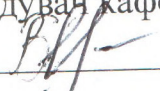


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


« » 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

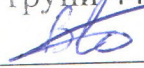
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Проект автотракторного дизельного двигуна потужністю 100 кВт,
який працює на метиловому ефірі ріпакової олії (МЕРО).

Прототип 6 ЧН 13/11,5.

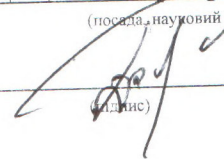
Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23


(підпис) **Кравчук В.В.**

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступінь, вчене звання)


(підпис) **Доценко С.М.**

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.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»**

Студенту Кравчуку Владиславу Володимировичу

1. Тема роботи: «Проект автотракторного дизельного двигуна потужністю 100 кВт, який працює на метиловому ефірі ріпакової олії (МЕРО)».

Керівник роботи Доценко С.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року № 23

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 метилового ефіру ріпакової 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 (повздо переріз).
3. Графіки залежностей впливу МЕРО на ефективні показники.
4. Графіки залежностей впливу МЕРО на економічні 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	При
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

Студент  Кравчук В.В.

Керівник роботи  Доценко С.М.

Анотація

В якості палив для дизелів найбільш широко використовується ріпакова олія та палива на її основі. Метиловий ефір ріпакової олії (МЕРО) знайшов широке застосування в якості палива для дизеля. При оцінюванні ефективних показників на основі розрахунку робочих процесів було виявлено:

Так як, аналітичні розрахунки проводилися для двигуна СМД-60, то конструктивні параметри зберігались постійними, не змінювались також параметри наповнення та механічних втрат.

Аналізуючи робочий процес ми прийшли до висновку, що на робочий процес найбільший вплив здійснюють середній елементарний склад палива та теплота згоряння.

Ключові слова: дизельний двигун, метиловий ефір ріпакової олії, елементарний склад палива, теплота згоряння.

Abstract

Rapeseed oil and fuels based on it are most widely used as fuels for diesel engines. Rapeseed oil methyl ester (MERO) is widely used as a diesel fuel. When evaluating effective indicators based on the calculation of work processes, it was revealed:

Since analytical calculations were carried out for the SMD-60 engine, the design parameters remained constant, and the filling and mechanical loss parameters did not change.

Analyzing the work process, we came to the conclusion that the average elementary composition of the fuel and the heat of combustion have the greatest influence on the work process.

Keywords: diesel engine, rapeseed oil methyl ester, elementary composition of fuel, heat of combustion.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА	7
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2 Опис конструкції проектованого двигуна	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	15
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу	15
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна на МЕРО	18
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	29
2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна	35
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	41
РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА	48
3.1 Аналіз досліджень з використання біологічного палива	48
3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на метиловому ефірі ріпакової олії	49
3.3 Дослідження економічних показників робочого процесу двигуна при роботі на метиловому ефірі ріпакової олії	52
Висновок	53

					ПННІ НУК 142.44.25.14. ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розробив		Кравчук В.В			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірів		Доценко С.М					З		
						44-ЕМ-23			
Н. контр.		Доценко С.М							
Затвердив		Нестеренко ВВ							

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

54

4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища 54

4.2 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів 55

4.3. Заходи щодо зниження шуму і вібрації 57

ВИСНОВКИ 61

ЛІТЕРАТУРА 63

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 економічні показники | ГЗ 2 Ф-А1 |
| 5. Специфікація двигуна Ф-А 4 | |

ВСТУП

Зменшення запасів нафти на нашій планеті та викиди в атмосферу великої кількості токсичних речовин при спалюванні моторного палива отриманого з нафти змушують шукати альтернативу паливу нафтового походження. Моторне паливо отримане з нафти при спалюванні виділяє SO_2 , NO_x та різні форми вуглеводнів. У випускних газах двигуна працюючого на рідкому паливі міститься значний відсоток CO_2 , який потрапляючи в атмосферу сприяє збільшенню парникового ефекту [1,2].

Також у дизельному паливі в значно більшій кількості, ніж в бензині, міститься сірка. Згідно названої вище Директиви в країнах ЄС межа вмісту сірки в дизельному паливі з 2000 року встановлена 350 мг/л , а з 2005 року, як і в бензинах, 50 мг/л . При наявності надлишкового кисню в процесі згоряння вона окислюється до двооксиду і викидається з відпрацьованими газами. Є у відпрацьованих газах дизеля і поліциклічні вуглеводні, які в значній кількості адсорбуються розвиненою поверхнею сажі і переміщуються з її частками [4].

Серед рідких палив альтернативного походження особлива увага приділяється паливам отриманим в ході переробки рослинної сировини (біопалива), до переваг яких треба віднести: можливість відновлення запасів сировини, відносно дешевизну їх отримання, а також можливість отримання значних обсягів сировини, достатніх для забезпечення власних потреб.

Згідно з вимогами Європейського Союзу щодо використання біологічного та інших видів палива з відновлювальних ресурсів, їх частка в структурі енергоспоживання країн — членів ЄС повинна становитиме до 5,7 відсотка. Таким чином, Україна, проголосивши свій політичний вибір щодо вступу до ЄС, повинна виробляти та споживати у 2010 році понад 520 тисяч тон біопалива [5].

З метою застосування загальноприйнятих світових практик в Україні щодо CO₂-нейтральності біопалива та стимулювання його використання для виробництва енергії в уряді підготовлено такі законопроекти: «Про внесення змін до Податкового кодексу України щодо встановлення нульової ставки податку за викиди CO₂ для установок, якими здійснюються такі викиди в результаті спалювання біопалива»; «Про внесення змін до Закону України «Про альтернативні види палива» щодо створення Реєстру установок, що використовують біопаливо як єдиний вид палива» [2,3].

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. 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. Кінцевим продуктом реакції є: метиловий ефір – 86%, фосфорні добрива – 1%, гліцерин – 9% та метанол – 4%, який не прореагував і здатний до повторного використання [5].

Основними перевагами метилового ефіру ріпакової олії перед мінеральним дизельним паливом є його невичерпність та екологічність. 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 100°C), що робить його використання відносно безпечним [5].

Завданням роботи є визначення ефективних та економічних показників робочого процесу дизельного двигуна при роботі на метиловому ефірі ріпакової олії.

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 [6].

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 наведені в інструкції по його експлуатації[6].

Перелік робіт які проводяться при кожному виду технічного обслуговування приведені в інструкції по експлуатації двигуна. При цьому роботи які вимагають розборку дизельного двигуна, необхідно проводити тільки в закритому приміщенні[6].

Тільки при виконанні даних умов виробник гарантує надійну роботу силового агрегату та збереження його характеристик на протязі всього терміну експлуатації [6].

1.2 Опис конструкції проектного двигуна

Технічна характеристика

Потужність експлуатаційна, kWt :	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, $\text{г}/(\text{kWt}\cdot\text{год})$	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 лісогосподарський 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[6].

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[6].

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[6].

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[6].

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[6].

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[6].

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[6].

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[6].

Поршень 4, відлитий з високо крем'яного алюмінієвого сплаву, забезпечений трьома чавунними компресійними кільцями і одним (нижнім) маслоз'ємним[6].

У перетині компресійні кільця мають форму прямокутної трапеції. Поверхня верхнього кільця, що треться, покрита тонким шаром пористого хрому. Під маслоз'ємними кільцями встановлений розширювач. Для полегшення поршня його спідниця з боку бобишок укорочена[6].

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[6].

Механізм газорозподілу включає по два клапани 5 на кожен циліндр — по одному впусканню і одному випускному[6].

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[6].

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[6].

Електропостачання здійснюється від двох джерел струму — свинцевої акумуляторної батареї постійного струму і трифазного генератора змінного струму потужністю 1000 Вт з вбудованим випрямлячем[6].

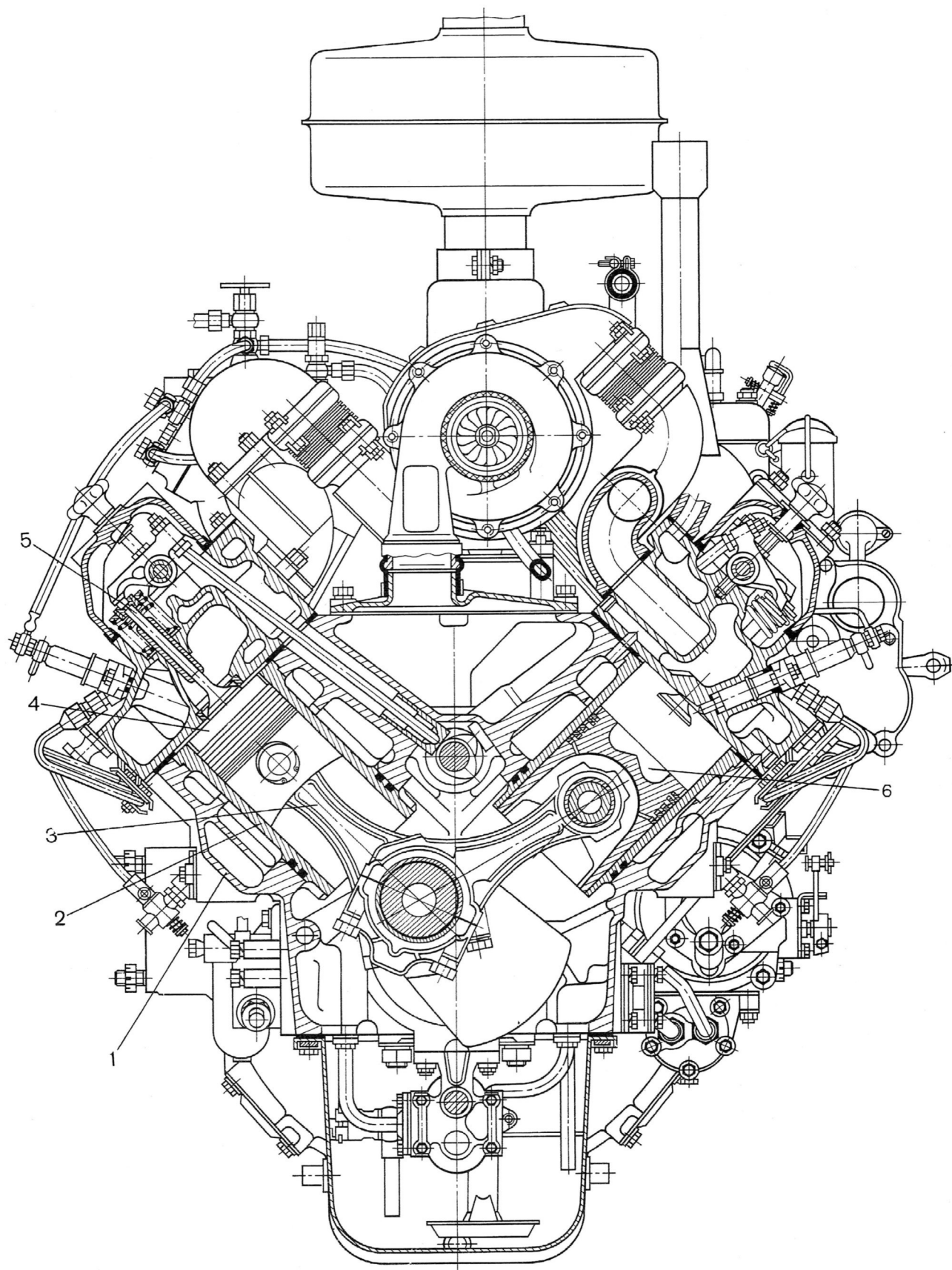


Рисунок 1.1. Поперечний розріз двигуна 6ЧН 13/11,5 (СМД-60)

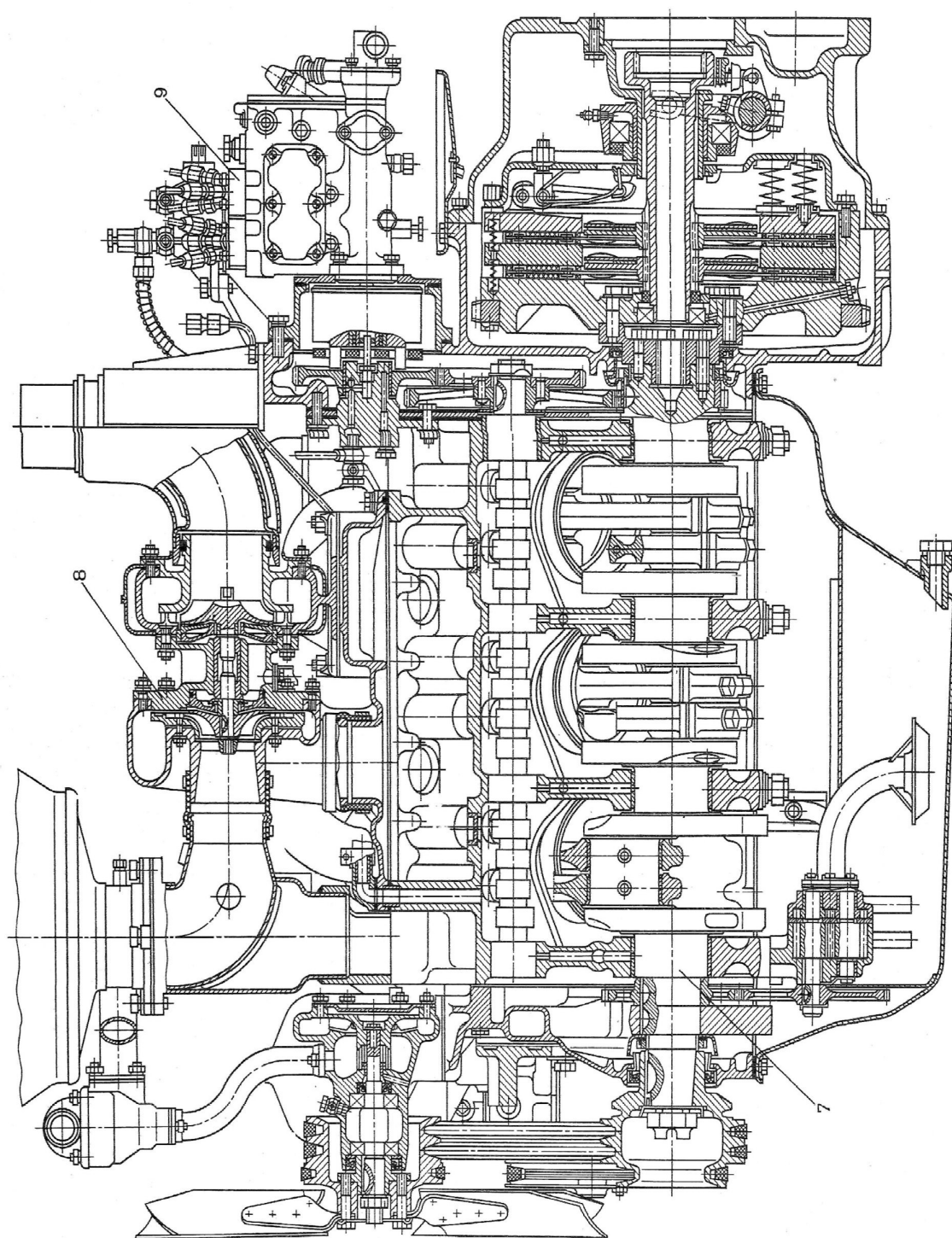


Рисунок 1.2 Повздовжній розріз двигуна 6ЧН 13/11,5 (СМД-60)

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна [7]

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» [7].

Вибір вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу автотракторного двигуна:

Тиск та температура навколишнього середовища

За тиск та температуру навколишнього середовища, згідно рекомендацій методичних вказівок приймаємо стандартні умови

$$P_o=0,103 \text{ МПа}, T_o=293 \text{ К. [7].}$$

Тиск наддуву

Тиск наддуву є оптимальним засобом збільшення масового наповнення циліндра свіжим зарядом. Для автотракторних двигунів тиск наддуву помірний, та знаходиться в межах $P_n = 0,13 \dots 0,15 \text{ МПа}$.

Для даного типу двигуна пропоную $P_n = 0,14 \text{ МПа}$, [7], що знаходиться в межах допустимого.

Підігрів свіжого заряду

Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT залежить від конструкції системи охолодження, режиму роботи автотракторного дизеля, температури навколишнього середовища та інших факторів, будемо орієнтуватися на дослідні дані взяті з літературних джерел.

Дана температура знаходиться в межах $\Delta T = 10 \dots 40$ К, [7]

Для даного типу дизеля вибираємо значення $\Delta T = 20$ К.

Температура залишкових газів

Так як величину температури залишкових газів T_r , яка виходить із циліндру практично важко визначити, будемо орієнтуватися на дослідні дані взяті з літературних джерел. По дослідним даним T_r , для автотракторних дизелів знаходиться в межах $T_r = 600 \dots 900$ К, [7].

Для даного типу дизеля вибираємо значення $T_r = 700$ К.

Тиск залишкових газів

Величина тиску залишкових газів в процесі роботи постійно змінюється та залежить від таких факторів як режиму роботи двигуна, частоти обертання колінчастого валу двигуна, величини опору системи випуску, наявність турбонаддуву. Згідно рекомендацій методичних вказівок $P_r = (0,85 \dots 1,1) P_n$, МПа [7].

Для даного типу дизеля вибираємо значення $P_r = 0,13$ МПа.

Ступінь підвищення тиску

Величина ступіня підвищення тиску λ залежить від величин тиску в кінці стиску та в кінці процесу горіння, конструкції камери згорання та інших факторів. Для автотракторних двигунів з розділеною камерою згорання рекомендовано $\lambda = 1,4 \dots 1,8$ [7].

Для даного типу дизеля вибираємо значення $\lambda = 1,6$.

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми це відношення площі дійсної індикаторної діаграми до площі теоретичної індикаторної діаграми.

Рекомендовано для автотракторних ДВЗ $\zeta = 0,92 \dots 0,98$

Для даного типу дизеля вибираємо значення $\zeta = 0,95$ [7].

Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»

Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» це коефіцієнт який враховує яка частка нижчої теплоти згоряння палива використовується на ділянці згоряння. Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» лежить в таких межах 0,75 - 0,80 [7].

Для даного типу дизеля вибираємо значення $\zeta_z = 0,80$.

Елементарний склад палива:

Таблиця 2.1.1 Елементарний склад палив, що використовується при роботі автотракторного двигуна [7].

№ п/п	Вид палива	С	Н	О
1	Дизельне паливо	0,86	0,13	0,01
2	МЕРО	0,77	0,121	0,109

Нижча теплота згоряння палива:

Таблиця 2.1.2 Нижча теплота згоряння палив, що використовується при роботі автотракторного двигуна [7].

№ п/п	Вид палива	Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг
1	Дизельне паливо	42500
2	МЕРО	37400

2.2. Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна, який працює на метиловому ефірі ріпакової олії

2.2.1 Умови завдання:

Ефективна потужність	100 кВт
Частота обертання колінчастого валу	1700 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon = 16$
Число циліндрів	6
Тиск наддуву	0,14 МПа

2.2.2 Вихідні дані розрахунку робочого процесу

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$
Тиск навколишнього середовища	0,1 МПа
Температура навколишнього середовища	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 1$ К
Тиск залишкових газів	0,13 МПа
Температура залишкових газів	700 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці 'ξ	0,8
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми ξ	0,95

Паливо - Метиловий ефір ріпакової олії ДСТУ EN 14103:2009

Середній елементарний склад палива C = 0,770 H = 0,121 O = 0,109

Найнижча теплота згоряння палива $Q_H = 37400$ кДж/кг

2.2.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг. палива

$$l_0 = 28,95 \times L_0 = 28,95 \times 0,433 = 12,54 \text{ кг}$$

Кількість свіжого заряду

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

$$M_1 = 0,693 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

$$\text{Кількість CO}_2: M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,064$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,05$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{\text{O}_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,727$$

2.2.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

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

$T_b =$ 340 K

Тиск в кінці впуску

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

число з інтервалу = 0,9

$$P_d = 0,126 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів

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

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

$$\Delta T_1 = 30 \text{ К}$$

$$\gamma_r = 0,034$$

Температура в кінці впуску

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

$$T_d = 352 \text{ К}$$

Коефіцієнт наповнення циліндра

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_B} \times \frac{T_B - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)}$$

$$\Phi_c = 0,845$$

Густина заряду на впуску

$$\rho_B = \frac{P_B \times 10^6}{R_{\Pi} \times (T_B - \Delta T_1)} =, \text{ кг/м}^3$$

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

$$\rho_{\epsilon} = 1,523 \text{ кг/м}^3$$

2.2.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску

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

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

Вибираємо значення по номограмі

$$n_1 = 1,365$$

Тиск в кінці стиску

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

$$P_c = 5,546 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску

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

$$T_c = 968 \text{ K}$$

Середня мольна теплоємність повітря

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

$$mC_{v'} = 22,43 \text{ КДж/Кмоль} \times K$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,049$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,047$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + v \times T_Z, \frac{KДж}{Kмоль} \times K$$

де:

$$a = 23,517$$

$$v = 0,0019$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''_p = mCv'' + 8.134, \frac{KДж}{Kмоль} \times K$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mC''_p = a + v \times T_Z, \frac{KДж}{Kмоль} \times K$$

де:

$$a = 31,651$$

$$v = 0,0019$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

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

Після підстановки одержим рівняння

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

де:

$$a = 31,651$$

$$v = 0,0019$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 8,874 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,002$$

$$B = 33,142$$

$$C = 76107$$

Звідки:

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

$$T_z = 2047 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,384$$

2.2.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 11,56$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n} \text{ (для } 600 \leq n \leq 2500 \text{)}$$

Визначаємо середній показник політропи розширення із номограми

$$n_2 = 1,30$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_e = 0,368 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_e = 982 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 788 \text{ K}$$

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

Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_{\text{с}}}{\sqrt[3]{\frac{P_{\text{с}}}{P_r}}}$$

$$T_r = 694 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_{\text{с}}|}{T_r^3} \times 100 \% \leq 1$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1,002 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 0,952 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\text{в}} \times \Phi_{\text{с}} \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,397$$

Питома індикаторна витрата палива.

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

$$b_i = 0,243 \text{ кг/кВт год}$$

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.

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

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

$$V_{П.СР.} = 6,517 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,166 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 0,786 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,826$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,328$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$v_e = 0,294 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Година витрата палива.

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

$$B = 29,390 \text{ кг/год}$$

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.

$$V_{st} = 8,98 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 1,50 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{\text{ПР}}}{d_{\text{ПР}}}$$

$$d_{\text{ПР}} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 0,885$$

$$d = 129 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 114 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 115 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = \text{Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 101,93 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{exp} = 100,97 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 1,91 \%$$

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	МЕРО
1	L_0 , кмоль/кг	0,495	0,433
2	l_0 , кг/кг	14,33	12,40
3	M_1 , кмоль/кг	0,792	0,693
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,072	0,064
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,0605
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,062	0,055
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,626	0,547
8	M_2 , кмоль/кг	0,825	0,727
9	T_b , К	340	
10	P_d , МПа	0,126	
11	T_d , К	352	
12	γ_r	0,034	
13	Φ_c	0,845	
14	P_c , МПа	5,546	
15	T_c , К	968	
16	β	1,040	1,047
17	P_z , МПа	8,874	8,874
18	T_z , К	2058	2047
19	ρ	1,382	1,384
20	P_b , МПа	0,367	0,368
21	T_b , К	987	982
22	P_{mi} , МПа	0,949	0,952

23	η_i	0,398	0,397
24	b_i , кг/кВт*год	0,213	0,243
25	η_m	0,825	0,826
26	P_{me} , МПа	0,783	0,786
27	η_e	0,328	0,328
28	b_e , кг/кВт*год	0,258	0,294
29	B , кг/год	25,82	29,39
30	P_{ep} , кВт	101,5	101,9

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 [7].

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	0,952
2	Тиск в кінці впуску	P_d	МПа	0,126
3	Показник політропи стиску	n_1	-	1,365
4	Показник політропи розширення	n_2	-	1,30
5	Ступінь стиску	ε	-	16
6	Максимальний тиск згоряння	P_{max}	МПа	8,874
7	Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,384
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 $V_s = [AB] = 300$ мм – приведений робочий об'єм
[AB] = 300 мм - відстань від ВМТ до НМТ по діаграмі

Розрахунок лінії стиску на діаграмі

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

Розрахунок лінії розширення на діаграмі

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

Значення ліній стиску і розширення в міліметрах знаходимо за формулою

Лінія стиску

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

Лінія розширення

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

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	5,546	103	-	-	-
1,384	3,559	66	8,874	164	5,717
1,5	3,189	59	7,992	148	5,198
1,75	2,584	48	6,541	121	4,286
2	2,153	40	5,499	102	3,345
3	1,238	23	3,246	60	2,008
4	0,836	15	2,233	41	1,397
5	0,616	11	1,671	31	1,054
6	0,481	9	1,318	24	0,838
7	0,389	7	1,079	20	0,689
8	0,325	6	0,907	17	0,582
9	0,276	5	0,778	14	0,502
10	0,239	4	0,679	13	0,439
11	0,210	4	0,599	11	0,389
12	0,187	3	0,535	10	0,349
13	0,167	3	0,482	9	0,315
14	0,151	3	0,438	8	0,287
15	0,138	3	0,401	7	0,263
16	0,126	2	0,368	7	0,242

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 клапану до в.м.т. в тч. b^I , знижує тиск в кінці розширення до тч. b^{II} , яка розміщує $\Delta\varphi_2$ між точками b і d . Так як закриття випускного клапана відбувається після н.м.т. тоді тч. d^I , розміщується на лінії стиску [7].

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	$P_r = 0,13 \text{ МПа}$
- масштаб тиску	$m_p = 0,054 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}};$
- хід поршня	$S = 115 \text{ мм}$
- тиск в кінці стиску	$P_c = 5,546 \text{ МПа}$
- максимальний тиск	$P_{\max} = 8,874 \text{ МПа}$

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна, який працює на метиловому ефірі ріпакової олії

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	101,9 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	1700 хв ⁻¹
Діаметр циліндру	$d =$	130 мм
Хід поршня	$S =$	115 мм
Число циліндрів	$i =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4
Нижча теплота згоряння МЕРО	$Q_H =$	37400 кДж/кг
Годинна витрата палива	$B_r =$	29,39 кг/год
Індикаторний к.к.д.	$h_i =$	0,398
Ефективний к.к.д.	$h_e =$	0,328
Кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,693 кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_2 =$	0,727 кмоль/кг
Середня температура випускних газів	$T_r =$	788 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

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

$$Q_{\Pi} = 329 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 100 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 7 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_{\Pi} \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 148 \text{ Дж/сек}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 72 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

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

де Q_W - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;
 $Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;
 $Q_{B.H.}$ -теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{СТ}} + W_{\text{Г.Р.}} + W_{\text{виП}}) \cdot Q_{\Pi}$$

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

З експериментальних даних:

$$\begin{aligned} W_{\text{нап.}} &= 0,09 & W_{\text{г.р.}} &= 0,18 \\ W_{\text{ст.}} &= 0,01 & W_{\text{вып}} &= 0,09 \end{aligned}$$

$$Q_w = 39 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 17 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 897 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 538 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,00153 \text{ м}^3$$

$$P_n = 12,908 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

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

$$Q_{\text{т.п.}} = 12908 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Визначаємо витрату води як суму теплоти

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 347 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

6-12 - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\text{в}} = K$$

$$V_B = 0,0028 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

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

$$0,85$$

$$P_{\text{в.н.}} = 0,328 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 328 \text{ Дж/сек}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\text{в}} = 95675 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 31,34 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$m C_p'' = 15$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$m C_p = 5$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 515 \text{ Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

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

$$Q_r = 92018 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$$q_r = 30,14 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,672$$

тоді

$$Q_{MD} = 529 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 7293 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 7293 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 15 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0004 \text{ м}^3/\text{с}$$

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_M = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 0,169 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 169 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 7463 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,44 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 8274 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 2,71 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця № 2.4.1.

Зведенні данні теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі	101900	33,37
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	95675	31,34
Теплота, яка виноситься випускними газами	92018	30,14
Теплота, яка відводиться маслом	7463	2,44
Невраховані теплові втрати	8274	2,71
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	305329	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

$$F_r = p_u \frac{\pi \cdot D^2}{4}, H$$

де: P_u – 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:

$$F_d = F_r + F_i, H$$

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	$n = 1700 \text{ хв}^{-1}$
3. Ордината, прийнята для $P_{\max}$	$h_{\max} = 224\text{мм}$
4. Максимальний тиск згоряння	$P_{\max} = 8,847 \text{ МПа}$
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

РОЗДІЛ 3

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА

3.1 Аналіз досліджень з використання біологічного палива

Серед рідких палив альтернативного походження особлива увага приділяється паливам отриманим в ході переробки рослинної сировини, до переваг яких треба віднести: можливість відновлення запасів сировини, відносно дешевизну їх отримання, зберігання та переробки, а також можливість отримання значних обсягів сировини, достатніх для забезпечення власних потреб.

Застосування рослинних олій в якості альтернативи дизельному паливу має цілий ряд переваг. Так, рослинні олії мають виключно низький вміст сірки та ароматичних з'єднань, що означає практично повну відсутність у вихлопних газах оксидів сірки та канцерогенних поліциклічних ароматичних вуглеводнів [9].

У викидах міститься менша кількість незгорівших вуглеводнів, вони відносно нешкідливі для навколишнього середовища, так як при розливанні на ґрунт піддаються швидкому біологічному розкладанню, як і будь-який інший компонент рослинної сировини. Тому дослідження питання використання зазначених палив в ДВЗ є актуальними [10].

Типовим прикладом рослинних олій являється ріпакова олія (РО) – масляниста рідина, бурого кольору, яка приймає після рафінування світло-жовтий колір. Ріпакова олія (і близька до неї по складу суремна олія) представляє собою суміш моно-, ди- і триацилгліцеринів. Ріпакова олія середнього складу містить як насичені жирні кислоти – пальмітинову, стеаринову, так і ненасичені – олеїнову.

В якості палив для дизелів найбільш широко використовується ріпакова олія та палива на її основі. Метиловий ефір ріпакової олії (МЕРО) знайшов широке застосування в якості палива для дизеля.

					ПННІ НУК 142.44.25.14. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Метиловий ефір ріпакової олії має більше цетанове число палива та високу температуру самозаймання (більше 373 К), що робить його використання відносно безпечним [5].

Основні фізико-хімічні властивості МЕРО і дизельного палива наведені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 Фізико-хімічні властивості МЕРО і дизельного палива

Показники	Європейський стандарт на МЕРО EN 14214/2003		Стандарт України на паливо дизельне ДП- Євро 4 В7 ДСТУ 7688:2015			
	Розмірність	межі		Розмірність	Л	З
		min	max			
Вміст ефірів	% (м/м)	96,5	-	-	-	-
Густина	кг/м ³	860	900	кг/м ³	860	840
Кінематична в'язкість	мм ² /с	3,50	5,0	мм ² /с	3,0-6,0	1,8-6,0
Температура спалаху	°С	120	-	°С	40-62	35-40
Вміст сірки	мг/кг	-	10,0	%	0,05	0,05
Коксівність 10%	% (м/м)	-	0,30	%	0,30	0,30
Цетанове число	-	51,0	51,0	-	50	50
Механічні домішки	мг/кг	-	24	-	-	-
Вміст води	мг/кг	-	500	-	-	-

3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на метиловому ефірі ріпакової олії

Для дослідження основних показників робочого процесу двигуна при його експлуатації необхідно оцінити вплив різноманітних факторів на індикаторні та ефективні показники.

Вид палива може впливати на індикаторні показники двигуна в результаті чого зміна параметрів впорскування і розпилення, різності в випаровуванні та спалахуванні. Застосовування в двигуні палив об'єднаного

					ПННІ НУК 142.44.25.14. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

фракційного складу (МЕРО) веде до збільшення періоду затримки спалахування і швидкості тепловиділення у фазі швидкого згоряння.

До ефективних показників двигуна відносяться середній ефективний тиск P_{me} , ефективна потужність P_e , ефективний ККД η_e і питома ефективна витрата палива b_e [7].

Середній ефективний тиск P_{me} представляє собою умовний середній постійний тиск, який діє на поршень на робочому ході і здійснює роботу, еквівалентну корисній роботі, яка передається через колінчастий вал - споживачу. Іншими словами, середній ефективний тиск P_{me} представляє собою питому ефективну роботу двигуна [7].

Середній ефективний тиск, враховує крім теплових всі механічні втрати, визначається із виразу:

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

де P_m – середній тиск механічних втрат, МПа.

При оцінюванні ефективних показників на основі розрахунку робочих процесів двигуна середній ефективний тиск визначають в залежності від середнього індикаторного тиску розрахункового циклу і прийнятого значення механічного ККД [7].

Механічний ККД η_m представляють собою відношення використаної потужності P_e до індикаторної P_i :

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{(P_i - P_m)}{P_i} = \frac{P_m}{P_i},$$

де P_m – потужність 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. Ефективна потужність P_e так як і середній ефективний тиск P_{me} враховує теплові і механічні втрати в двигуні:

$$P_e = P_i \eta_m, \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.14. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Всі отримані результати зводимо в таблицю 3.2

Таблиця 3.2

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

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	МЕРО
1	L_0 , кмоль/кг	0,495	0,433
2	l_0 , кг/кг	14,33	12,40
3	M_1 , кмоль/кг	0,792	0,693
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,072	0,064
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,0605
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,062	0,055
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,626	0,547
8	M_2 , кмоль/кг	0,825	0,727
9	T_b , К	340	
10	P_d , МПа	0,126	
11	T_d , К	352	
12	γ_r	0,034	
13	Φ_c	0,845	
14	P_c , МПа	5,546	
15	T_c , К	968	
16	β	1,040	1,047
17	P_z , МПа	8,874	8,874
18	T_z , К	2058	2047
19	ρ	1,382	1,384
20	P_b , МПа	0,367	0,368
21	T_b , К	987	982
22	P_{mi} , МПа	0,949	0,952
23	η_i	0,398	0,397

					ПННІ НУК 142.44.25.14. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

24	b_i , кг/кВт*год	0,213	0,243
25	η_m	0,825	0,826
26	P_{me} , МПа	0,783	0,786
27	η_e	0,328	0,328
28	b_e , кг/кВт*год	0,258	0,294
29	B , кг/год	25,82	29,39
30	P_{ep} , кВт	101,5	101,9

3.3 Дослідження економічних показників робочого процесу двигуна при роботі на метиловому ефірі ріпакової олії

Основними економічними показниками робочого процесу двигуна при роботі на різних видів палива є питома ефективна витрата палива та година витрата. З розрахунку робочого процесу питома ефективна витрата палива визначається за формулою

$$b_e = \frac{3600}{(Q_n \cdot \eta_e)}, \text{кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

З таблиці 3.2:

- для дизельного палива $b_e = 0,258$ кг/кВт*год;
- для метилового ефіру ріпакової олії $b_e = 0,294$ кг/кВт*год;

Година витрата палива B , кг/год визначається за формулою

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

З таблиці 3.2:

- для дизельного палива $B = 25,82$ кг/год;
- для метилового ефіру ріпакової олії $B = 29,39$ кг/год;

					ПННІ НУК 142.44.25.14. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок. Виходячи з результатів розрахунків параметрів двигунів які працюють на дизельному паливі та метиловому ефірі ріпакової олії можемо зробити наступні висновки:

1. Потужність двигуна, що працює на метиловому ефірі ріпакової олії збільшилася на 0,4 кВт (0,4%).

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z} =, KBm$$

А так як основні конструктивні параметри двигунів однакові то збільшення потужності пояснюється збільшенням середнього ефективного тиску P_{me} , на 0,03МПа (0,4%) і середньо індикаторного тиску пропорційно на 0,03 МПа (0,4%).

2. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β як і теоретичний β_0 залежать від кількості свіжого заряду та продуктів згоряння. β_0

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

Розбіжність величин інших параметрів таблиці 3.2 не перевищує 1 %, що лежить в межах точності вимірювань.

3. Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на метиловому ефірі ріпакової олії збільшилася на 0,57кг (14%). В першу чергу це пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння метилового ефіру ріпакової олії на 14 %.

Аналізуючи робочий процес ми прийшли до висновку, що на робочий процес найбільший вплив здійснюють середній елементарний склад палива та теплоти його згоряння.

					ПННІ НУК 142.44.25.14. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища

Основними причинами нещасних випадків в нашій країні є порушення технологічного процесу, трудової та виробничої дисципліни, вимог безпеки при експлуатації транспортних засобів, незадовільне утримання і недоліки в організації робочих місць, незадовільна організація виконання робіт, невикористання засобів індивідуального захисту.

Разом з тим слід відмітити, що у зв'язку з погіршенням економічної ситуації і матеріально-технічної бази підприємств, що спостерігалось протягом минулих майже двох десятиліть, умови праці на більшості з них також погіршились. В промисловості, сільському господарстві, будівництві на транспорті зросла кількість робочих місць, що не відповідають санітарно-гігієнічним нормам і правилам. В середньому 20–25% працюючих постійно знаходяться під впливом шкідливих умов праці.

Із загальної кількості технічних засобів, які експлуатуються в країні, під облік потрапляє лише 30%. З них біля 50% вичерпали передбачений паспортом ресурс роботи, 20% не відповідають вимогам нормативних актів охорони праці і лише 30% мають сертифікат [11].

Вирішення проблем охорони праці вимагає взаємодії відповідних органів влади та громадськості. Реалізація відповідних державних програм, спрямованих на покращання умов і охорони праці, дозволить розробити і впровадити науково обґрунтовану державну систему наглядової, навчально-методичної та контрольної діяльності у сфері охорони праці; адаптувати нормативно правову базу з питань охорони праці до вимог директив Європейського Союзу; вирішити питання науково-методичного та інформаційного забезпечення з питань охорони праці на національному та регіональному рівні та багато іншого, що дозволить здійснити комплексне

вирішення задач охорони праці, забезпечити пріоритет життя і здоров'я працюючих по відношенню до результатів виробничої діяльності і створити безпечні та здорові умови праці на підприємствах і в організаціях усіх форм власності[11].

Охорона праці водночас вирішує дві задачі. Одна з них – інженерно-технічна, що передбачає запобігання небезпечним подіям під час трудового процесу шляхом:

- заміни небезпечних матеріалів менш небезпечними;
- переходу на нові технології, які зменшують ризик травмування і захворювання;
- проектування і конструювання устаткування з урахуванням вимог безпеки праці;
- розробки засобів індивідуального та колективного захисту.

Друга задача – соціальна, пов'язана з відшкодуванням матеріальної та соціальної шкоди, отриманої внаслідок нещасного випадку або роботи в несприятливих умовах, тобто захист працівника та його прав. Виходячи з поставлених перед нею задач, охорона праці складається з правових та організаційних основ, виробничої санітарії, виробничої та пожежної безпеки на виробництві[11].

4.2 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

Відпрацьовані гази дизелів представляють собою складну багатокомпонентну суміш газів, парів, краплин рідин і дисперсних твердих частинок. Всього відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згоряння містять біля 280 компонентів, серед яких можна виділити які містяться у повітряному заряді, азот N_2 і кисень O_2 , продукти повного згоряння палива (діоксид вуглецю CO_2 і водяний пар H_2O), речовини, які утворюються в результаті термічного синтезу із повітря при високих температурах (оксиди азоту NO_x), продукти неповного згоряння палива (оксид вуглецю CO ,

вуглеводні CH_x , дисперсні тверді частинки, основним компонентом яких являється сажа), а також оксиди сірки, альдегіди. Крім продуктів згоряння палива в відпрацьованих газах містяться продукти згоряння змащувального масла та рідин, які утворюються із присадок до палива і масла.

В даному проєкті було здійснено аналітичні розрахунки, в результаті яких стало відомим вміст продуктів згоряння палива в залежності від виду використаного палива. Для розрахунків було прийняті два види палива: дизельне та метиловий ефір ріпакової олії.

За експериментальними даними проведених на двигунах СМД-60 та Д-243 відповідно до літератури [1], при використанні двох видів палива (дизельного та метилового ефіру ріпакової олії) було отримано наступні значення екологічних показників.

Живлення дизеля метиловим ефіром ріпакової олії суттєво збільшує годинну витрату палива B і питому ефективну витрату палива b_e , і концентрації оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах зростають. Відхилення величин решти порівнюваних показників знаходяться в межах їх можливої точності вимірювання.

При роботі на МЕРО, зниження викидів токсичних компонентів складає CO – 10 %, CH_x – 10 %, PM (тверді частинки) – 24 %, сажа – 52 %.

Тенденція до збільшення вмісту оксидів азоту NO_x у ВГ дизеля при споживанні суміші та ріпакового метилового ефіру можна пояснити тим, що в цих випадках має місце більш високе значення коефіцієнта надлишку повітря через більший вміст кисню в паливі.

Деяке збільшення викидів NO_x можна компенсувати рядом заходів:

- зменшення дійсного кута випередження впорскування палива;
- рециркуляція відпрацьованих газів;
- подача води на впуску.

4.3. Заходи щодо зниження шуму і вібрації

Шкідливість шуму як фактора виробничого середовища і середовища життєдіяльності людини приводить до необхідності обмежувати його рівні. Санітарно-гігієнічне нормування шумів здійснюється, в основному, двома способами – методом граничних спектрів (ГС) і методом рівня звуку (LA).

Метод граничних спектрів, який застосовують для нормування постійного шуму, передбачає обмеження рівнів звукового тиску в октавних смугах із середніми геометричними частотами 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 і 8000 Гц. Сукупність цих граничних октавних рівнів називають *граничним спектром*. Позначають той чи інший граничний спектр рівнем його звукового тиску на частоті 1000 Гц. [11].

Наприклад, «ГС175» означає, що даний граничний спектр має на частоті 1000 Гц рівень звукового тиску 75 дБ.

Метод рівнів звуку застосовують для орієнтовної гігієнічної оцінки постійного шуму та визначення непостійного шуму, наприклад, зовнішнього шуму транспортних засобів, міського шуму. При цьому методом вимірюють коректований по частотам у відповідності з чутливістю вуха загальний рівень звукового тиску у всьому діапазоні частот, що відповідає перерахованим вище октавним смугам. Виміряний таким чином рівень звуку дає змогу характеризувати величину шуму не дев'ятьма цифрами рівнів звукового тиску, як у методі граничних спектрів, а однією. Вимірюють рівень звуку в децибелах А (дБА) шумоміром із стандартною коректованою частотною характеристикою, в якому за допомогою відповідних фільтрів знижена чутливість на низьких та високих частотах [11].

Вимірювання шуму проводиться на постійних робочих місцях у приміщеннях, на території підприємств, на промислових спорудах та машинах (в кабінах, на пультах управління і т. п.). Результати вимірювань повинні характеризувати шумовий вплив за час робочої зміни (робочого дня).

Для зниження шуму необхідно насамперед використовувати конструктивні та технологічні методи, які в свою чергу залежать від походження звуку, конструктивних особливостей обладнання. Надзвичайно ефективним методом зниження шуму в джерелі його виникнення в деяких випадках може стати зміна технології, наприклад, за допомогою заміни ударних взаємодій без ударними (заміна kleпання зварюванням, кування штампуванням літерний метод друку – лазерним тощо). При конструюванні механічного обладнання в першу чергу слід намагатися зменшити рівень коливань конструкції або її елементів, що створюють шум.

Для зниження шуму механічного походження в вузлах, в яких здійснюються ударні процеси необхідно зменшити сили збурення, збільшити час контакту елементів, що взаємодіють між собою.

Практично це досягається:

- заміною зворотні – поступального переміщення обертовим;
- підвищенням якості балансування обертових деталей;
- підвищенням класу точності виготовлення деталей;
- поліпшенням змащування;
- заміною підшипників кочення на підшипники ковзання;
- використанням негучних матеріалів (наприклад, пластмаси);
- використанням вібродемпфуючих матеріалів (мастики);
- здійснюванням віброізоляції машин від фундаменту;
- використанням гнучких сполучень;
- використовувати зубчаті передачі з спеціальним профілем або

замінити їх на мало шумні передачі клиноремінну, гідравлічну [11,12].

Вібрація виникає через динамічну невідновженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження

плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Санітарні норми вібрації

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

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

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

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

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

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 1 кг 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.

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.