

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Аналіз індикаторних показників ДВЗ при використанні
суміші дизельного палива і ріпакової олії та МЕРО

Виконав: студент групи 61-ТЕМ-23



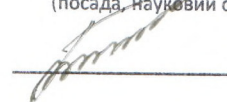
Мусурін В. Ю.

(підпис)

Керівник роботи:

д.т.н., професор кафедри «ЕСЕУ» ХДМА

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

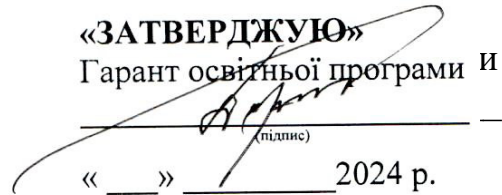


Білоусов Є.В.

Первомайськ - 2024 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми **И**

(підпис)
« ____ » _____ 2024 р.

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

Студенту Мусуріну Вадиму Юрійовичу

Тема роботи: «Аналіз індикаторних показників ДВЗ при використанні суміші дизельного палива і ріпакової олії та МЕРО».

Керівник роботи Білоусов Є.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 50.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.
3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип - 6 ЧН 13/11,5 (СМД-60).
4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ.
4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6 ЧН 13/11,5 (поперечний переріз). 2. Двигун 6 ЧН 13/11,5 (повздовжній переріз). 3. Габаритно-монтажне креслення двигуна. 4. Графіки залежності екологічних показників від виду палива.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	
1	Вступ.		
2	Загальний розділ.	16.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	23.09.2024	
4	Науковий розділ.	07.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	28.10.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	18.11.2024	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	25.11.2024	
		09.12.2024	

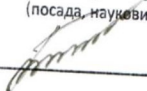
Студент


(підпис)

Мусурін В.Ю.

Керівник
роботи

Д.Т.Н., професор кафедри «ЕСЕУ» ХДМА
(посада, науковий ступінь, вчене звання)


Білоусов Є.В.

Анотація

Представленні результати дослідження впливу виду палива на індикаторні та ефективні показники дизельного двигуна.

Здійснені розрахунки робочого процесу дизельного двигуна для трьох видів палива, традиційному дизельному, метиловому ефірі ріпакової олії та суміші ріпакової олії та дизельного палива у відсотковому відношенні (25:75).

Отримані дані розрахунку в залежності від виду палива зведені в порівняльні таблиці. Приведені графіки залежності вплив виду палива та його складу на ефективні та екологічні показники двигуна.

Ключові слова: дизельне паливо, ріпакова олія, метиловий ефір ріпакової олії, ефективні та екологічні показники двигуна.

Annotation

The results of the study of the influence of the type of fuel on the indicator and effective indicators of a diesel engine are presented.

Calculations of the working process of the diesel engine were made for three types of fuel, traditional diesel, methyl ether of rapeseed oil and a mixture of rapeseed oil and diesel fuel in a percentage ratio (25:75).

The obtained calculation data, depending on the type of fuel, are summarized in comparative tables. Graphs of the influence of the type of fuel and its composition on the efficient and ecological indicators of the engine are given.

Key words: diesel fuel, rapeseed oil, methyl ester of rapeseed oil, efficient and ecological indicators of the engine.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	8
1.2 Опис конструкції базового двигуна	9
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	16
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна	16
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна	18
2.3 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна	30
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	37
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	41
РОЗДІЛ 3. НАУКОВИЙ ВПЛИВ ФАКТОРІВ НА ІНДИКАТОРНІ ТА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА	43
3.1 Аналіз індикаторних показників проектуемого двигуна	43
3.2 Аналіз ефективних показників проектуемого двигуна	45
3.3 Висновок	48
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	50
4.1 Заходи з охорони праці	50
4.2 Охорона навколишнього середовища	53
4.3 Заходи по зменшенню забруднення навколишнього середовища	55
4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації	57
4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного двигуна	59

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив	Мусурін В.Ю.				Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевірив	Білоусов Є.В.									З	
								61-ТЕМ-23			
Н. контр.	Білоусов Є.В.										
Затвердив	Нестеренко ВВ										

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].

Війна, розв'язана російською федерацією проти України, впливає на підвищення ціни на нафту та нафтопродукти. Європейські країни активно намагаються скоротити закупівлю російської нафти, внаслідок чого нафтові котирування з початку червня виросли до 122 \$/барель.

Одночасно з ростом цін на паливо посилюються вимоги до рівня викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Залежність від імпорту нафти розглядається більшістю країн як питання національної, економічної й енергетичної безпеки, а використання нафти та нафтопродуктів несе в собі значну екологічну небезпеку[2].

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. При цьому у споживача є доступ до відновлюваної сировини для їх видобутку та переробки, що дасть йому можливість обирати найбільш економічний варіант отримання виробленої одиниці енергії.

З метою застосування загальноприйнятих світових практик в Україні щодо CO_2 -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

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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». Основні положення законопроектів передбачають: звільнення від сплати податку на викиди CO₂ за спалювання біопалива; створення Реєстру установок, що використовують біопаливо, для забезпечення адміністрування нульової ставки податку на CO₂.

На сьогодні виробники енергії з біопалива на рівні з іншими підприємствами сплачують податки за викиди двоокису вуглецю відповідно до ст. 240 Податкового кодексу України. Однак це не відповідає світовій практиці. Відповідно до положень Додатку IV до Директиви 2003/87/ЄС коефіцієнт викидів парникових газів для біомаси дорівнює нулю[2].

Застосування в ДВЗ палив на основі рослинних олій має як переваги, так і ряд проблем, головною з яких залишається підготовка даного палива перед подачею в циліндр дизеля. Суттєві відмінності фізико-хімічних властивостей рослинного та нафтового палива, роблять неможливим запуск та експлуатацію дизеля без комплексу заходів щодо підготовки палива, які мають на меті забезпечити нормальну та надійну роботу паливної апаратури та дизеля в цілому.

Не дотримання в повній мірі зазначеної вимоги тягне за собою порушення характеру протікання процесів вприскування, сумішоутворення та згоряння паливо-повітряної суміші, а разом із ними і зниження ефективності робочого циклу дизеля та пов'язаних із ним параметрів екологічності ДВЗ [3].

Враховуючи особливості хімічного складу палив з рослинних олій, та експлуатаційні проблеми, що виникають при їх застосуванні, останній часом все більше уваги приділяється використанню паливних сумішей, основу

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

яких складає значна частка дизельного палива та добавка рослинної олії або її модифікату.

Для дизельних двигунів такою альтернативою є біологічне паливо виготовлене на основі ріпакової олії – метиловий ефір ріпакової олії (МЕРО). 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.

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[4].

Мета роботи - дослідження індикаторних та ефективних показників дизельного двигуна при використанні різних видів біологічного палива.

Завданням роботи є аналітичним методом провести розрахунок робочого процесу дизельного двигуна, який працює на трьох видах палива. Порівняти і визначити вплив виду палива та його складу на ефективні та екологічні показники двигуна.

Об'єкт дослідження - дизельний двигун 6ЧН 13/11,5 (СМД-60), який випускається Харківським заводом тракторних двигунів. Встановлюється, як базовий на сільськогосподарський гусеничний трактор Т-150, Т-153 та лісогосподарський трактор Т-157.

Апробація результатів дослідження – Результати дослідження обговорювались на VIII Міжнародній науково-технічній конференції

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

«Сучасний стан та проблеми двигунобудування» - Україна, м. Миколаїв, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (5 - 6 грудня 2024 року) та викладені в матеріалах конференції «Вплив параметрів біологічного палива на індикаторні показники дизельного двигуна» [9].

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Найбільш широке використання в кінці 20-го століття отримали дизельні двигуни 6ЧН 13/11,5 (Заводське маркування - СМД 60), які на початку 1958 року були поставлені на масове виробництво в Харківському заводі «Серп та Молот». В основному їх використовують як головні силові агрегати, що приводять в дію різноманітні види сільськогосподарської техніки – зерноуборочні комбайни, різноманітні трактори (Т150, Т153, Т157), дизельні автомобілі та іншу сільськогосподарську техніку. Дана сільськогосподарська техніка успішно використовується і по теперішній час.

Дизельні двигуни зарекомендували себе як економічні та надійні двигуни, що привело до їх масового використання. Надійність двигуна була закладена на етапі проектування в оригінальних конструктивних рішеннях, які в сучасних умовах забезпечують достатній запас експлуатаційної надійності для даних двигунів. Дизельні двигуни 6ЧН 13/11,5 відрізняються високим ступенем надійності та економічності в роботі. Поломки дизельних двигунів 6ЧН 13/11,5 виникають рідко, і як правило із-за порушень правил його експлуатації [5].

Технічне обслуговування дизельних двигунів СМД 60 зводиться до постійного нагляду за його роботою та в регулярному проведенню регламентних робіт які написанні в інструкції з його експлуатації.

Перелік регламентних робіт які проводяться при кожному виду технічного обслуговування приведенні в інструкції по експлуатації даного дизельного двигуна. При цьому роботи які вимагають часткову та повну розборку дизельного двигуна, необхідно проводити тільки в закритому приміщенні[5].

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції базового двигуна

Технічна характеристика [5]

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 6ЧН 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,[5].

Тип двигуна: комбінований шестициліндровий двигун виконаний по схемі з газовим зв'язком і складається з поршневого двигуна — дизеля і

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

турбокомпресора ТКР-ПН-1. V- подібне розташування циліндрів під кутом 90°, короткий хід поршня (відношення $S/D < 1$ зустрічається у комбінованих двигунів відносно не часто), вдале розташування турбокомпресора і агрегатів забезпечили невеликі габаритні розміри двигуна. Поперечний розріз двигуна наведено на рисунку 1.1.

Блок-картер1 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[5].

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[5].

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[5].

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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[5].

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[5].

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 всережимний механічний відцентровий регулятор прямої дії, відцентрова автоматична муфта зміни кута випередження впорскування палива і паливо підкачувальний насос[5].

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

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		11

заднього торця колінчастого валу кріпиться фланець з внутрішніми шліцами для передачі обертального моменту, на вал відбору потужності[5].

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[5].

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 осевого — центрувальним штифтом. У стрижні шатуна виконано канал для підведення масла до поршневого підшипника — запресованої в головку шатуна бронзової втулки[5].

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[5].

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 сидлами клапанів[5].

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

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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[5].

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[5].

Поперечний, повздовжній розрізи двигуна а також габаритне креслення виконані на аркуші формату А1.

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

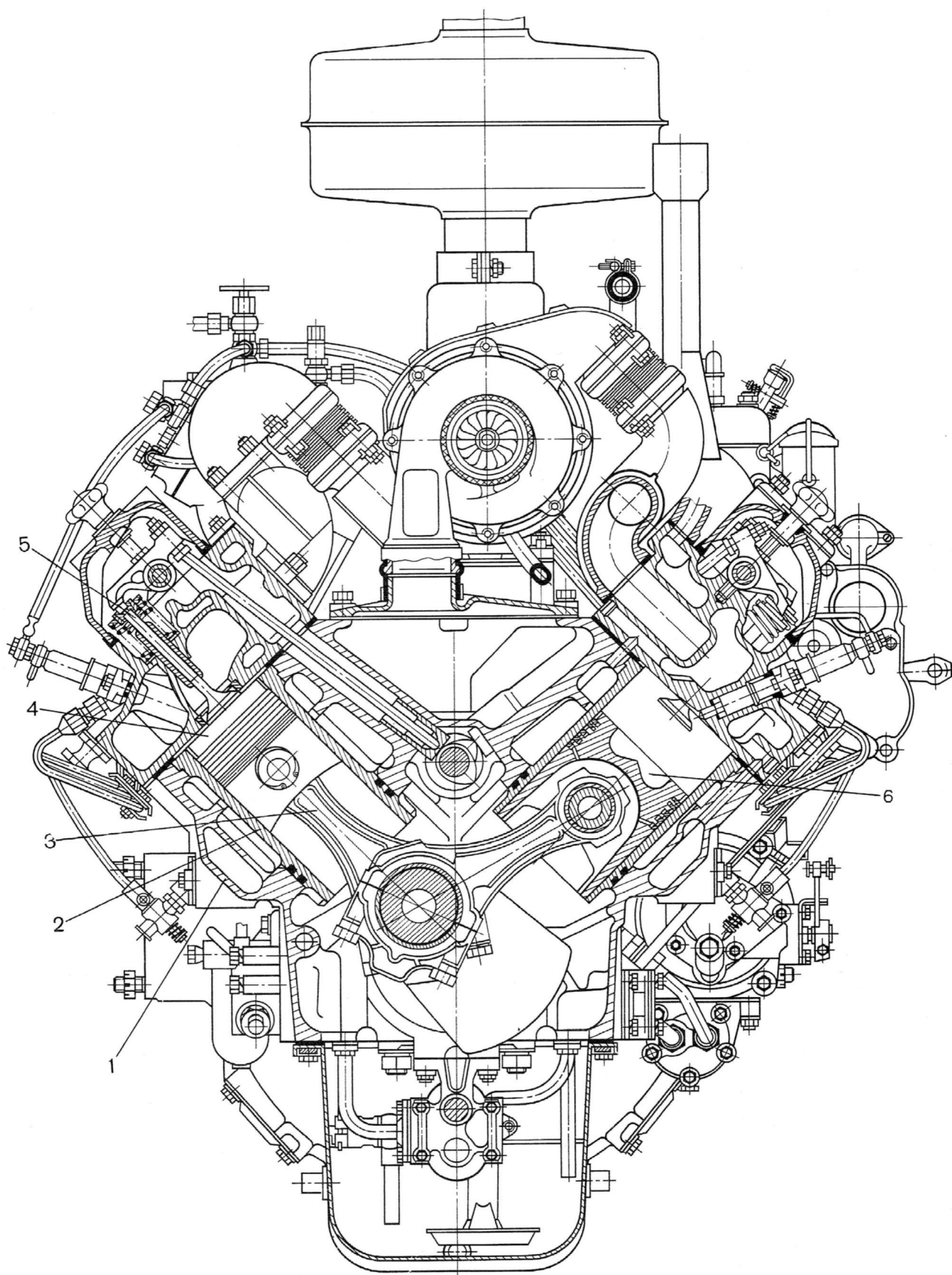


Рисунок 1.1. Поперечний розріз двигуна 6ЧН 13/11,5 (СМД-60)

					ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата			14

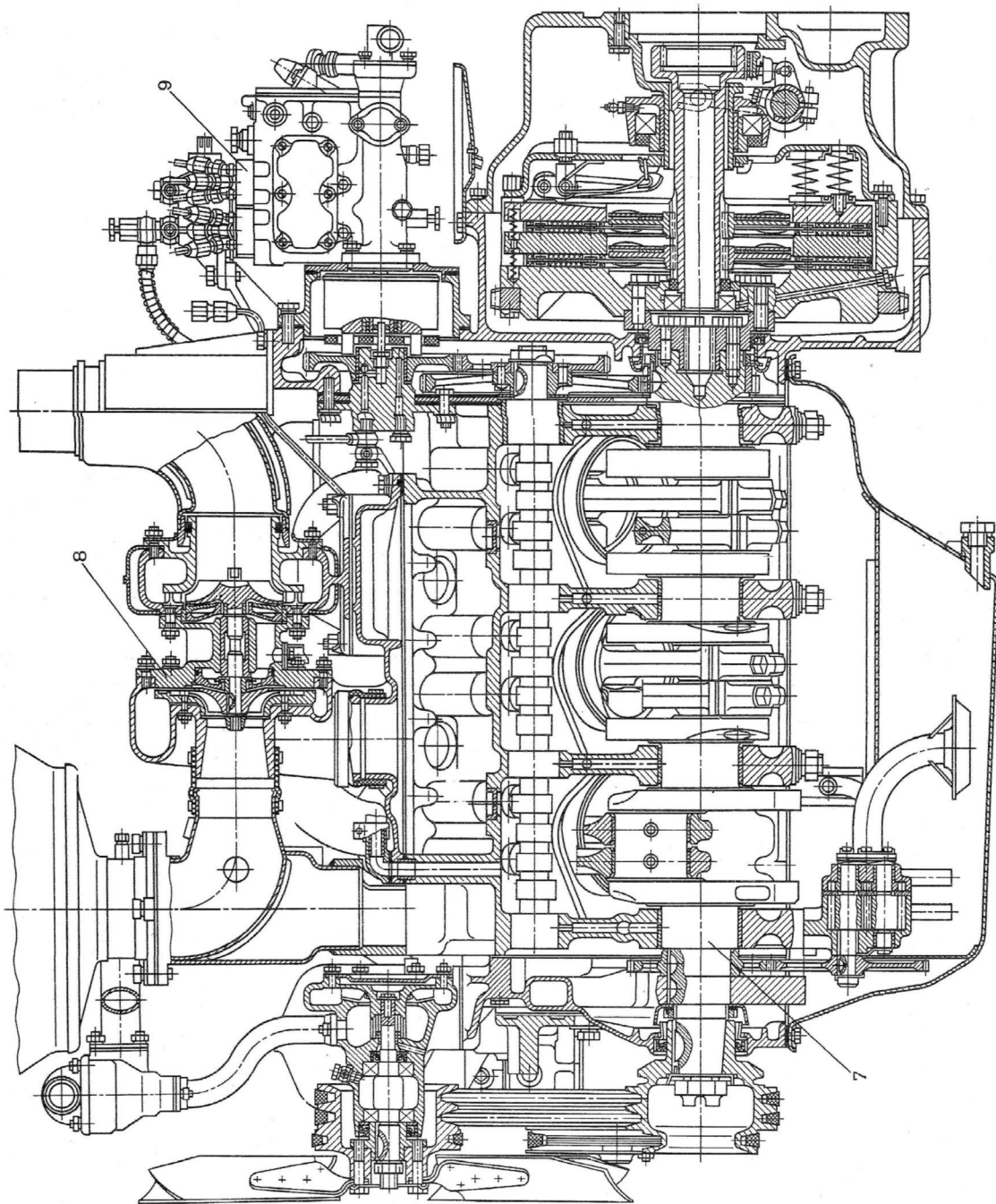


Рисунок 1.2 Повздовжній розріз двигуна 6ЧН 13/11,5 (СМД-60)

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.29. ПЗ

Арк.

15

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

Основні параметри для розрахунку робочого процесу потрібно вибирати враховуючи вид палива на якому працює двигун, тип двигуна (з наддувом чи без наддуву, величину наддуву, наявність охолоджувача повітря), тип двигуна за величиною обертів колінчастого валу (МОД, СОД, ВОД), конструкції випускної і впускної системи та її опору, навантаження яке сприймає двигун при його експлуатації.

Також використовуємо деякі статистичні та дослідні дані які зібранні і наведенні в літературі № 6.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазінга. Аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу автотракторного двигуна:

Тиск та температура навколишнього середовища.

Тиск та температуру навколишнього середовища для проведення розрахунку приймаємо стандартні $P_o = 0,103$ МПа, $T_o = 293$ К.

Тиск наддуву.

Тиск наддуву є засобом збільшення масового наповнення циліндра свіжим зарядом та відповідно збільшення потужності. Для автотракторних дизельних двигунів тиск наддуву знаходиться в межах $P_n = 0,13...0,3$ МПа. Тиск наддуву приймаємо рівний $P_n = 0,17$ МПа, [6].

Підігрів свіжого заряду від стінок циліндра.

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 високообертових тракторних двигунів складає $\Delta T = 5...20$ К, [6] Приймаємо для розрахунку $\Delta T = 10$ К.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Температура залишкових газів

Значення температури залишкових газів T_r , в випускному колекторі двигуна важко визначити. По дослідним та статистичним даним температура T_r , для автотракторних ВОД лежить в межах $T_r = 600 \dots 900$ К, [6]. Приймаємо для розрахунку $T_r = 750$ К.

Тиск залишкових газів в циліндрі двигуна.

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 $P_r = (0,85 \dots 1,15) P_n$, МПа [6]. Приймаємо для розрахунку $P_r = 0,15$ МПа.

Ступінь підвищення тиску в кінці процесу стиску

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 $\lambda = 1,4 \dots 1,6$ [6]. 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 $\zeta = 0,95$ [6]

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 $0,7-0,85$, [6]. Приймаємо для розрахунку $\zeta_z = 0,82$.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Масовий склад палива [6]:

Таблиця 2.1 Масовий склад палив, що досліджуються

№ п/п	Вид палива	С	Н	О
1	Дизельне паливо	0,860	0,130	0,010
2	Суміш (25% РО +75%ДП)	0,8375	0,126	0,0365
3	МЕРО	0,770	0,121	0,105

Нижча теплота згоряння палива [6]:

Таблиця 2.2 Нижча теплота згоряння палив

№ п/п	Вид палива	Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг
1	Дизельне паливо	42500
2	Суміш (25% РО +75%ДП)	41175
3	МЕРО	37400

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кмоля палива

- для дизельного палива:

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495 \text{ кмоль / кг}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

- для дизельного палива:

$$l_0 = 28.95 \times L_0 = 28.95 \times 0.495 = 14.33 \text{ кг}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду

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

$$M_1 = 1.9 \times 0.495 = 0.941 \text{ кмоль / уммоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання

Кількість CO₂:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{CO_2} = \frac{0,86}{12} = 0,0717 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість H₂O:

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{H_2O} = \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість O₂:

$$M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot (1,9 - 1) \cdot 0,495 = 0,0936 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість N₂:

$$M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot 1,9 \cdot 0,495 = 0,743 \text{ кмоль / кг}$$

Загальна кількість продуктів згорання

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_2 = 0,0717 + 0,065 + 0,0936 + 0,743 = 0,9732 \text{ кмоль / кг}$$

Змінення об'єму при згоранні 1 кмоля палива

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль / кг}$$

$$\Delta M = 0,9732 - 0,941 = 0,0322 \text{ кмоль / кг}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

$$\beta_0 = \frac{0,9732}{0,941} = 1,035$$

Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача

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

$$T_{\epsilon} = 293 \cdot \left(\frac{0,19}{0,103} \right)^{\frac{1,8 - 1}{1,8}} = 390 K$$

де: n_k – показник політропи стиску повітря в нагнітачі. Для відцентрових нагнітачів $n_k = 1,8$ [6].

Тиск в кінці впуску

Приймаємо число з інтервалу: 0,9

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_{\epsilon}, MPa$$

$$P_d = 0,9 \times 0,19 = 0,171 MPa$$

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: $\Delta T_1 = (20 - 30^0)$ гупінь охолодження повітря.

Приймаємо: $\Delta T_1 = 20 K$, [6].

$$\gamma_r = \frac{389,72 - 20 + 10}{750} \times \frac{0,18}{16 \times 0,171 - 0,18} = 0,033$$

Температура в кінці впуску

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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

$$T_d = \frac{389,72 - 50 + 10 + 0,033 \times 750}{1 + 0,033} = 362,45 K$$

Коефіцієнт наповнення

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

$$\Phi_c = \frac{16}{16 - 1} \times \frac{0,171}{0,19} \times \frac{389,72 - 50}{362,45(1 + 0,033)} = 0,871$$

Густина заряду на впуску

$$\rho_e = \frac{P_e \times 10^6}{R_H \times (T_e - \Delta T_1)} =, \frac{Kz}{m^3}$$

де: $R_H = 287$ Дж/(кг · К) – універсальна газова стала для повітря

$$\rho_e = \frac{0,19 \times 10^6}{287 \times (369,72 - 50)} = 1,949 \frac{Kz}{m^3}$$

Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску

Вибираємо значення n_1 по номограмі $n_1 = 1,365$ [6].

Тиск в кінці стиску

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

$$P_c = 0,171 \cdot 16^{1,365} = 7,527 MPa$$

Температура в кінці стиску

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

$$T_c = 362,45 \cdot 16^{1,365 - 1} = 997,13 K$$

Середня мольна теплоємність повітря.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$mC_{v'} = 20,6 + 0,002638 \times T_c, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

$$mC_{v'} = 20,6 + 0,002638 \times 997,13 = 23,23 \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

Параметри процесу згорання

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

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

$$\beta = \frac{1,035 + 0,037}{1 + 0,037} = 1,034$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі:

для O_2 : $mC_{v''} O_2 = 23,723 + 0,00155T_z$;

для N_2 : $mC_{v''} N_2 = 21,951 + 0,001457T_z$;

для CO_2 : $mC_{v''} CO_2 = 39,123 + 0,003349T_z$;

для H_2O : $mC_{v''} H_2O = 26,670 + 0,004438T_z$;

Середня мольна теплоємність продуктів згорання при сталому об'ємі:

$$mC_{v''} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mC_{v''} CO_2) + M_{H_2O} \times (mC_{v''} H_2O) + M_{O_2} \times (mC_{v''} O_2) + M_{N_2} \times (mC_{v''} N_2) \right], \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

Після підстановки одержимо рівняння:

$$mC_{v''} = a + v \times T_z, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

$$\text{де: } a = \frac{1}{0,9732} \times (0,0717 \times 39,123 + 0,065 \times 26,670 + 0,0936 \times 23,723 + 0,743 \times 21,951) = 23,701$$

$$v = \frac{1}{0,9732} \times (0,0717 \times 0,003349 + 0,065 \times 0,004438 + 0,0936 \times 0,00155 + 0,743 \times 0,001457) = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згорання при сталому тиску:

$$mC_p = mC_{v''} + 8,314, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

Після підстановки одержимо рівняння:

					ПІНІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		22

$$\text{де: } a = 23,701 + 8,314 = 32,015$$

$$b = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння

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

$$P_{\max} = 1,6 \times 7,527 = 12,043 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8,314 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_Z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння

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

$$\text{де: } A = \beta \cdot b = 1,034 \cdot 0,0018 = 0,0019$$

$$B = \beta \cdot a = 1,034 \cdot 32,015 = 33,093$$

$$C = 72305$$

Звідки:

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

$$T_Z = \frac{-33,093 + \sqrt{33,093^2 + 4 \times 0,0019 \times 72305}}{2 \times 0,0019} = 1966,8 K$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_Z}{\lambda \times T_c};$$

$$\rho = \frac{1,034 \cdot 1966,8}{1,6 \cdot 997,13} = 1,274$$

Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

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

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$\delta = \frac{16}{1,274} = 12,556$$

Середній показник політропи розширення

Визначаємо середній показник політропи розширення із номограми:

$n_2 = 1,254$ [6].

Тиск в кінці розширення

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

$$P_{\epsilon} = \frac{12,043}{12,556^{1,254}} = 0,504 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}, K$$

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1966,8}{12,556^{1,254-1}} = 1034,3 K$$

Розрахункова температура залишкових газів

$$T_{rp} = T_B \cdot \sqrt[3]{\frac{P_r}{P_B}}, K$$

$$T_{rp} = 1034,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,18}{0,504}} = 733,653 K$$

Середня температура випускних газів

$$T_{rcc} = \frac{T_r + T_{rp}}{2}, K$$

$$T_{rcc} = \frac{750 + 733,653}{2} = 741,826 K$$

Перевірка:

$$\Delta T = \frac{|T_r - T_{rp}|}{T_{rcc}} \cdot 100 \%$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta T = \frac{|750 - 733,653|}{741,826} \cdot 100 = 2,2\%$$

Розраховане значення температури залишкових газів із заданим має відхилення на 2,2%, що входить в межі 5%. Отже розрахунок проведено вірно.

Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск

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

$$P'_{mi} = \frac{0,96 \cdot 7,527}{16 - 1} \times \left[1,6 \times (1,274 - 1) + \frac{1,6 \times 1,274}{1,254 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,556^{1,254 - 1}} \right) - \frac{1}{1,365 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{16^{1,365 - 1}} \right) \right] = 1,255 \text{МПа}$$

Дійсний індикаторний тиск

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

$$P_{mi} = 0,96 \times 1,255 = 1,205 \text{МПа}$$

Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = \frac{1,205 \times 14,33 \times 1,9}{42500 \times 1,949 \times 0,871 \times 10^{-3}} = 0,454$$

Питома індикаторна витрата палива

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

$$v_i = \frac{3600}{42500 \cdot 0,454} = 0,186 \text{кВт.год}$$

Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, [6]:

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{\text{П.СР}}, \text{МПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30}, \text{ м/с}$$

$$V_{п.ср.} = \frac{115 \cdot 1500}{30} = 5,750 \text{ м/с}$$

де $S_{пр} = 0,115$ м - хід поршня по прототипу;

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot 5,750 = 0,156 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск

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

$$P_{me} = 1,205 - 0,156 = 1,049 \text{ МПа}$$

Механічний ККД

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

$$\eta_M = \frac{1,049}{1,205} = 0,871$$

Ефективний ККД

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

$$\eta_e = 0,454 \cdot 0,871 = 0,396$$

Питома ефективна витрата палива

$$g_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{ кг/квт. год.}$$

$$g_e = \frac{3600}{42500 \times 0,396} = 0,214 \text{ кг/квт. год.}$$

Годинна витрата палива

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

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$B = 0,214 \cdot 120 = 25,681 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

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

$$V_{St} = 30 \times 4 \times \frac{120}{1,049 \cdot 2000} = 9,152 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = \frac{9,152}{6} = 1,525 \text{ л}$$

Діаметр циліндра

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,525}{3,14 \cdot 0,884}} = 129,99 \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}}; \quad m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}} = \frac{0,115}{0,130} = 0,884$$

Хід поршня

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 0,884 \cdot 129,99 = 114,99 \text{ мм}$$

Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра: d=130 мм

Хід поршня: S=115 мм

Літраж двигуна

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

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$V_{St} = \frac{3,14 \cdot 130^2 \cdot 115 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 9,154 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна

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

$$P_{ep} = \frac{1,049 \cdot 9,154 \cdot 2000}{30 \cdot 4} = 120,02 \text{ кВт}$$

Здійснюємо перевірку отриманої потужності із заданою:

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

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}, \text{кВт}$$

$$P_{еср} = \frac{120,02 + 120}{2} = 120,01 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = \frac{120,02 - 120}{120,01} \cdot 100\% = 0,015\%$$

Так як похибка $P_e < 5\%$, тепловий розрахунок виконано вірно.

Отриманні в результаті аналітичного розрахунку параметри робочого процесу дизельного двигуна, який працює на дизельному паливі, заносимо в таблицю 2.3.

Другий варіант. Проведемо розрахунок параметрів робочого процесу дизельного двигуна, який працює на суміші дизельного палива та ріпакової олії (25% РО + 75% ДП). Отриманні в результаті розрахунку параметри робочого процесу дизельного двигуна також заносимо в таблицю 2.3.

Третій варіант. Проведемо розрахунок параметрів робочого процесу дизельного двигуна, який працює на метиловому ефірі ріпакової олії (МЕРО). Отриманні в результаті розрахунку параметри робочого процесу дизельного двигуна також заносимо в таблицю 2.3.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Результати розрахунку робочого процесу двигуна СМД-60 на різних видах палива

№п/п	Найменування параметра	Вид палива		
		Дизельне	МЕРО	25%РО+75%ДП
1	L_0 , кмоль/кг	0,945	0,433	0,477
2	l_0 , кг/кг	14,33	12,54	13,81
3	M_1 , кмоль/кг	0,941	0,823	0,906
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,0717	0,0642	0,0698
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,0605	0,0653
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,0936	0,0818	0,0902
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,743	0,6499	0,716
8	M_2 , кмоль/кг	0,9732	0,8564	0,939
9	T_b , К	389,72		
10	P_d , МПа	0,171		
11	T_d , К	362,45		
12	γ_r	0,033		
13	Φ_c	0,871		
14	P_c , МПа	7,527		
15	T_c , К	997,13		
16	β_o	1,035	1,041	1,036
17	β	1,034	1,040	1,035
18	P_z , МПа	12,043		
19	T_z , К	1966,8	1958,5	1964,9
20	ρ	1,274	1,276	1,275
21	δ	12,556	12,537	12,554
22	P_b , МПа	0,504	0,505	0,505
23	T_b , К	1034,3	1030,3	1033,4
24	P_{mi} , МПа	1,205	1,208	1,205

Продовження таблиці 2.3 Результати розрахунку робочого процесу двигуна 6ЧН13/11,5 (СМД-60) на різних видах палива

№п/п	Найменування параметра	Вид палива		
		Дизельне	МЕРО	25%РО+75%ДП
25	η_i	0,454	0,453	0,454
26	b_i , кг/кВт*год	0,186	0,212	0,193
27	P_m , МПа	0,156		
28	η_m	0,871	0,871	0,871
29	P_{me} , МПа	1,049	1,052	1,049
30	η_e	0,396	0,395	0,396
31	b_e , кг/кВт*год	0,214	0,243	0,222
32	B , кг/год	25,681	29,25	26,64
35	P_{ep} , кВт	120,02	120,4	120,06

2.3 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

Вихідні дані розрахунку теплового балансу дизельного двигуна:

Ефективна потужність двигуна:	$P_e=120,02$ кВт
Частота обертів колінчастого валу:	$n=1500$ хв ⁻¹
Діаметр циліндра:	$D=130$ мм
Хід поршня:	$S=115$ мм
Коефіцієнт тактності двигуна:	$z=4$
Нижча теплота згоряння дизельного палива:	$Q_H=42500$ кДж/кг
Годинна витрата палива:	$B=25,681$ кг/год
Індикаторний ККД:	$\eta_i=0,454$
Ефективний ККД:	$\eta_e=0,396$
Кількість свіжого заряду:	$M_1=0,941$ кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згоряння:	$M_2=0,9732$ кмоль/кг
Температура залишкових газів:	$T_f=750$ К

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Температура на початку процесу стиску:

$$T_d = 362,45 \text{ К}$$

Середній індикаторний тиск:

$$P_{mi} = 1,205 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт надлишку повітря:

$$\alpha = 1,9$$

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:

$$Q_{\Pi} = B \cdot \frac{Q_H}{3.6}, \text{ Дж} / \text{с}$$

$$Q_{\Pi} = 25,681 \cdot \frac{42500}{3,6} = 303178,2 \text{ Дж} / \text{с}$$

У відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 120,02 = 120020 \text{ Дж} / \text{с}$$

У відсотковому відношенні:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_H} \cdot 100 \%$$

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_H} \cdot 100 = \frac{120020}{303178,2} = 39,59\%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_n \cdot \eta_e, \text{ Дж} / \text{с}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$Q'_e = 303178,2 \cdot 0.396 = 120000 \text{ Дж / с}$$

Вираховуємо похибку:

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

$$\Delta = \frac{(120020 - 120000)}{120020} \cdot 100 = 0,016 \%$$

Похибка не перевищує 1%.

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{T.П.}$ - 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:

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.}=0 \quad W_{г.р.}=0,09-0,16 \quad \text{Приймаємо } W_{г.р.}=0,15$$

$$W_{ст.}=0 \quad W_{вип}=0,01-0,05 \quad \text{Приймаємо } W_{вип}=0,05$$

$$Q_w = (-0 + 0 + 0,15 + 0,05) \cdot 303178,2 = 60635,6 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.0118 \cdot 5,75) = 155,85 \text{ кПа}$$

де $a=0,088$ $v=0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат, [6].

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$C_m = S \cdot \frac{n}{30}, \text{м/с}$$

$$C_m = 0,115 \cdot \frac{1500}{30} = 5,75 \text{м/с}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot 155,85 = 93,51 \text{кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = \frac{P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{(30 \cdot Z)}, \text{кВт}$$

$$P_n = \frac{93,51 \cdot 0,001525 \cdot 1500 \cdot 6}{(30 \cdot 4)} = 10,7 \text{кВт}$$

де: V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,130^2 \cdot 0,115}{4} = 0,001525 \text{м}^2$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n, \text{Дж/с}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot 10,7 = 10700 \text{Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}, \text{Дж/с}$$

$$Q'_B = 60635,6 + 10700 = 71335,6 \text{Дж/с}$$

Тоді витрата охолоджуючої рідини складас:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_v}, \text{м}^3 / \text{с}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		33

$$V_B = \frac{71335,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 6} = 0,00425 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу. Приймаємо: $K=1,5$

$\rho_6=1000 \text{ кг/м}^3$ середня щільність води.

$C_{т6}=4,19 \text{ кДж/кг}$ – середня теплоємність води.

$\Delta T_6 = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

Приймаємо: $\Delta T_6 = 6 \text{ К}$.

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_6 \cdot \frac{\Delta P_B}{\eta_{B.н.}}, \text{ кВт}$$

$$P_{в.н.} = 0,0025 \cdot \frac{98}{0,8} = 0,2214 \text{ кВт}$$

$\Delta P_6 = 98 \text{ кПа}$ – гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{B.н.} = 0,8 \dots 0,9$ ККД водяного насосу. Приймаємо: $\eta_{B.н.} = 0,8$

$$Q_{B.н.} = 1000 \cdot P_{B.н.}, \text{ Дж / с}$$

$$Q_{B.н.} = 1000 \cdot 0,2214 = 221,4 \text{ Дж / с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_6 = Q_w + Q_{T.п} + Q_{в.н.}$$

$$Q_6 = 60635,6 + 10700 + 221,4 = 71557 \text{ Дж / с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{71557}{303178,2} \cdot 100\% = 23,6 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6} \left[M_2 \cdot (m C_p)_{T_0}^{T_{cp.2}} \cdot T_{cp.2} - M_1 \cdot (m C_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{25,681}{3,6} [0,9732 \cdot (33,2224) \cdot 477 - 0,941 \cdot (29,145) \cdot 89,451] = 102112,8 \text{ Дж / с}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		34

Вибираємо ізобарні теплоємності продуктів згоряння та свіжого заряду в залежності коефіцієнту надлишку повітря та температури:

$$t_r = T_r - 273^\circ;$$

$$t_r = 750 - 273^\circ = 477^\circ \text{C};$$

$$t_d = T_d - 273^\circ;$$

$$t_d = 362,451 - 273^\circ = 89,451^\circ \text{C};$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{102112,8}{303178,2} \cdot 100\% = 33,68\%$$

Теплота, яка відводиться маслом і витрачається на привід масляного насоса

Теплота, яка відводиться маслом від гарячих деталей двигуна:

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

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

Доля втрат в механізмах двигуна:

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$$

$$\Delta_{MD} = (155,85 / 1,205) 0,454 = 0,058$$

$$Q_{MD} = 0,058 \cdot 303178,8 = 17830,1 \text{ Дж} / \text{с}$$

$$Q_{M1} = (60635,6 + 17830,1) - 71557 = 6908,7 \text{ Дж} / \text{с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{тм} \cdot \Delta T_M}, \text{ м}^3 / \text{с}$$

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

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

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

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

Приймаємо: $\Delta T_M=15 \text{ К}$.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$V_M = \frac{1,2 \cdot 6908,7}{900 \cdot 2,094 \cdot 15} = 0,00029 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де $P_0 = (0,3 \dots 0,4) \cdot 10^6$ – робочий тиск масла в системі.

Приймаємо: $P_0 = 0,35 \cdot 10^6$.

$\eta_M = 0,8 \dots 0,9$ – механічний ККД масляного насоса.

Приймаємо: $\eta_M = 0,85$

$$P_{M.H.} = \frac{0,00029 \cdot 0,35 \cdot 10^6}{0,85 \cdot 10^3} = 0,121 \text{ кВт}$$

Тоді : $Q_{M2} = 1000 \cdot P_{MH} = 1000 \cdot 0,121 = 121 \text{ Дж} / \text{с}$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 6908,7 + 121 = 7029,7 \text{ Дж} / \text{с}$$

у відсотковому відношенні:

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

$$q_M = \frac{7029,7}{303178,2} \cdot 100\% = 2,3 \%$$

Невраховані теплові втрати:

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

$$Q_{H.B.} = 303178,2 - (120020 + 71557 + 102112,8 + 7029,7) = 2458,7 \text{ Дж} / \text{с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		36

$$q_{H.B.} = \frac{2458,7}{303178,2} \cdot 100\% = 0,83\%$$

Всі отримані дані заносимо в зведену таблицю 2.4.

Таблиця 2.4. Результати розрахунку теплового балансу на різних видах палив

Складова теплового балансу	Дизельний		МЕРО		25%РО+75%ДП	
	Дж/с	%	Дж/с	%	Дж/с	%
Теплота еквівалентна ефективній роботі, Q_e	120020	39,59	120414	39,63	120060	39,57
Теплота яка відводиться охолоджуючою рідиною, Q_v	71557	23,6	65576,1	21,58	65486,9	21,59
Теплота яка виноситься випускними газами, Q_r	102112,8	33,68	102759,7	33,82	102264,3	33,71
Теплота яка відводиться маслом, Q_m	7029,7	2,3	6997,1	2,3	7051,1	2,32
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	2458,7	0,83	8132,8	2,67	8525,3	2,81
Теплота, яка вводиться в двигун з паливом, Q_p	303178,2	100	303879,2	100	303387,6	100

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.

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

Порядок визначення масштабу діаграми:

- по осі об'ємів:

1. Задаємо довжину діаграми по осі об'ємів – $l_v = 320$ мм;

2. Масштаб діаграми по осі об'ємів - $m_v = \frac{l_v}{\varepsilon} = \frac{320}{16} = 20$ мм;

3. Задаємо довжину діаграми по осі тисків – $l_p = 0,7 \cdot l_v = 0,7 \cdot 320 = 224$ мм;

4. Масштаб діаграми по осі тисків: $m_p = \frac{l_p}{\varepsilon} = \frac{224}{16} = 0,054 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$;

Таблиця 2.5. Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

№п/п	Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1	Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,205
2	Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	7,527
3	Показник політропи стиску	n_1	-	1,365
4	Показник політропи розширення	n_2	-	1,254
5	Ступінь стиску	ε	-	16
6	Максимальний тиск згоряння	P_{max}	МПа	12,043
7	Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,274
8	Масштаб осі тиску	m_p	МПа/мм	0,054

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо

за формулою: $P_{ct} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}}, \text{МПа}$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі: $P_{roz} = \frac{P_{max} \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}, \text{МПа}$

Результати розрахунків по формулам заносимо до таблиці 2.6.

Таблиця 2.6. Координати ліній стиску та розширення індикаторної діаграми

V/V_c	P_{ct} , МПа	P_{ct} , мм	P_{roz} , МПа	P_{roz} , мм
1	7,527	139,4		
ρ	5,408	100,2	12,043	224
1,5	4,328	80,1	9,813	181,7
1,75	3,506	64,9	8,088	149,8
2	2,922	54,1	6,841	126,7
3	1,680	31,1	4,114	76,2
4	1,134	21	2,868	53,1
5	0,836	15,5	2,168	40,2

6	0,652	12	1,725	31,9
7	0,528	9,8	1,422	26,3
8	0,440	8,1	1,203	22,3
9	0,375	6,9	1,038	19,2
10	0,325	6	0,909	16,8
11	0,285	5,3	0,807	14,9
12	0,253	4,7	0,723	13,4
13	0,227	4,2	0,654	12,1
14	0,205	3,8	0,596	11
15	0,186	3,5	0,547	10,1
16	0,171	3,2	0,504	9,3

Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' - точка подачі палива форсункою;

f – точка (згоряння) початку згоряння визначається кутом затримки $\Delta\varphi_1$;

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці стиску;

$\Delta\varphi_2$ – кут після ВМТ, де тиск максимальний;

b' – точка після НМТ, відкриття випускного клапана;

b'' – точка тиску газів в НМТ в кінці такту розширення (відкладається посередині відрізка bd ;

r' – точка до ВМТ, відкриття впускного клапана;

r'' – точка закриття випускного клапана;

d' – точка після НМТ, закриття впускного клапана;

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми:

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda_L = R/L_{ш} = 0,0575/0,210 = 0,273$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі: $AB = 300$ мм;
3. Кут затримки згоряння: $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ пкв;
4. Тиск залишкових газів: $P_r = 0,150$ МПа

5. Масштаб тиску:

$$m_p = 0,054 \text{ МПа/мм};$$

6. Хід поршня:

$$S = 0,115 \text{ м};$$

7. Тиск в кінці стиску:

$$P_c = 7,527 \text{ МПа};$$

8. Максимальний тиск:

$$P_{\max} = 12,043 \text{ МПа};$$

Розрахунок координат характерних точок наведені в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7. Координати характерних точок індикаторної діаграми

Позначення точки φ° , п.к.в.	Положення точки відносно ВМТ, φ° , п.к.в.	Постійна $X = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
c', до ВМТ	20	0,07627	11,4
f, до ВМТ	10	0,019308	2,9
b', після ВМТ	115	1,53473	230,2
r', до ВМТ	3	0,00174	0,3
r'', після ВМТ	8	0,01237	1,9
d', до ВМТ	136	1,785207	267,8

Тиск газів в ВМТ: $P_{c''} = 1,25 \cdot P_c = 1,25 \cdot 7,527 = 9,408 \text{ МПа};$

Координата точки $P_{c''}$: $9,408/0,054 = 174,2 \text{ мм};$

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = P_{\max} = 12,043 \text{ МПа}$

Координата максимального тиску згоряння:

Поправка Брікса: $OO_1 = \frac{R \cdot \lambda_L}{2} = \frac{57,5 \cdot 0,273}{2} = 7,8 \text{ мм}$

Масштаб переміщення: $m_s = \frac{S}{AB} = \frac{115}{300} = 0,383 \text{ мм / мм};$

Поправка Брікса в масштабі переміщення: $OO = \frac{OO_1}{M_s} = \frac{7,8}{0,383} = 20,5 \text{ мм}$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі А4. На наступному листі побудована розгорнута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

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, Па

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: $F_D = F_{\Gamma} + F_i, H$

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:

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

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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 виконується в табличній формі за допомогою електронної програми згідно таких вихідних даних:

1. Діаметр поршня $D = 0,13\text{м}$
2. Частота обертання колінчастого валу $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
3. Ордината, прийнята для $P_{\max}$ $h_{\max} = 224\text{мм}$
4. Максимальний тиск згоряння $P_{\max} = 12,043 \text{ МПа}$
5. Кривошипно-шатунне відношення: $\lambda_L = \frac{R}{L_{III}} = \frac{0,0575}{0,210} = 0,273$
6. Масштаб індикаторної діаграми $m_P = 0,054 \text{ МПа/мм}$
7. Маса деталей що рухаються зворотно – поступально $m_s = 3,163\text{кг}$
8. Радіус кривошипу $R = 0,0575\text{м}$
9. Кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$
10. Кутова швидкість колінчастого валу

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ рад/с}$$

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

$$m_s = m_{II} + 1/3(m_{III}) = 2,33 + 2,5/3 = 3,163\text{кг};$$

де $m_{II} = 2,33\text{кг}$ – маса поршня [5];

$$m_{III} = 2,5\text{кг} – \text{маса шатуна [5].}$$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі зводимо в таблицю, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені в графічній частині кваліфікаційної роботи.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

ВПЛИВ ФАКТОРІВ НА ІНДИКАТОРНІ ТА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

3.1 Аналіз індикаторних показників проектуємого двигуна

Для дослідження заданих показників ефективності дизельного двигуна при його виробництві і експлуатації необхідно оцінити вплив різноманітних факторів на індикаторні та ефективні показники.

В удосконаленні індикаторних показників поршневих ДВЗ найбільш важливо досягти максимально можливого відношення η/α , так як, при цьому спостерігається найбільш висока питома робота циклу, що характеризується середнім індикаторним тиском P_{mi} .

Це відношення називають показником якості протікання робочого процесу, так як він поєднує два важливих показників робочого циклу: індикаторний ККД η_i – показник досконалості перетворення теплоти палива в індикаторну роботу газів в циліндрі і коефіцієнт надлишку повітря при згорянні α – показник досконалості процесу сумішоутворення та згоряння[9].

З коефіцієнтом α пов'язують і конструктивну досконалість камери згоряння з точки зору тепловідводу.

Відношення η/α і індикаторний ККД залежать від фізичних якостей палива, ступеню стиску, параметрів впорскування і розпилення палива, складу суміші, типу камери згоряння, характеру і інтенсивності руху заряду, режимів роботи та регулювання двигуна, а також параметрів повітря на впускі.

Сорт палива (а ми аналізуємо три види палива: дизельне, метиловий ефір ріпакової олії та суміш дизельного і ріпакової олії у пропорції 75%/25%) може впливати на індикаторні показники двигуна в результаті чого зміна параметрів впорскування і розпилення, різності в випарововуванні та спалахуванні. Застосовування в двигуні палив облегшеного фракційного складу (в прикладі – МЕРО) веде до збільшення періода затримки спалахування і швидкості

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		43

тепловиділення у фазі швидкого згоряння. При цьому зростає максимальний тиск циклу та швидкість його наростання. Суміш в цьому випадку займає проміжне місце дизельним паливом та метиловим ефіром ріпакової олії.

Збільшення ступеню стиску в раді випадків сприятливо впливають на роботу двигуна при використанні низькоцетанових палив (Приклад цетанового числа: для дизельного палива – не менше 45; для метилового ефіру ріпакової олії – не менше 48). Пов'язано це із тим, що мінімально допустима ступінь стиску, яка вибирається із умови надійного пуску із холодного стану, достатньо висока.

При великих значеннях ступеню стиску, збільшення його не дає помітного підвищення тепловикористання, так як, зростання термічного ККД невелике.

Але разом з тим збільшуються втрати теплоти в охолоджуючу воду і збільшується кількість повітря, яке знаходиться в «мертвих» зонах камери згоряння, наприклад – головкою та втулкою робочого циліндру. Можуть при високій ступеню стиску також порушитися оптимальні умови сумішоутворення.

Випередження впорскування палива впливає на період затримки спалахування, жорсткість роботи двигуна і відносні втрати теплоти в стінки циліндра, та із відпрацьованими газами. Безумовно, що для кожної частоти обертання колінчастого валу і циклової подачі палива існує в повній мірі певний кут випередження впорскування палива, при якому досягаються найбільш високі значення середнього індикаторного тиску P_{mi} і мінімальні значення питомої індикаторної витрати палива b_i .

Зазвичай за оптимальний кут випередження впорскування приймають значення, менше того, при якому досягаються P_{max} і b_i . Пов'язано це із тим, що зменшення до певних меж кута випередження від оптимального значення, забезпечує суттєве зниження максимального тиску згоряння P_z , швидкості наростання тиску $dP/d\varphi$ і утримання окислів азоту при порівняно невеликому погіршенні індикаторних показників та підвищенні тиску.

На індикаторні показники робочого процесу найбільший вплив здійснюють масовий склад палива та його нижча теплота згоряння.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Дизельне паливо має нижчу теплота згоряння $Q_H = 42500$ кДж/кг.

Суміш 25% ріпакової олії + 75% дизельного палива має нижчу теплота згоряння $Q_H = 41175$ кДж/кг.

Метилловий ефір ріпакової олії (МЕРО) має величину нижчої теплоти згоряння $Q_H = 37400$ кДж/кг.

Якщо взяти теплота згоряння дизельного палива за 100%, то теплота згоряння суміші буде 96,9% а теплота згоряння МЕРО = 88% від дизельного палива.

Проаналізуємо як вплине величина Q_H на питому індикаторну витрату палива.

$$b_i = \frac{3600}{(Q_H \cdot \eta_i)}, \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$$

З таблиці 2.3 b_i : - для дизельного палива $b_i = 0,186 \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$;

- для метилового ефіру ріпакової олії $b_i = 0,212 \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$;

- для суміші $b_i = 0,193 \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$.

Так як для трьох видів палива величина індикаторного к.к.д. практично однакова, то фактично величина Q_H визначає величину b_i .

3.2 Аналіз ефективних показників проектуємого двигуна

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 .

Середній ефективний тиск P_{me} представляє собою умовний середній постійний тиск, який діє на поршень на робочому ході і здійснює роботу, еквівалентну корисній роботі, передаємий через вихідний фланець колінчастого валу на генератор. Іншими словами, середній ефективний тиск P_{me} представляє собою питому ефективну роботу двигуна.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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

де P_m – середній тиск механічних втрат, МПа.

На ефективні показники поршневих двигунів внутрішнього згоряння впливають повнота згоряння палива, а також втрати в систему охолодження та із відпрацьованими газами.

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. Відомо, що

$$\eta_m = \frac{P_{me}}{P_m},$$

звідки

$$P_{me} = P_{mi} \cdot \eta_m, \text{ МПа}$$

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.

Із цього виразу видно, що механічний ККД всебічно оцінює механічні втрати двигуна, так як враховує не тільки абсолютні значення P_m , але і відносні P_e/P_i . За допомогою η_m можна дати оцінку конструктивній досконалості двигуна, порівняти між собою двигуни різного типу.

Завдяки цим властивостям механічний ККД широко використовується в якості основного параметра оцінюючого втрати двигуна.

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:

$$P_e = P_i - P_m, \text{кВт}$$

За аналогією із попередньою формулою

$$P_e = P_i \eta_m, \text{кВт}$$

Для аналізу впливу різноманітних параметрів робочого процесу на ефективну потужність P_e запропонована формула:

$$P_e = (Q_n \cdot V_s \cdot z \cdot i \cdot \gamma_k \cdot \eta_i \cdot \eta_n \cdot \eta_m) / (60 \cdot L_o \cdot \alpha), \text{кВт}$$

де γ_k – густина потрапляючого повітря.

Із формули видно, що потужність P_e , можна підвищити за рахунок конструктивних параметрів V_s , z , n , i , збільшення частоти обертання n , середньої швидкості поршня s_m . Так як, досліди проводилися на одному двигуні СМД-60, то конструктивні параметри V_s , z , n , i , зберігались постійними, не змінювались також параметри наповнення η_n та механічних втрат η_m .

Вплив величини нижчої теплоти згоряння Q_n палива на питому ефективну витрату палива визначається із формули:

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

З таблиці 2.3 b_e : - для дизельного палива $b_e = 0,214 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$;

- для метилового ефіру ріпакової олії $b_e = 0,243 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$;

- для суміші $b_e = 0,222 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$.

Так як для трьох видів палива, які ми досліджуємо, величина ефективного к.к.д. практично однакова, то фактично величина Q_n визначає величину b_e .

Розбіжність величин інших параметрів таблиці 2.3 не перевищує 2-3%, що лежить в межах точності вимірювань.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

3.3 Висновок

Виходячи з результатів розрахунків параметрів двигунів які працюють на дизельному паливі; на суміші дизельного палива та ріпакової олії; на метиловому ефірі ріпакової олії (МЕРО) можемо зробити наступні висновки:

1. При веденні розрахунку робочого процесу вихідні дані були прийнятті однакові крім параметрів палива. Відрізнялися такі параметри палива як нижча теплота згоряння та масовий склад палива. Масовий склад палива вплинув на теоретичну кількість повітря для згоряння 1 кг. палива. Для дизельного палива $l_0 = 14,33$ кг/кг; суміш дизельного палива та ріпакової олії $l_0 = 13,81$ кг/кг; для МЕРО $l_0 = 12,54$ кг/кг.

2. Пропорційно змінилися і загальна кількість продуктів свіжого заряду та загальна кількість продуктів згоряння.

3. Потужність двигуна, що працює на трьох видах палива фактично не змінилась. Враховуючи, що основні конструктивні параметри двигунів однакові то збільшення потужності пояснюється похибкою при веденні розрахунку, яка може мати місце.

4. 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 2.3 менше 1 %, що лежить в межах точності вимірювань.

5. Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на суміші дизельного палива та ріпакової олії збільшилася на 3 % в порівнянні з двигуном, що працює на дизельному паливі. В першу чергу це пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння суміші дизельного палива та ріпакової олії на 3%. Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на МЕРО збільшилася на 12% в порівнянні з двигуном, що працює на дизельному паливі. Це також пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння МЕРО на 11-12%.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

6. Аналізуючи робочий процес ми прийшли до висновку, що на робочий процес найбільший вплив здійснюють середній елементарний склад палива та теплоти його згоряння. Середній елементарний склад палива, який також відрізняється для дизельного палива та суміші дизельного палива та ріпакової олії і МЕРО в основному впливає на екологічні показники, так як має різний вміст продуктів згоряння. Це пояснюється зростанням надлишку кисню в суміші в зв'язку з наявністю його в складі ріпакової олії та МЕРО.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

Охорона праці – це наука про збереження здоров'я людини та створення безпечних умов праці у виробничому середовищі, що досягається шляхом виявлення та ідентифікації небезпечних і шкідливих чинників виробничого середовища та трудового процесу, розробкою методів і засобів захисту працюючих від їх впливу, а також запобігання аваріям та ліквідації їх наслідків.

Завдання охорони праці – звести до мінімуму імовірність травматизму чи захворювання працюючих та створити оптимальні умови для їх праці, що забезпечують найкраще самопочуття та максимальну працездатність людини. Безпека людини нерозривно пов'язана з виробничим середовищем. Останнє характеризується породжуваними діяльністю людини об'єктами, явищами, фізичними, хімічними, біологічними та соціальними факторами, які прямо чи опосередковано впливають на самопочуття та стан здоров'я працюючих[8].

Умови і характер праці відповідно до Гігієнічної класифікації праці поділяють на чотири класи:

1 клас (оптимальні умови праці) - умови, за яких зберігається не лише здоров'я працівників, а й створюються передумови для підтримання високого рівня працездатності. Оптимальні гігієнічні нормативи виробничих факторів встановлені для мікроклімату та показників важкості трудового процесу. Для інших факторів за оптимальні умовно приймаються такі умови праці, за яких несприятливі фактори виробничого середовища не перевищують рівнів, прийнятих за безпечні для населення.

2 клас (допустимі умови праці) - умови, що характеризуються такими рівнями факторів виробничого середовища і трудового процесу, які не перевищують встановлених гігієнічних нормативів та не повинні чинити несприятливого впливу на стан здоров'я працівників.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

3 клас (шкідливі умови праці) - умови, що характеризуються такими рівнями шкідливих виробничих факторів, які перевищують гігієнічні нормативи та здатні чинити несприятливий вплив на організм працівника та/або його нащадків.

4 клас (небезпечні умови праці) - умови, що характеризуються такими рівнями шкідливих факторів виробничого середовища і трудового процесу, вплив яких протягом робочої зміни (або її частини) створює загрозу для життя, високий ризик виникнення гострих професійних уражень, у тому числі й важких форм[8].

При роботі двигун внутрішнього згоряння, а також різноманітних систем і механізмів, обслуговуючих дизель, виникає ряд виробничих факторів, небезпечних для життя та здоров'я людей, працюючих безпосередньо з дизельними установками.

Однією з необхідних умов здорової і продуктивної праці є забезпечення чистоти повітря та сприятливого мікроклімату в робочій зоні приміщень. До цієї зони відносять простір обмежений по висоті 2 м над рівнем підлоги приміщень або площадок, де знаходяться робочі місця.

Мікроклімат виробничих приміщень визначається сукупністю показників які впливають на теплообмін організму людини. Санітарно-гігієнічне нормування мікроклімату здійснюється згідно з ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень», які встановлюють оптимальні мікрокліматичні умови і допустимі параметри мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень. Допустимі параметри мікроклімату в першу чергу повинні забезпечуватися за рахунок раціонального планування виробничих приміщень і оптимального розміщення в них устаткування з тепло-, холодо- та вологовиділенням. Для зменшення термічних навантажень на працюючих необхідно їх виводити з несприятливих мікрокліматичних зон, передбачати в максимальній мірі механізацію, автоматизацію та дистанційне управління технологічними процесами і устаткуванням.

Нормальні кліматичні умови в основному забезпечуються за рахунок опалення приміщень у холодну пору року та їх вентиляції влітку.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оптимальні метеорологічні умови досягаються шляхом кондиціонування повітря. Кондиціонування повітря потребує в порівнянні з вентиляцією більших витрат, але ці витрати швидко окупаються, оскільки покращуються умови праці, поліпшується самопочуття, знижується кількість захворювань та підвищується продуктивність праці.

Шкідливими називаються речовини, що при контакті з організмом можуть викликати захворювання чи відхилення від нормального стану здоров'я, що виявляються сучасними методами як у процесі контакту з ними, так і у віддалений термін, в тому числі і в наступних поколіннях.

Нетоксичні речовини призводять до роздратування слизових оболонок дихальних шляхів, шкіри, очей. Так, дія нетоксичного пилу проявляється в порушенні життєдіяльності верхніх дихальних шляхів, легенів, шкіри, очей.

Токсичні речовини, добре розчиняючись у біологічних середовищах здатні вступати з ними у взаємодію, викликаючи порушення нормальної життєдіяльності – отруєння. Шкода від отруєння залежить перш за все від тривалості дії, концентрації та виду речовини. Для контролю вмісту шкідливих речовин широко використовують лабораторні та експрес-методи. Останнім часом для контролю все частіше використовують стаціонарні газоаналізатори безперервної дії та системи автоматичного контролю з використанням цих аналізаторів, що забезпечують безперервний контроль, сигналізацію при перевищенні встановлених ГДК, накопичення та обробку даних контролю[8].

До основних заходів, направлених на запобігання появи шкідливих речовин у повітрі робочої зони, перш за все потрібно віднести такі, як переважне використання технологічних процесів та обладнання, що виключають утворення шкідливих речовин або їх надходження у робочу зону.

Важливе значення мають також механізація та автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи дозволяють вивести людей з небезпечної зони та ізолювати такі зони від решти виробничого середовища.

.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

4.2 Охорона навколишнього середовища

Одним із необхідних умов здорової та високопродуктивної праці являється забезпечення чистоти повітря та нормальних метеорологічних умов в робочій зоні приміщення. Вплив таких шкідливих виробничих факторів, як газів та парів, пилу, надлишкової теплоти і вологи. Створення здорового повітряного середовища являється важливою народногосподарською задачею, яка повинна здійснюватися комплексно, одночасно із розв'язанням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру та з їдою. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оскільки вони надають токсичний вплив на організм людини.

За характером впливу на організм людини ці шкідливі речовини розподіляються на наступні групи :

1. Загальнотоксичні – викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, свинець, ртуть);
2. Подразнюючі – викликають подразнення дихального тракту та слизової оболонки (хлор, аміак, сірчаний газ);
3. Сенсibiliзуючі – діють як алерген (формальдегід, різні розчинники);
4. Канцерогенні – визивають ракові захворювання (нікель та його сполуки, аміни, азбест).

Забруднення навколишнього середовища, яке виникає при експлуатації
дизеля

В процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку із навколишнім середовищем. При роботі двигун споживає повітря та воду, також скидає в атмосферу випускні гази, а в гідросферу – воду із двигуна та воду, являється джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднення біосфери. В результаті недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушення правил технічного обслуговування, а іноді в результаті

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

аварій сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і надає негативний вплив на флору та фауну.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива і умовами його згоряння. В випускних газах знаходиться приблизно 200 компонентів, які можна розділити на шість груп :

- група 1 представляє собою продукти повного згоряння палива, які сприяють утворенню парникового ефекту і кислотних дощів;
- група 2 утворення CO;
- група 3 утворення NO – бере участь в утворенні фотохімічних реакцій;
- група 4 – домішки цієї групи являються канцерогенними (найбільш небезпечні 3,4-бензол (α) сирен (C_2H_{12});
- група 5 – альдегіди;
- група 6 – являється носієм канцерогенних властивостей

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Дим, окрім забруднення біосфери, погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання та розсіювання світла утвореними частками.

В місці з відвідною від дизеля охолоджуючою рідиною систему, в землю можуть потрапляти і масло з паливом. Це може відбуватися із-за нещільності з'єднання систем, через сальники арматури і насосів, а також через паливо проводи при їх спрацюванні.

Транспортування та зберігання нафтопродуктів, супроводжується випаровуванням летучих вуглеводневих сполук в атмосферу. Кількість випаровувань нафти складає майже в 2 рази більше за забруднення від автомобільного транспорту.

В зв'язку з цим в нашій час впроваджується двигуни, які можуть працювати на альтернативних видах палива, що дасть менше забруднення навколишньому середовищу.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Заходи по зменшенню забруднення навколишнього середовища

Потрібний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням певних заходів, до основних із яких відносяться:

1. Механізація та автоматизація виробничих процесів, дистанційного керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від дії шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт. Автоматизація процесів, які супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але й покращує умови праці, оскільки працюючі виводяться із небезпечно зони.

2. Захист від джерел теплових випромінювань. Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні та теплового опромінення обслуговуючого персоналу.

3. Застосування технологічних процесів та обладнання, що перешкоджає утворенню шкідливих речовин або потраплянню їх в робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і обладнання необхідно домагатися виключення або різкого зменшення виділення шкідливих речовин в повітря виробничих приміщень

4. Пристрої вентиляції та опалення.

5. Застосування заходів індивідуального захисту.

6. Застосування альтернативних видів палива, які менш шкідливі для організму людини та довкілля.

Для запобігання шкідливої дії шуму на організм працюючих проводяться технічні, організаційні і профілактичні медичні заходи.

До організаційних заходів відносяться: раціональне розташування виробничих ділянок, устаткування та робочих місць, постійний контроль режиму праці і відпочинку працівників, обмеження застосування обладнання та використання робочих місць, що не відповідають санітарно-гігієнічним вимогам.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічні заходи прийнято поділяти на заходи, що спрямовані на зниження шуму у джерелі його виникнення, на шляху розповсюдження шуму та у зоні сприйняття.

Боротьба з шумом у джерелі його виникнення є найбільш дієвим заходом. Вона полягає у статичному та динамічному балансуванні частин обладнання, застосуванні пластичних мас замість металів, використанні більш досконалих передач, заміні ударної дії інструменту на безударну, поліпшенні змащування тощо[8].

Шум – значно погіршує продуктивність праці, надає шкідливого впливу на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий період часу спостерігається втомленість слухового апарату, що може призвести до часткової або навіть повної втрати слуху.

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

ν , Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , дБ	103	96	91	88	85	83	81	80

З розвитком промисловості все більший контингент людей підпадає під вплив *вібрації*, яка представляє собою механічні коливання пружних тіл або коливальні рухи механічних систем, що передаються через підлогу, елементи машин та обладнання тілу людини. Причиною вібрації є виникаючі під час роботи машин та механізмів невідновжені сили та ударні процеси. Її джерелами є зворотно-поступальні рухи елементів мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння, невідновжені обертальні маси, удари елементів машин та інструментів тощо.

Вібрація буває *загальною та локальною*. Загальна вібрація діє на організм людини у цілому, а локальна – на окремі частини тіла. Наприклад, загальна вібрація діє при користуванні транспортними засобами, а локальна – на робітників, що працюють з електричним та пневматичним ручним інструментом.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи – бокси.

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 пошкодження або розрив плечового пояса, більшість внутрішніх органів через резонансні явища.

Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник дБ) в активних полюсах Гц.						
	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 та ін.

4.4 Заходи щодо зниження шуму і вібрації

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих, 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 з шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшенні технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізання 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.

Для запобігання шкідливої дії вібрації на організм працюючих здійснюються технічні, організаційні та профілактичні медичні заходи. До *організаційних заходів* відносять: раціональне розташування устаткування та робочого місця, постійний контроль режиму праці і відпочинку працюючих, заборону залучення до вібраційних робіт осіб, молодших 18 років, обмеження застосування обладнання та використання робочих місць, що не відповідають санітарно-гігієнічним вимогам та ін.

Технічні заходи прийнято поділяти на заходи, що спрямовані на зменшення вібрації у джерелі її виникнення та на заходи, що спрямовані на зниження вібрації на шляху розповсюдження і у зоні сприйняття. Серед технічних заходів першої групи слід виділити конструктивні, що спрямовані на зниження вібрації у джерелі виникнення за рахунок зменшення діючих змінних сил (зрівноваження мас, заміни ударних технологій безударними, використання спеціальних видів зачеплення у приводах машин тощо), відстроювання від резонансних режимів, вібродемпфування, динамічного гасіння вібрації. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації[8].

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.

Ефективним заходом є віброізоляція, яка досягається введенням у коливальну систему для послаблення вібрації, що передається від об'єкта, додаткового пружного зв'язку. Для віброізоляції машин використовують віброізолюючі опори у вигляді пружин, пружних прокладок

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного двигуна

Для правильної технічної експлуатації і для забезпечення безпеки при експлуатації дизельної установки і її допоміжних механізмів необхідно виконувати наступні основні вимоги:

дизельна установка і всі допоміжні механізми і пристрої установки повинні експлуатуватися у відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;

не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;

необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування і інвентар;

постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду дизельної установки і її допоміжних механізмів;

не дозволяється захаращувати якими-небудь предметами проходи в машинному відділенні. Отвори і трубопроводи для наповнення і огляду цистерн рідкого палива повинні бути закриті і не мати пропусків;

дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;

не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;

при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент і т.п. на деталях механізму руху;

пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією. При цьому обслуговуючий персонал повинен бути віддалений від дизельної установки;

забороняється підкачувати паливо в циліндри двигуна під час його роботи;

слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

негайно треба усувати течу і підтікання в паливній арматурі, паливопроводах і цистернах рідкого палива. Забороняється закривати рукою місце розриву нагнітального трубопроводу форсунки при роботі двигуна;

при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Згідно завдання було виконано кваліфікаційну роботу на тему: «Аналіз індикаторних та ефективних показників ДВЗ при використанні суміші дизельного палива і ріпакової олії та МЕРО». За двигун прототип було прийнято двигун - 6 ЧН 13/11,5 (СМД-60).

В першому розділі були надана інформація про об'єкт використання двигуна та описана конструкція двигуна 6ЧН 13/11,5, також приведена його технічна характеристика.

В конструкторському розділі був здійснений вибір вихідних даних для виконання розрахунку робочого процесу. Для визначення впливу виду палива на індикаторні та ефективні показники двигуна всі параметри двигуна були прийняті однакові крім виду палива. Виконано порівняльний розрахунок робочого процесу двигуна на трьох видах рідкого палива:

- дизельному паливі згідно ДСТУ.
- суміші дизельного палива 75% + 25% ріпакової олії.
- метиловому ефірі ріпакової олії (МЕРО)

За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу, які були зведені в порівняльну таблицю. Також були побудовані теоретична та дійсна індикаторна діаграма робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, значення яких прораховані в динамічному розрахунку двигуна.

В третьому розділі був проведений аналіз використання біологічного палива із рослинних олій. Серед рідких палив альтернативного походження особлива увага приділяється паливам отриманим в ході переробки рослинної сировини. Наведенні основні фізико-хімічні властивості ріпакової олії та дизельного палива. Для дослідження основних показників робочого процесу двигуна при його експлуатації було оцінено вплив різноманітних факторів на індикаторні та ефективні показники.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Аналізуючи робочий процес прийшов до висновку, що на робочий процес найбільший вплив здійснюють середній елементарний склад палива та теплоти його згоряння. Середній елементарний склад палива, який також відрізняється для дизельного палива та суміші дизельного палива та ріпакової олії в основному впливає на екологічні показники, так як має різний вміст продуктів згоряння. Застосування в ДВЗ палив на основі рослинних олій має як переваги, так і ряд проблем, головною з яких залишається підготовка даного палива перед подачею в циліндр дизеля. Суттєві відмінності фізико-хімічних властивостей рослинного та нафтового палива, роблять неможливим запуск та експлуатацію дизеля без комплексу заходів щодо підготовки палива, які мають на меті забезпечити нормальну та надійну роботу паливної апаратури та дизеля в цілому.

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

Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на суміші дизельного палива та ріпакової олії збільшилася на 3 % в порівнянні з двигуном, що працює на дизельному паливі. В першу чергу це пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння суміші дизельного палива та ріпакової олії на 3%. Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на МЕРО збільшилася на 12% в порівнянні з двигуном, що працює на дизельному паливі. Це також пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння МЕРО на 11-12%.

					ПННІ НУК 131.61.24.29 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. 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.
2. С. Доценко, О. Грабовенко. Перспективи та проблеми використання біопалива в дизельних двигунах. «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв. 27-28.10. 2022р.–175 - 177с.
3. 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.
4. Доценко С.М. Конвертація дизельних двигунів сільськогосподарської техніки для роботи на метиловому ефірі ріпакової олії. Збірник наук. праць КНТУ.– Кіровоград : КНТУ, 2007. Випуск № 37.
5. Диденко А.М., Строков А.П., Водолажский В.И. Дизели СМД. Справочник. ВО «Агропромиздат». 1990. – с. 272.
6. Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Доценко С.М.- Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50с.
7. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Копач А.О., Мержиєвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006. – с.292
8. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

					<i>ПННІ НУК 131.61.22.05 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

9. Доценко С.М., Мусурін В.Ю. Вплив параметрів біологічного палива на індикаторні показники дизельного двигуна. «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» - Україна, м. Миколаїв, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (5 - 6 грудня 2024 року)

					ПННІ НУК 131.61.22.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		