1,08793	-0,6329	-0,153	-0,0727	-0,6471	0,0758	-0,1813	-0,1055	-0,0255	-0,0121	-0,1078
80	0,0008	0,455	0,44292	0,8979	0,2281	-0,0687	0,9239	0,0758	0,0738	0,1497	0,038	-0,0115	0,154
90	0,0009	0,455	1,80708	2,2621	0,5841	-0,5841	2,2621	0,0758	0,3012	0,377	0,0973	-0,0973	0,377
100	0,0011	0,455	2,95328	3,4083	0,8658	-1,4445	3,2062	0,0758	0,4922	0,568	0,1443	-0,2407	0,5344
110	0,0012	0,455	3,85653	4,3115	1,042	-2,4538	3,6951	0,0758	0,6428	0,7186	0,1737	-0,409	0,6159
120	0,0013	0,455	4,5177	4,9727	1,1028	-3,4414	3,7551	0,0758	0,7529	0,8288	0,1838	-0,5736	0,6258
130	0,0014	0,455	4,96007	5,4151	1,0566	-4,2901	3,469	0,0758	0,8267	0,9025	0,1761	-0,715	0,5782
140	0,0015	0,455	5,22342	5,6784	0,9245	-4,9442	2,9418	0,0758	0,8706	0,9464	0,1541	-0,824	0,4903
150	0,0015	0,455	5,35637	5,8114	0,7322	-5,3989	2,2716	0,0758	0,8927	0,9686	0,122	-0,8998	0,3786
160	0,0016	0,455	5,40809	5,8631	0,5032	-5,6816	1,5325	0,0758	0,9013	0,9772	0,0839	-0,9469	0,2554
170	0,0016	0,455	5,42041	5,8754	0,2553	-5,8305	0,7688	0,0758	0,9034	0,9792	0,0426	-0,9717	0,1281
180	0,0016	0,455	5,42124	5,8762	0,00	-5,8762	0,00	0,0758	0,9035	0,9794	0,00	-0,9794	0,00
190	0,0016	0,5144	5,42041	5,9348	-0,26	-5,8894	-0,78	0,0857	0,9034	0,9891	-0,043	-0,9816	-0,1294
200	0,0016	0,5551	5,40809	5,9632	-0,5118	-5,7786	-1,5586	0,0925	0,9013	0,9939	-0,0853	-0,9631	-0,2598
210	0,0015	0,6265	5,35637	5,9828	-0,7538	-5,5582	-2,3386	0,1044	0,8927	0,9971	-0,1256	-0,9264	-0,3898
220	0,0015	0,7344	5,22342	5,9578	-0,97	-5,1875	-3,0865	0,1224	0,8706	0,993	-0,1617	-0,8646	-0,5144
230	0,0014	0,8881	4,96007	5,8482	-1,1411	-4,6333	-3,7465	0,148	0,8267	0,9747	-0,1902	-0,7722	-0,6244
240	0,0013	1,1022	4,5177	5,6199	-1,2463	-3,8893	-4,2438	0,1837	0,7529	0,9366	-0,2077	-0,6482	-0,7073

250	0,0012	1,3986	3,85653	5,2551	-1,2701	-2,9909	-4,5038	0,2331	0,6428	0,8759	-0,2117	-0,4985	-0,7506
260	0,0011	1,812	2,95328	4,7653	-1,2105	-2,0196	-4,4827	0,302	0,4922	0,7942	-0,2017	-0,3366	-0,7471
270	0,0009	2,398	1,80708	4,2051	-1,0857	-1,0857	-4,2051	0,3997	0,3012	0,7008	-0,181	-0,181	-0,7008
280	0,0008	3,2483	0,44292	3,6912	-0,9376	-0,2824	-3,798	0,5414	0,0738	0,6152	-0,1563	-0,0471	-0,633
290	0,0007	4,5214	-1,08793	3,4334	-0,8298	0,3945	-3,5102	0,7536	-0,1813	0,5722	-0,1383	0,0658	-0,585
300	0,0005	6,5016	-2,71062	3,791	-0,8407	1,1674	-3,7035	1,0836	-0,4518	0,6318	-0,1401	0,1946	-0,6172
310	0,0004	9,7209	-4,33248	5,3884	-1,0514	2,6582	-4,8036	1,6201	-0,7221	0,8981	-0,1752	0,443	-0,8006
320	0,0003	15,196	-5,85101	9,3452	-1,5215	6,1809	-7,1726	2,5327	-0,9752	1,5575	-0,2536	1,0301	-1,1954
330	0,0002	24,801	-7,16345	17,637	-2,2221	14,163	-10,743	4,1335	-1,1939	2,9396	-0,3704	2,3606	-1,7905
340	0,0002	41,146	-8,1767	32,969	-2,8294	30,013	-13,935	6,8577	-1,3628	5,4949	-0,4716	5,0022	-2,3225
350	0,0001	63,349	-8,8166	54,532	-2,3696	53,292	-11,803	10,558	-1,4694	9,0887	-0,3949	8,8821	-1,9672
360	0,0001	75,946	-9,0354	66,911	0	66,911	0	12,658	-1,5059	11,152	0	11,152	0
370	0,0001	122,3	-8,8166	113,49	4,9314	110,91	24,563	20,384	-1,4694	18,915	0,8219	18,484	4,0939
380	0,0002	68,703	-8,1767	60,526	5,1943	55,099	25,582	11,45	-1,3628	10,088	0,8657	9,1832	4,2637
390	0,0002	42,817	-7,16345	35,654	4,492	28,631	21,717	7,1362	-1,1939	5,9423	0,7487	4,7719	3,6195
400	0,0003	27,237	-5,85101	21,386	3,4819	14,145	16,414	4,5395	-0,9752	3,5644	0,5803	2,3574	2,7357
410	0,0004	18,158	-4,33248	13,825	2,6977	6,8203	12,325	3,0263	-0,7221	2,3042	0,4496	1,1367	2,0542
420	0,0005	12,717	-2,71062	10,006	2,219	3,0814	9,7752	2,1195	-0,4518	1,6677	0,3698	0,5136	1,6292
430	0,0007	9,3149	-1,08793	8,227	1,9884	0,9454	8,4109	1,5525	-0,1813	1,3712	0,3314	0,1576	1,4018
440	0,0008	7,0977	0,44292	7,5406	1,9155	-0,577	7,7586	1,1829	0,0738	1,2568	0,3192	-0,0962	1,2931
450	0,0009	5,5995	1,80708	7,4066	1,9124	-1,9124	7,4066	0,9333	0,3012	1,2344	0,3187	-0,3187	1,2344
460	0,0011	4,5572	2,95328	7,5104	1,9078	-3,183	7,0651	0,7595	0,4922	1,2517	0,318	-0,5305	1,1775
470	0,0012	3,8157	3,85653	7,6723	1,8543	-4,3665	6,5754	0,636	0,6428	1,2787	0,309	-0,7278	1,0959
480	0,0013	3,2806	4,5177	7,7983	1,7294	-5,3969	5,8889	0,5468	0,7529	1,2997	0,2882	-0,8995	0,9815
490	0,0014	2,8923	4,96007	7,8523	1,5322	-6,2211	5,0304	0,482	0,8267	1,3087	0,2554	-1,0368	0,8384
500	0,0015	2,6121	5,22342	7,8355	1,2757	-6,8223	4,0593	0,4353	0,8706	1,3059	0,2126	-1,1371	0,6765
510	0,0015	2,4148	5,35637	7,7712	0,9791	-7,2196	3,0377	0,4025	0,8927	1,2952	0,1632	-1,2033	0,5063
520	0,0016	2,284	5,40809	7,692	0,6601	-7,4539	2,0105	0,3807	0,9013	1,282	0,11	-1,2423	0,3351
530	0,0016	2,2092	5,42041	7,6296	0,3315	-7,5713	0,9984	0,3682	0,9034	1,2716	0,0553	-1,2619	0,1664

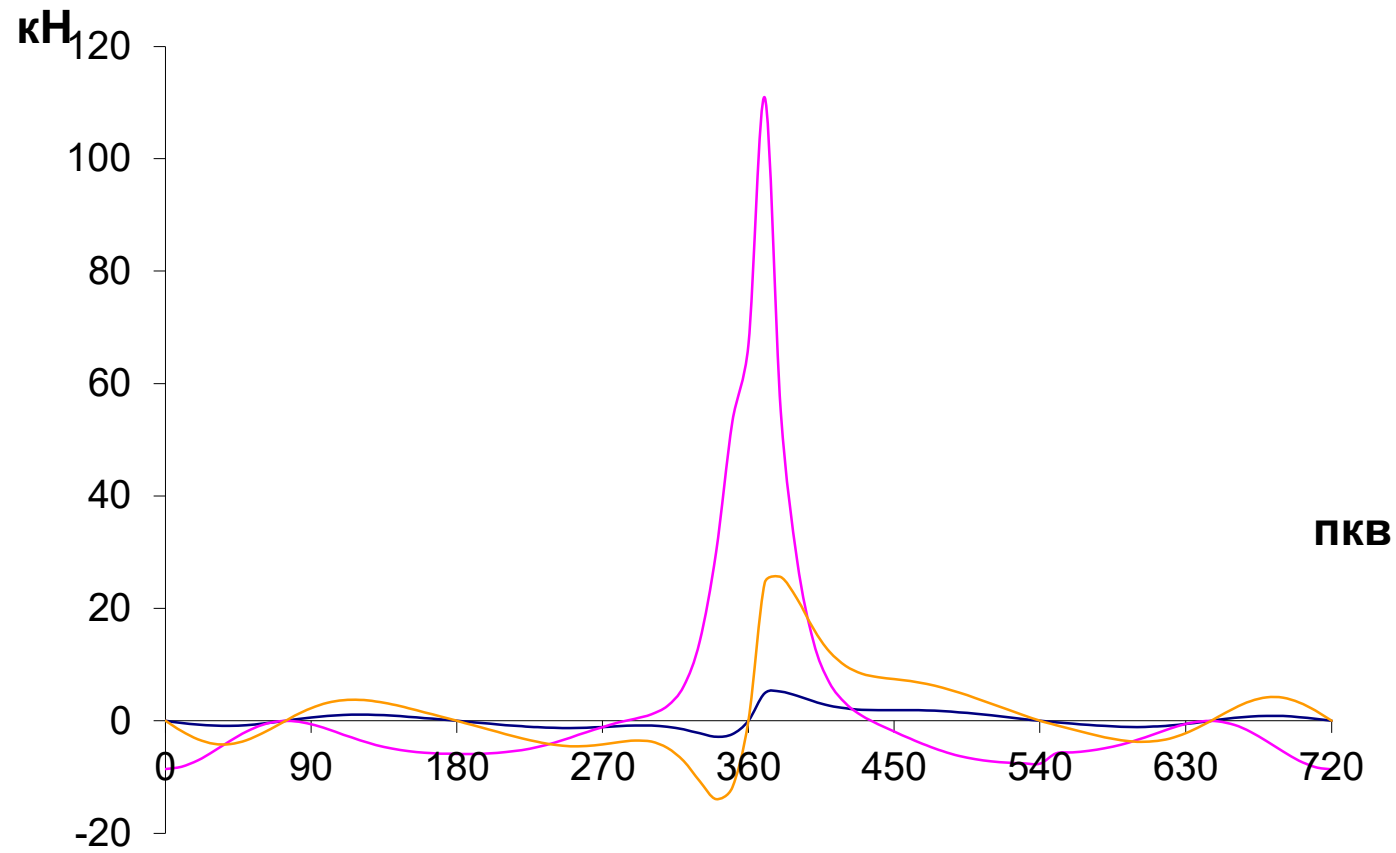
540	0,0016	2,184	5,42124	7,6052	0	-7,6052	0	0,364	0,9035	1,2675	0	-1,2675	0
550	0,0016	0,39	5,42041	5,8104	-0,2525	-5,766	-0,7603	0,065	0,9034	0,9684	-0,0421	-0,961	-0,1267
560	0,0016	0,39	5,40809	5,7981	-0,4976	-5,6186	-1,5155	0,065	0,9013	0,9663	-0,0829	-0,9364	-0,2526
570	0,0015	0,39	5,35637	5,7464	-0,724	-5,3385	-2,2462	0,065	0,8927	0,9577	-0,1207	-0,8897	-0,3744
580	0,0015	0,39	5,22342	5,6134	-0,9139	-4,8876	-2,9081	0,065	0,8706	0,9356	-0,1523	-0,8146	-0,4847
590	0,0014	0,39	4,96007	5,3501	-1,0439	-4,2386	-3,4274	0,065	0,8267	0,8917	-0,174	-0,7064	-0,5712
600	0,0013	0,39	4,5177	4,9077	-1,0884	-3,3964	-3,706	0,065	0,7529	0,8179	-0,1814	-0,5661	-0,6177
610	0,0012	0,39	3,85653	4,2465	-1,0263	-2,4168	-3,6394	0,065	0,6428	0,7078	-0,1711	-0,4028	-0,6066
620	0,0011	0,39	2,95328	3,3433	-0,8493	-1,4169	-3,145	0,065	0,4922	0,5572	-0,1415	-0,2362	-0,5242
630	0,0009	0,39	1,80708	2,1971	-0,5673	-0,5673	-2,1971	0,065	0,3012	0,3662	-0,0945	-0,0945	-0,3662
640	0,0008	0,39	0,44292	0,8329	-0,2116	-0,0637	-0,857	0,065	0,0738	0,1388	-0,0353	-0,0106	-0,1428
650	0,0007	0,39	-1,08793	-0,6979	0,1687	-0,0802	0,7135	0,065	-0,1813	-0,1163	0,0281	-0,0134	0,1189
660	0,0005	0,39	-2,71062	-2,3206	0,5146	-0,7146	2,267	0,065	-0,4518	-0,3868	0,0858	-0,1191	0,3778
670	0,0004	0,39	-4,33248	-3,9425	0,7693	-1,9449	3,5146	0,065	-0,7221	-0,6571	0,1282	-0,3241	0,5858
680	0,0003	0,39	-5,85101	-5,461	0,8891	-3,6119	4,1914	0,065	-0,9752	-0,9102	0,1482	-0,602	0,6986
690	0,0002	0,39	-7,16345	-6,7734	0,8534	-5,4393	4,1258	0,065	-1,1939	-1,1289	0,1422	-0,9065	0,6876
700	0,0002	0,39	-8,1767	-7,7867	0,6682	-7,0886	3,2912	0,065	-1,3628	-1,2978	0,1114	-1,1814	0,5485
710	0,0001	0,39	-8,8166	-8,4266	0,3662	-8,235	1,8239	0,065	-1,4694	-1,4044	0,061	-1,3725	0,304
720	0,0001	0,39	-9,0354	-8,6454	0	-8,6454	0	0,065	-1,5059	-1,4409	0	-1,4409	0

Сили газів, інерції, дійсна

кН



Сили радіальна, дотична, нормальна



РОЗДІЛ 3

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА

3.1 Обґрунтування вибору альтернативного біологічного палива

Значний вплив на ефективність промислового виробництва має його паливно-енергетична залежність, що зумовлена використанням нафтопродуктів, які переважно імпортуються. Світовий досвід багатьох європейських країн (Німеччини, Франції, Австрії, Чехії) засвідчує можливості суттєвого зниження енергетичної залежності за рахунок вирощування і переробки олійних культур на біодизельне паливо. Враховуючи дефіцит енергоресурсів нафтового походження та постійним зростання його ціни в Україні, виробництво біопалива з рослинних олій може суттєво сприяти вирішенню проблеми самозабезпечення паливом як агропідприємств так і транспорту[10].

Аналіз останніх досліджень та публікацій показав, що на сьогодні уже широко відомо про можливість заміни дизельного палива таким альтернативним біологічним паливом, як метиловий ефір ріпакової олії(МЕРО). Перші дослідження з технології отримання та використання МЕРО були проведені в Австрії. Технологія виготовлення даного палива у порівнянні з традиційним дизельним набагато простіша, що дозволяє виготовляти його безпосередньо споживачем при наявності необхідного обладнання. МЕРО отримують через хімічну реакцію ріпакової олії – 87% та метанолу –12% під дією каталізатора (гідрооксиду калію або натрію) – 1%. з наступною термічною обробкою [11].

Кінцевим продуктом реакції є: метиловий ефір –86%, фосфорні добрива –1%, гліцерин – 9% та метанол –4%, який не прореагував і здатний до повторного використання. Він практично не містить сірки, забезпечує значне зниження шкідливих викидів в атмосферу при згоранні.

Метиловий ефір ріпакової олії має більше цетанове число палива та високу температуру самозаймання (більше 373 К), що робить його використання відносно безпечним [11].

Метою та завданням кваліфікаційної роботи є визначення ефективних та екологічних показників при роботі дизельного двигуна 6 ЧН 13/11,5 на суміші дизельного палива та соняшникової олії. Для проведення розрахунків робочих процесів дизельного двигуна був вибраний варіант для дизеля, який працює на суміші (90% дизельного палива та 10% соняшникової олії).

3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на суміші палива

Завданням на бакалаврську кваліфікаційну роботу було визначено проведення теплового розрахунку головних параметрів робочого процесу малопотужного дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного палива з добавкою 10% соняшникової олії.

На початку розрахунку необхідно визначити нижчу теплоту згоряння суміші та її елементарний склад.

Біопаливо - Олія соняшникова ДСТУ 4492:2017.

Середній елементарний склад палива $C = 0,775$ $H = 0,115$ $O = 0,110$.
Найнижча теплота згоряння палива $Q_H = 37000$ кДж/кг.

Дизельне паливо - ДП Євро 4 ДСТУ 7688:2015.

Середній елементарний склад палива $C = 0,86$ $H = 0,13$ $O = 0,01$. Найнижча теплота згоряння палива $Q_H = 42500$ кДж/кг.

Суміш - 90% дизельного палива + 10% соняшникової олії.

Середній елементарний склад суміші палив $C = 0,851$ $H = 0,127$ $O = 0,022$.
Найнижча теплота згоряння суміші палив $Q_H = 41950$ кДж/кг.

Отримані результати аналітичного розрахунку зводимо в таблицю 3.1

Результати розрахунку робочого процесу двигуна 6 ЧН 13/11,5

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	90% дизельного палива та 10 % соняшникової олії
1	L_0 , кмоль/кг	0,495	0,487
2	l_0 , кг/кг	14,33	14,10
3	M_1 , кмоль/кг	0,7920	0,7792
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,0717	0,0709
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,0650	0,0635
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,0624	0,0614
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,6257	0,6156
8	M_2 , кмоль/кг	0,8247	0,8113
9	T_b , К	351	
10	P_d , МПа	0,135	
11	T_d , К	352	
12	γ_r	0,029	
13	Φ_c	0,876	
14	P_c , МПа	5,942	
15	T_c , К	970	
16	β	1,041	1,041
17	P_z , МПа	9,508	9,508
18	T_z , К	2063	2046
19	ρ	1,38	1,372
20	P_b , МПа	0,398	0,394
21	T_b , К	1000	989
22	P_{mi} , МПа	1,079	1,063

23	η_i	0,386	0,385
24	b_i , кг/кВт*год	0,220	0,223
25	P_m , МПа	0,179	
26	η_m	0,825	
27	P_{me} , МПа	0,846	0,830
28	η_e	0,318	0,317
29	b_e , кг/кВт*год	0,270	0,271
30	B , кг/год	29,6	29,8
31	P_{ep} , кВт	114	112

Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна, це визначення середнього ефективного тиску P_{me} , визначення ефективної потужності P_e , визначення ефективного коефіцієнт корисної дії η_e та визначення питомої ефективної витрати палива b_e .

Середній ефективний тиск, враховує крім теплових всі механічні втрати, визначається із виразу [9].

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ МПа}$$

де P_{mi} - середній індикаторний тиск в циліндрі двигуна, МПа.

P_m – середній тиск механічних втрат, МПа.

Середній ефективний тиск P_{me} являється одним із важливих показників робочого циклу, який характеризує ступінь ефективності використання об'єму робочого циліндра, рівень освоєння наддуву і досконалість виготовлення двигуна в цілому[9].

Ефективна потужність P_e так як і середній ефективний тиск P_{me} враховує теплові і механічні втрати в двигуні [9].

$$P_e = P_i - P_m, \text{ кВт}$$

Проводячи аналіз параметрів робочого процесу малопотужного дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного палива з добавкою 10% соняшникової олії, робимо наступні висновки.

1. Ефективна потужність дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного палива з добавкою 10% соняшникової олії зменшилася на 2 кВт (приблизно 2%).
2. Потужність механічних втрат та механічний коефіцієнт корисної дії при роботі на суміші та на дизельному паливі фактично не змінюються.
3. Середній ефективний тиск P_{me} при роботі дизельного двигуна при роботі на суміші зменшився на 16 кПа (приблизно 2%).
4. Питома індикаторна витрата палива b_i , кг/кВт*год для дизельного двигуна при роботі на суміші збільшилася на 3 грама (приблизно 1,5 %) на виробки одного кіловата на протязі години роботи.

3.3 Дослідження екологічних показників двигуна при роботі на суміші палива

Дослідження екологічних показників робочого процесу двигуна, це аналіз впливу фракційного складу запропонованої суміші палива на загальну кількість продуктів свіжого заряду і продуктів згорання, та на кількість окремих компонентів продуктів згорання запропонованої суміші рідкого палива.

1. Загальна кількість продуктів свіжого заряду (M_1 , кмоль/кг) при роботі на суміші зменшилася приблизно на 1,7 %.
2. Загальна кількість продуктів згорання (M_2 , кмоль/кг) при роботі на суміші також зменшилася приблизно на 1,7 %.
3. Кількість вуглекислого газу в продуктах згорання (M_{CO_2} , кмоль/кг) при роботі на суміші також зменшилася приблизно на 1,2 %.
4. Кількість парів води в продуктах згорання (M_{H_2O} , кмоль/кг) при роботі на суміші також зменшилася приблизно на 2,3%

5. Кількість оксидів азоту (M_{N_2} , кмоль/кг) також зменшилася приблизно на 1,7%.

Висновок. Виходячи з результатів аналізу параметрів робочого процесу малопотужного дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного палива з добавкою 10% соняшникової олії, робимо наступні висновки:

1. Ефективна потужність дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного палива з добавкою 10% соняшникової олії зменшилася на 2 кВт (приблизно 2%). Зменшення потужності пов'язано зі зменшенням найнижчої теплоти згорання суміші палив ($Q_H = 41950$ кДж/кг) в порівнянні з дизельним паливом.

2. Питома індикаторна витрата палива b_i , кг/кВт*год для дизельного двигуна при роботі на суміші збільшилася на 3 грама (приблизно 1,5 %) на виробки одного кіловата на протязі години роботи. Збільшення індикаторної витрати палива (як і ефективної) також пов'язано зі зменшенням найнижчої теплоти згорання суміші палив.

3. Дослідження екологічних показників робочого процесу малопотужного дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного палива з добавкою 10% соняшникової олії показало, що зменшення кількості продуктів свіжого заряду і продуктів згорання, та окремих компонентів продуктів згорання виключно залежить від фракційного складу суміші палива.

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища

Умови та безпека праці, їх стан та покращання – самостійна і важлива задача соціальної політики будь якої сучасної промислово розвинутої держави. Для того, щоб краще усвідомити на якому рівні знаходиться стан охорони праці в сучасній Україні необхідно зважити на те, що 1991 року розпочалася не лише розбудова нової держави, а й те, що країна, опинившись у стані економічної кризи, водночас вирішувала (та ще й зараз продовжує вирішувати) задачі зміни соціального, економічного та державного устрою[12].

Рівень безпеки будь яких робіт у суспільному виробництві значною мірою залежить від рівня правового забезпечення цих питань, тобто від якості та повноти викладення відповідних вимог в законах та інших нормативно правових актах. У 1992 році вперше не лише в Україні, а й на теренах колишнього СРСР було прийнято Закон України «Про охорону праці», який визначає основні положення щодо реалізації конституційного права громадян на охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності та принципи державної політики у цій сфері, регулює відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в країні.

Заявивши про свій намір приєднатися до Європейського Союзу, Україна взяла на себе зобов'язання щодо приведення національного законодавства у відповідність з законодавством ЄС. З цією метою 1992 р. прийнято нову редакцію Закону «Про охорону праці», розроблюються нові нормативно правові акти, ведеться робота по внесенню змін до діючих нормативних актів по таким напрямкам: загальні вимоги безпеки праці та захисту здоров'я працюючих на робочих місцях, безпека машин, безпека електрообладнання, засоби

індивідуального захисту, використання вибухових речовин, гірничі роботи, захист від шуму тощо[12].

Завдання охорони праці:

- проектування підприємств, технологічних процесів і конструювання обладнання з обов'язковим виконанням вимог охорони праці;
- знаходження оптимальних співвідношень між різними факторами виробничого середовища, що дозволяє забезпечити мінімум несприятливого впливу їх на здоров'я працівників;
- встановлення, законодавче оформлення визначених норм кожного з несприятливих або небезпечних факторів, систематичний контроль за їх застосуванням;
- розробка конкретних заходів щодо покращення умов праці та забезпечення її безпеки на основі застосування у виробництві новітніх досягнень науки і техніки;
- застосування раціональних засобів захисту працівників від впливу несприятливих факторів виробничого середовища, а також втілення організаційних заходів, які нейтралізують або послаблюють ступінь їх впливу на організм людини;
- розробка та застосування методів і засобів оцінки ефективності заходів з охорони праці, що плануються і здійснюються.

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Пари паливо-мастильних матеріалів проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Шум та вібрація негативно впливають на обслуговуючий персонал, знижують працездатність, увагу, призводять до швидкої втомлюваності та при перевищенні допустимих норм можуть викликати різноманітні захворювання людського організму. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила, які при потраплянні до організму людини можуть викликати хронічні захворювання та навіть отруєння та смерть.

Вдосконалення робочих процесів у сучасних ДВЗ спрямоване на пошук технічних рішень, що забезпечуватимуть створення таких двигунів, які відповідають жорстким стандартам з екології при одночасному форсуванні потужності, підвищенні паливної економічності, поліпшенні динамічних характеристик, проектування та технології виготовлення [14].

Пошарове сумішоутворення є перспективним і для швидкохідних дизелів як спосіб зменшення токсичності їхніх викидів з ВГ при зберіганні високої паливної економічності. Цим і пояснюється значний інтерес, що знову виявляється до двокамерних дизелів.

До їх проектування підходять зараз з інших позицій, ніж раніше підходили до таких дизелів. У минулі роки тиск впорскування палива в них допускався невеликим, форсунки, звичайно, мали однодірковий розпилювач, сумішоутворення в основному забезпечувалося за рахунок енергії перетікання з підвищеною швидкістю повітря із циліндра у додаткову КЗ у процесі стискання. Це приводило до великих втрат енергії на перетікання й зниження паливної економічності; згоряння в них було неефективним, що робило великими викиди в них токсидів з ВГ[1].

Заслужують уваги схеми сумішоутворення з додатковими камерами, які з'єднуються з основною КЗ каналами зі зміною прохідного перерізу у процесах стискання й розширення. В них додаткова камера, наприклад, передкамера поєднується з циліндром каналом з великим прохідним перерізом, що забезпечує

малі втрати на перетікання. Тільки у кінці процесу стискання цей переріз зменшується із-за часткового перекриття каналу виступом, наприклад, на днищі поршня. У кінці стискання повітря перетікає крізь зазори, пази між виступом та каналом, що поліпшує сумішоутворення, інтенсифікує згоряння. У подібних двигунах, поряд з поліпшенням паливної економічності суттєво знижується рівень токсичності викидів з ВГ.

Принципово передкамерні дизелі є кращими за екологічними характеристиками, ніж дизелі з безпосереднім вприскуванням (що визначено фахівцями) з таких причин:

- утворення збагаченої суміші у додатковій камері й наявність подовженого сумішоутворення й догоряння в основній КЗ;
- таким чином, з одного боку, незважаючи на утворення у передкамері (вихровій камері) великої кількості продуктів неповного згоряння, кількість останніх різко знижується при догорянні в основній КЗ (при забезпеченні високої турбулізації заряду), з іншого боку, у зв'язку з нестачею окислювача у додатковій камері там утворюється мало NO_x ;
- при подовженому догорянні, незважаючи на збільшення концентрації кисню у продуктах згоряння, різко знижується температура у зоні згоряння, що запобігає утворенню значної кількості NO_x [1].

Двигуни з розділеними КЗ мають додаткову камеру згоряння (ДКЗ), об'єм якої (вихрової чи передкамери) звичайно не перевищує 50 % об'єму всієї КЗ. Все паливо вприскують у ДКЗ; для сумішоутворення означеною мірою використовується енергія палива, яке втікає у ДКЗ із циліндра з великими швидкостями через гальмування потоку повітря на вході в цю камеру внаслідок місцевого опору $a_{\text{ДКЗ}} < 1$.

Згоряння палива починається у ДКЗ й відбувається при нестачі кисню, що, незважаючи на порівняно високі температури, стає перепорою утворенню NO_x . Крім того, при розділеній КЗ внаслідок великої відносної поверхні її

збільшуються втрати теплоти від газів до стінок, що знижує температури і зменшує викиди NO_x . У процесі згоряння паливоповітряна суміш та продукти згоряння витікають із ДКЗ до циліндра, де при надлишку повітря, але при знижених температурах (що пов'язано з великим a) має місце догоряння продуктів неповного згоряння. Ці температури не досить високі для утворення великих кількостей NO_x , але достатні для допалення сажі та інших продуктів неповного згоряння. Останньому сприяє також добре перемішування суміші у циліндрі через великі швидкості витікання газу із ДКЗ при згорянні[1].

В однокамерних дизелях вприскування палива здійснюється, як правило, крізь багатодіркові розпилювачі. Розподілення палива по об'єму КЗ залежить, головним чином, від характеристик системи вприскування, закону паливоподачі та форми цієї камери.

Не розглядаючи різноманітність форм КЗ двигунів з безпосереднім вприскуванням (однокамерних), відзначимо, що згоряння основної маси циклової подачі палива здійснюється у зоні, де $a = 1$. Це приводить до утворення значних викидів NO_x . Вигорання сажі та інших продуктів згоряння у процесі розширення відбувається менш інтенсивно, ніж у двокамерних дизелях внаслідок гіршого перемішування цих продуктів із повітрям[1].

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

Слід визначити суттєвий вплив навантаження дизелів на токсичність їхніх викидів токсидів: у середньому вони змінюються у 3...10 разів. Найбільше змінюються рівні викидів оксидів азоту та сажі (майже у 10 разів) [13].

При цьому важливо також підкреслити, що з відпрацьованими газами автомобілів з дизелями викидається значно більше сполук важких металів, в тому числі свинцю, ніж при використанні етилованих бензинів у ДВЗ з іскровим запалюванням.

Особливо треба відзначити, що для дизелів через те, що $\alpha > 1$ у відпрацьованих газах, проблематичне використання біфункціональних (окислювальних та оновлювальних) каталітичних нейтралізаторів. Необхідні принципово нові засоби оновлюючого каталізу при надлишку кисню у відпрацьованих газах [1].

Все сказане підводить до того, що подальше зниження забруднення атмосфери повинно базуватися на комплексній екологізації дизелів з використанням:

- екологічно чистих палив (без домішок сірки, наприклад);
- більш вдосконалених засобів спалення дизельного пального, в тому числі з пошаровим сумішоутворенням тощо.

Серед заходів з екологізації робочого процесу двигунів внутрішнього згоряння помітне місце займають присадки до моторних палив, перш за все вода, тобто використання водоналивних емульсій. Серед відомих способів зменшення екологічної небезпеки викидів з відпрацьованими газами двигунів внутрішнього згоряння, у першу чергу NOx та сажі, застосування водопаливних емульсій (ВПЕ) було й залишатиметься найбільш універсальним, таким, що не вимагає серйозної конструктивної модернізації дизеля[1].

При експлуатації дуже актуальним є виготовлення емульсій, наприклад на основі дизельного палива. Для виготовлення ВПЕ в умовах експлуатації можна використати установки, в яких диспергування здійснюється за допомогою блока дросельних шайб або гідравлічним свистком. За таким принципом функціонує обладнання, що запропоновано, наприклад, у США, Англії, Японії та інших країнах. Однак подібні засоби не забезпечують ВПЕ на базі моторних палив з дисперсністю, нижчою 10...15 мкм.

Для отримання ВПЕ на базі дизельних палив доцільно застосувати механічні типи диспергаторів, наприклад роторно-пульсаційні або дезінтегратори. Досвід використання таких диспергаторів показав, що вони дозволяють отримувати ВПЕ дисперсністю 1...3 мкм.

Важливим є вибір емульгаторів для стабілізації ВПЕ за такими вимогами:

1. Потрібно віддавати перевагу однокомпонентним емульгаторам, з урахуванням емульгуючих властивостей самого дизельного пального;
2. Емульгатори повинні швидко і без залишку розчинятися у відповідному компоненті ВПЕ (паливо, вода) у кількості до 1 % при температурі від 283 К та вище;
3. ВПЕ має бути зворотного типу (вода у паливі) при вмісті води 5...50 % за масою;
4. Залежно від способу подачі у дизель отримувана ВПЕ повинна мати стабільність седиментаційну від 4 до 24 годин та стійкість до коалесценції 5...40 діб; під седиментацією розуміється перша стадія руйнування ВПЕ, що характеризується розшаруванням об'єму емульсії, коли на дні об'єму утворюється пара зі щільно упакованих великих крапель; коалесценція — повний розпад емульсії з виділенням дисперсної фази;
5. Емульгатор повинен бути хімічно й фізично інертним до матеріалів паливної апаратури;
6. Вартість емульгатора має бути мінімальною [1].

Сьогодні створення ефективних емульгаторів для дизельного пального продовжується. Найбільш ефективні прості неорганічні електроліти. Стабільність емульсій досягається за рахунок сил відштовхування, що приводить до зменшення тривалості зіткнення крапель.

Найбільшу стабільність ВПЕ забезпечують високомолекулярні сполуки (протеїни, каучук, смоли, гуми, крохмаль і т. п.), коли з їх допомогою кожна молекула емульгатора закріплюється на поверхні й міцно утримується.

Поряд із заходами, спрямованими на зниження димності відпрацьованих газів, розробляються методи уловлювання сажі в процесі випуску.

Найбільший інтерес викликають процеси уловлювання сажі в електричному полі фільтрами, виготовленими з різних матеріалів. Ефективність очистки такими

методами досягає 70...90%.

Високу ефективність застосування висококонцентрованих (щодо води) ВПЕ можна пояснити суттєвим поліпшенням процесів сумішоутворення та згоряння палива у присутності рівномірно розподіленої за сумішшю пари води. Середня температура робочого циклу дизеля знизилася через втрати теплоти на випаровування води й дисоціацію її молекул, що й зумовило різке зниження концентрації NO_x у відпрацьованих газах.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання випускної кваліфікаційної роботи були розраховані показники робочого процесу малопотужного дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного палива з добавкою 10% соняшникової олії. Також був виконаний розрахунок зовнішнього теплового балансу, побудована індикаторна діаграма та проведений динамічний розрахунок двигуна.

Виходячи з результатів аналізу параметрів робочого процесу малопотужного дизельного двигуна робимо наступні висновки:

1. Найнижча теплота згоряння Q_n суміші дизельного палива з добавкою 10% соняшникової олії дорівнює 41950 кДж/кг, що на 1,3% менше ніж теплота згоряння дизельного палива. Це означає, що теплоти, яка перетворюється в корисну роботу менше, отже наступні показники будуть теж менші.

2. Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг палива L_0 при роботі на суміші має значення 0,487 кмоль/кг, що на 1,3% менше ніж при роботі двигуна на дизельному паливі. Ці данні нам показують, що при роботі на суміші, кількість повітря котре потрібне для згоряння палива менша, що характеризує більш лояльне ставлення до навколишнього середовища.

3. Питома індикаторна витрата палива b_i , кг/кВт*год для дизельного двигуна при роботі на суміші збільшилася на 3 грама (приблизно 1,5 %) на виробки одного кіловата на протязі години роботи.

4. Ефективна потужність, P_e кВт, при роботі на суміші має показник $P_e=112$ кВт, що на 1,7 % менша від номінально ефективної потужності двигуна, працюючого на ДП саме завдяки зменшенню потужності при розрахунках зменшила.

5. Потужність механічних втрат та механічний коефіцієнт корисної дії при роботі на суміші та на дизельному паливі фактично не змінюються.

6. Дослідження екологічних показників робочого процесу малопотужного дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного палива з добавкою 10% соняшникової олії показало, що зменшення кількості продуктів свіжого заряду і продуктів згорання, та окремих компонентів продуктів згорання виключно залежить від фракційного складу суміші палива.

Також дивлячись на екологічні показники, можна розгледіти, що всі вони мають при роботі дизельного двигуна на суміші, більш вигідні показники, по відношенню до екології, так як всі викиди зменшуються, що більш сприятливе до навколишнього середовища.

Розглядаючи розрахунки показані вище, можна зробити заключення. При роботі тракторного двигуна 6ЧН 13/11,5 (СМД-60) на суміші соняшникової олії 10% + 90ДП, значних змін в його роботі при порівнянні з роботою на чистому дизельному паливі не виявлено.

ЛІТЕРАТУРА

1. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ / Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. – Харків: Прапор, 2004.- 360 с.
2. Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун, А.О. Копач, Л.П. Мержиєвська. Екологія автомобільного транспорту: Навчальний посібник - К.: Основа, 2002.-312с.
3. С. Доценко, О. Грабовенко. Перспективи та проблеми використання біопалива в дизельних двигунах. «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв. 27-28 жовтня 2022р. – 175-177с.
4. Доценко С.М. Економічні та екологічні переваги виробництва біопалива в Україні Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща, 19-20.09. 2023р.); с. 199-202.
5. О. Грабовенко, С. Доценко, В. Нестеренко, І. Швець «Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні». Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
6. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.
7. Доценко С.М. Грабовенко О.І. Швець І.А. Лисих А.Ю. Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2023 – № 2-3 (491-492). – С. 49-56.

8. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. // 27 rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04-06.10.2023: –Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages 921-929.

9. Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50с.

10. Доценко С. Ченчик Д. Чебаненко В. Альтернативні палива для дизельних двигунів з відновлювальних джерел енергії. VII Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасний стан та проблеми двигунобудування». Україна, м. Миколаїв, НУК, 24-25.11. 2022 р. – 16-17с.

11. С. Доценко Конвертація дизельних двигунів сільськогосподарської техніки для роботи на метиловому ефірі ріпакової олії. Збірник наукових праць КНТУ.– Кіровоград : КНТУ, Випуск № 37. 2007.

12. Основи охорони праці. Підручник. 21ге видання, доповнене та перероблене. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз'яков, Л. О. Мітюк. За ред. К. Н. Ткачука і М. О. Халімовського. — К.: Основа, 2006 — 448 с.

13. Ткач М.Р., Б.Г. Тимошевский, С.М., Доценко Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80ME металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. № 1. – С.35-41.

14. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.