

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Проект стаціонарного дизельного двигуна потужністю 470 кВт з дослідженням показників при роботі на суміші дизельного палива та соєвої олії.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ **Мамонтов С. С.**
(підпис)

Керівник роботи:

К. Т. Н., доцент кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Доценко С.М.**

Первомайськ - 2023 р.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Анотація

Надано інформація про дизель-електричну станцію потужністю 470 кВт на базі дизель-генератора ДГА-500. Описані основні елементи дизеля, який є чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів.

В науковому аналітичному методі були визначені ефективні та екологічні показники при роботі двигуна на суміші дизельного палива та соєвої олії. Виходячи з результатів розрахунків зроблені наступні висновки:

- потужність двигуна, що працює на суміші дизельного палива та соєвої олії збільшилася на 5 кВт, що фактично в межах похибки
- питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на суміші дизельного палива та соєвої олії збільшилася на 3,5 кг, що пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння суміші дизельного палива та олії.

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

Abstract

Information is provided about a diesel power station with a capacity of 470 kW based on the DGA-500 diesel generator. The main elements are described diesel engine, which is a four-cylinder with a vertical single-row arrangement of cylinders. In the scientific analytical method, effective and environmental indicators were determined when the engine runs on a mixture of diesel fuel and soybean oil. Based on the results of the calculations, the following conclusions are made:

- the power of the engine running on a mixture of diesel fuel and soybean oil increased by 5 kW, which is actually within the calculation error;
- Specific effective fuel consumption when running on a mixture of diesel fuel and soybean oil increased by 3.5 kg, which is associated with a decrease in the lower calorific value of a mixture of diesel fuel and soybean oil.

Key words: diesel engine, mixture of diesel fuel and soybean oil, specific effective fuel consumption.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2 Опис конструкції базового двигуна	8
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	19
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу	19
2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна на дизельному паливі	23
2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна на суміші дизельного палива та соєвої олії	31
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	32
2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна який працює на суміші дизельного палива та соєвої олії	39
2.6 Динамічний розрахунок двигуна	51
2.7 Аналіз індикаторних та ефективних показників	57
3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	59
3.1 Перспективи використання біологічного палива	59
3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на суміші палива	61
3.3 Дослідження економічних показників робочого процесу двигуна при роботі на суміші палива	64
Висновок	

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА 66

4.1 Заходи з охорони праці 66

4.2 Охорона навколишнього середовища 67

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів 69

4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації 70

4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного двигуна 72

ВИСНОВКИ 74

ЛІТЕРАТУРА 76

ДОДАТКИ:

1. Поперечний переріз двигуна СК Ф А-1
2. Повздовжній переріз двигуна СК Ф-А1
3. Графіки залежності економічних показників від виду палива Ф-А1
4. Графіки залежності екологічних показників від виду палива Ф-А1
5. Специфікація двигуна Ф-А4

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Аналіз останніх досліджень та публікацій показав, що на сьогодні уже широко відомо про можливість заміни дизельного палива альтернативним біологічним паливом з відновлювальних джерел - рослинної олії (соняшникова, кукурудзяна, рапсова, пальмова, арахісова, соєва олія) [1,10,11].

Урядом України (8.08.2023року) схвалено два законопроекти з метою застосування в Україні загальноприйнятих світових практик щодо CO₂-нейтральності біопалива, які націлені на стимулювання виробництва біопалива («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» та «Про внесення змін до Закону України «Про альтернативні види палива» щодо створення Реєстру установок, що використовують біопаливо як єдиний вид палива»). Законопроекти передбачають звільнення виробників енергії з біопалива від сплати податку на викиди CO₂; створення реєстру установок, що використовують біопаливо як єдиний вид палива, для адміністрування нульової ставки податку на CO₂. Прийняття розроблених законопроектів сприятиме усуненню бар'єрів у залученні інвесторів до встановлення установок на біопаливі; стимулюванню впровадження біоенергетичних проектів; використанню потенціалу місцевих видів палива та залученню інвестицій у сферу використання біопалива[7].

Значною перевагою рослинних олій є те, що при потраплянні їх в ґрунт основні хімічні сполуки, що входять до їх складу через пару тижнів розпадаються. Завдяки незначній кількості сірки в рослинних оліях у відпрацьованих газах двигуна практично відсутні оксиди сірки. До позитивних екологічних факторів можна віднести зниження викидів в атмосферу оксидів азоту (NO_x), оксиду вуглецю (CO), вуглеводнів які не згоріли (CH_x) та сажі (C). Але при цьому необхідно відмітити, що

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

використання палив на рослинній основі містить в собі і певні проблеми, пов'язані в першу чергу із необхідністю підготовки палива, через необхідність врахування їх фізико-хімічних властивостей що важливо для правильної експлуатацією двигуна і запобігання його поломок [1,7].

Важливою властивістю рослинних олій являється здатність змішування в різних пропорціях з більшістю органічних розчинників (в тому числі і з нафтопродуктами – бензином, дизельним паливом), що пов'язано з невеликою полярністю олій: їх діелектрична проникність за температури 20°C рівна 3,0...3,2. Слід відмітити і хорошу співмірність різних рослинних олій між собою. Етанол та метанол розчиняють олії обмежено і лише при нагріванні розчинність ріпакової олії в цих продуктах зростає. Ця властивість рослинних олій дозволяє отримувати моторні палива із заданими фізико-хімічними властивостями шляхом змішування різноманітних компонентів в різних пропорціях[7,10].

До других екологічних факторів можна віднести зниження викидів в атмосферу оксидів азоту NO_x, оксиду вуглецю CO, вуглеводнів які не згоріли C_{Nx} та сажі С.

Подальше підвищення коефіцієнт корисної дії можливе за рахунок утилізація низькопотенціального тепла (вихлопних газів, наддувочного повітря, охолоджувальної рідини) [2,3,5].

Метою та завданням роботи є визначення ефективних, економічних та екологічних показників при роботі дизельного двигуна на суміші дизельного палива та соєвої олії.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на VII Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування»- Україна, м. Миколаїв, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (24 - 25 листопада 2022 року) та викладені в матеріалах конференції на сторінці 155-156 «Удосконалення конструкції верхніх компресійних кілець поршневих ДВЗ» [6].

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Згідно завдання на кваліфікаційну роботу, проєктований дизельний двигун повинен застосовуватися, як стаціонарний силовий агрегат для роботи в складі дизель-генератора. Пропонується робота двигуна на паливі - дизельному та суміші, яка складається із 75% дизельного палива та 25% соєвої олії.

Технічне обслуговування дизельних двигунів зводиться до постійного нагляду за його роботою та в регулярному проведенню регламентних робіт які написанні в інструкції по його експлуатації. Перелік робіт які проводяться при кожному виді технічного обслуговування приведенні в інструкції по експлуатації двигуна. При цьому роботи які вимагають розборку дизельного двигуна, необхідно проводити тільки в закритому приміщенні. Тільки при виконанні даних умов виробник гарантує надійну роботу силового агрегата та збереження його характеристик на протязі всього терміну експлуатації.

Стаціонарна дизель-електрична станція потужністю 470 кВт на базі дизель-генератора ДГА-500, призначена для використовування як основне, або резервного джерела електропостачання трифазним змінним струмом напругою 400 В і частотою 50 Гц для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи - автономний або паралельний з електричною сіттю необмеженої потужності.

Дизель-електрична станція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує дизель-генератор від +8 до +45°C;
- температура зовнішнього повітря від -22 до + 47°C;
- відносна вологість не більше 88%;
- температура охолоджуючої води на вході в охолоджувач наддувочного повітря не більш 60°C.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції базового двигуна

Дизель 6 ЧН 25/34 – дизельний, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбіним наддувом та охолодженням наддувочного повітря. Дизель складається із блок - картера і фундаментної рами, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу дизеля розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря, водяні і масляні насоси, фільтр-глушник.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0,75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, паливні насоси високого тиску, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі палива.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в засорочковий простір втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами.

Нижче приводиться опис головних вузлів дизельного двигуна – прототипу.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.1) відлита із чавуну, цільна, коритоподібної форми, має поперечні перегороди, посилені ребрами.

В під дизельній частині рами вбудована масляна ванна. Для зливу масла з ванни і заповнення служать фланці. Для забору масла з ванни (при роботі дизеля) є труба з фланцем з огорожним фільтром і фланець для забору масла електронасосним агрегатом. Для визначення рівня масла в масляній ванні служить щуп. Для очищення масляної ванни від відкладень служать люки, що закриваються кришкою.

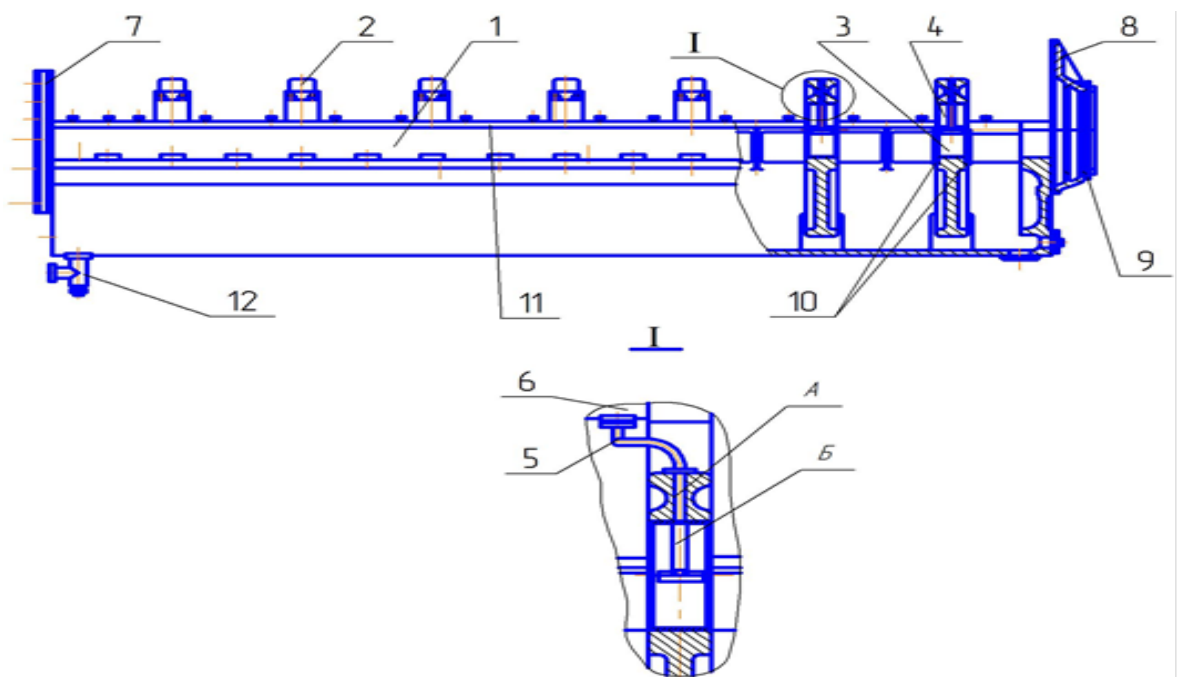


Рисунок 1.1. Рама фундаментна
1- рама фундаментна; 3- кришка рамового і упорного підшипників; 3- вкладиш нижній; 4 - вкладиш верхній; 5- трубка; 6 - мережа головна; 7-кришка передня; 8- кожух; 9 -сальникове ущільнення; 10- півкільце; 11-шнур гумовий; 12- труба злива.

Дизель 6ЧН 25/34 має вісім рамових підшипників. передостанній підшипник, при рахуванні із сторони маховика, опорно-упорний.

З обох сторін по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Із сторони вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних та один масляний насоси, а із сторони маховика – кожух фланця колінчатого валу з масло відбивним кільцем та сальниковим ущільненням. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладено ущільнюючий гумовий шнур 11.

В днищі фундаментної рами по краям є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим фланцем. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони виконані приливи, на які встановлено масло забірний фільтр.

1.2.2 Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається із верхнього та нижнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші 3 і 4 (рис.1.1) сталі - алюмінієві. Від повороту та осьового переміщення вкладиші утримуються вусами.

Другий від маховика підшипник опорно-упорний і має упорні бронзові півкільця, розташовані у кільцевих виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть бути зняті без підймання колінчастого валу.

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці та рамі, завдяки чому після затяжки підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточок в рамі і кришці. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань.

Масло в підшипник поступає із головної мережі 6 по трубці 5 та отвору А в кришці 2. Із рамового підшипника масло по каналам в шийках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Відкіля масло по каналам в стержнях шатунів поступає до головних підшипників та на охолодження верхньої частини поршнів.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Кільцева канавка Б на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження масла до шатунних підшипників.

1.2.3 Кривошипно-шатунний механізм:

колінчатий вал, шатун, поршень.

Вал колінчастий – (рис.1.2) сталевий, цільнокований, має вісім рамових і шість шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

В тілі колінчастого валу виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників.

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4.

Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27).

Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осевого зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

Із сторони заднього торця на фланці колінчастого валу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осевого переміщення прижимами 7. Поміж восьмою

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

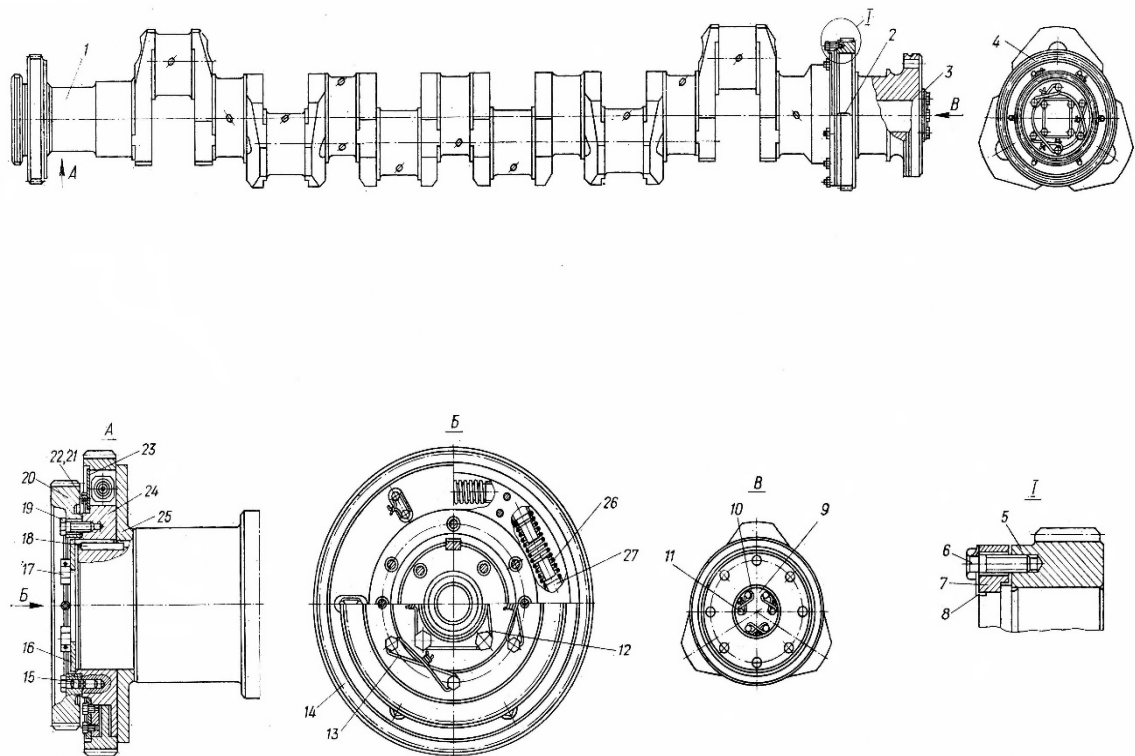


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – прижим; 8 – шайба стопорна; 9 – заглушка; 10, 13 – дріт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дріт 03; 14 – шестерня приводу водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом Ø10; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня приводу масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дріт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Шатун

Шатун виготовлений з легованої сталі. Стрижень шатуна має в центрі канал і в нижній головці канали, по яких масло з шатунного підшипника поступає в головний.

В розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка і є головним підшипником. Масло з каналу стрижня поступає в кільцеву проточку верхньої головки шатуна, потім по отворах у втулці і проточці на внутрішній поверхні втулки до отворів в пальці і далі в поршень.

В нижній головці шатуна розташовані тонкостінні біметалічні сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. На поверхні нижнього вкладиша є отвори, через які масло поступає з проточки, виконаної в нижньому вкладиші, в отвори головки шатуна і потім в канал нижньої головки шатуна.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна 4-ма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтами.

Затягування гайок шатунних болтів проводити рівномірно в два прийоми в перехресному порядку на 100° (5 рисок) кожний після попереднього обжимання моментом 240 ± 10 Нм і стопорити дротом. Перед затягуванням змазати різьблення і площину зіткнення гайки з шатуном мастилом на основі дисульфіда молібдену.

На обох торцях шатунного болта є пази. Відстань між ними, заміряне з точністю до 0,01 мм і нанесене на головці шатунного болта і служить для контролю залишкового подовження болта при експлуатації дизеля. Залишкове подовження болта не повинне перевищувати 0,60 мм

При більшому подовженні шатунний болт слід замінити.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Поршень

Поршень (рис. 1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбові отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані сталевим поршневым пальцем 9.

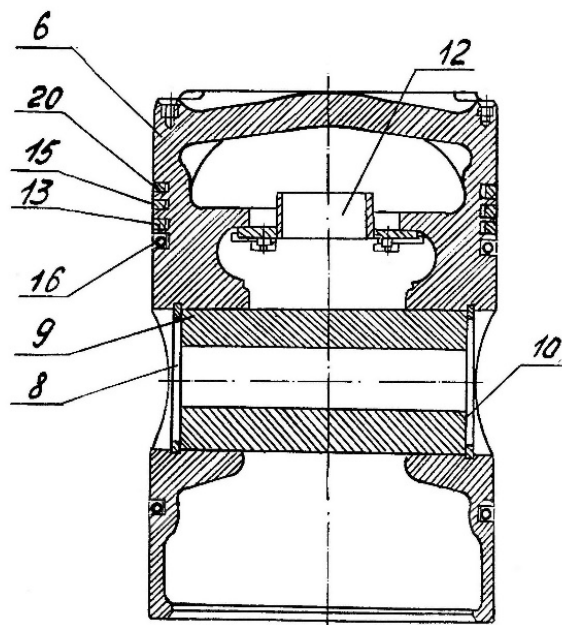


Рисунок 1.4 Поршень

6 – поршень; 8, 10 – стопорне кільце; 9 – палець; 12 – діаметр камери;
13, 15, 20 – кільця компресійні; 16 – кільце маслосборне.

На поршні є п'ять канавок, в яких розміщені поршневі кільця: в трьох верхніх - по одному компресійному 13, 15, 20 та в нижніх - два маслосборних кільця 16.

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслосборні кільця 16 коробчастого типу з пружинним експандером, покриті хромом.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Нижні два кільця маслоз'ємне з еспандером – мають два робочі поясочки. Цими поясочками при ході поршня вниз з дзеркала циліндра знімається надмірне масло, яке проходить через прорізи в маслоз'ємному кільці і стікає в раму газодизель-генератора через дренажні отвори в тронкі.

При установці нових кілець слід звертати увагу на правильність монтажу, керуючись вищевикладеним.

Втулка циліндра

Втулка циліндра складової конструкції складається з гільзи і сорочки. Така конструкція дозволяє підвищити надійність газового стику і організувати рівномірне охолодження гільзи.

Втулка циліндра і кришка циліндра кріпляться до блок-картера чотирма силовими шпильками. Додатково втулка циліндра і кришка скріпляються між собою шпильками з гайками. Охолодження гільзи відбувається таким чином: вода з охолоджуючої магістралі поступає на вхід на сорочці, звідки прямує в порожнину охолодження втулки циліндра.

Перепуск охолоджуючої води з порожнини охолодження втулки в кришку циліндра відбувається через вісім перепускних отворів. Гільза у верхній частині має подовжні ребра, за рахунок яких забезпечується збільшення швидкості охолоджуючої води, а, отже, рівномірне інтенсивне охолодження. Посадка гільзи в сорочці підібрана такої, що при робочій температурі переходить в пресову, забезпечуючи додаткову жорсткість і міцність всієї конструкції втулки циліндра.

У верхній і нижній частині між гільзою і сорочкою поставлені кільця ущільнювачів, службовці для запобігання підтікання води з охолоджуючої порожнини.

Для ущільнення картера, в нижній частині сорочки встановлено кільце ущільнювача, яке перешкоджає попаданню води в картер при

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

розгерметизації підведення води в сорочку і перешкоджає попаданню масла в «сухі порожнини» блоку.

В нижній частині втулки є дві прорізки (вибірки), в які входить нижня головка шатуна при його підйомі для проведення техобслуговування (огляд поршнів, кілець; заміна кілець).

Маховик

Маховик виготовлений із сталі, жорстко кріпиться до фланця колінчастого валу і фланця генератора за допомогою призонних болтів.

З боку генератора до маховика кріпляться лопатки вентилятора, які служать для охолодження генератора. На торці маховика з боку газодизеля кріпляться два ударники граничного вимикача.

Для установки і перевірки фаз газорозподілу на ободі нанесені відмітки мертвих крапок для кожного циліндра і відмітки кутів повороту колінчастого валу з інтервалом 5° , а також є пази для провертання колінчастого валу за допомогою пристосування

На торцевій поверхні обода маховика з боку кріплення його до фланця колінвалу є 180 отворів Ш 12 мм, які призначені, для створення імпульсів датчикам системи автоматики і регулятора швидкості, встановленим на кронштейні.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Конструкторський розділ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

При виборі основних вихідних параметрів для теплового розрахунку циклу двигуна потрібно враховувати тип двигуна, величину обертів колінчастого валу, вид палива на якому працює двигун, його призначення та умови навколишнього середовища. За основу при проведенні розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з наддувом прийнято метод Гриневецького - Мазинга.

Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з наддувом:

Тиск та температура навколишнього середовища

Для проведення розрахунків приймаємо стандартні температуру та тиск навколишнього середовища $P_o=0,103$ МПа, $T_o=293$ К.

Тиск наддуву

Так як прототип двигуна який проектується з наддувом, то залишаємо наддув і для нашого двигуна. Згідно рекомендацій літератури [8] для середньо обертових дизельних двигунів тиск знаходиться в межах $P_n = 0,13...0,3$ МПа. Вибираємо $P_n = 0,21$ МПа,

Підігрів свіжого заряду

В процесі роботи двигуна відбувається підігрів робочої суміші від стінок циліндра ΔT . Ця величина залежить від багатьох факторів. Згідно рекомендацій літератури [8] підігрів свіжого заряду для середньообертових двигунів складає $\Delta T=5...20$ К. Приймаємо для розрахунку $\Delta T=10$ К.

Температура залишкових газів

Визначення температури залишкових газів T_r , в реальному двигуні досить складна задача. Згідно експериментальних досліджень температура

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

T_r , для СОД знаходиться на рівні $T_r=600\ldots900$ К, [8]. Приймаємо для розрахунку $T_r=750$ К.

Тиск залишкових газів.

Тиск залишкових газів величина яка постійно змінюється, так як залежить від зміни швидкості поршня в циліндрі, та зміни прохідного перетину клапана. Величина тиску залежить від багатьох чинників, в тому числі від навантаження, числа обертів колінчастого валу, опору деталей газовипускної системи. Тиск залишкових газів знаходиться із виразу $P_r=(0,85\ldots1,15)P_n$, МПа [8]. Приймаємо для розрахунку $P_r=0,18$ МПа.

Ступінь підвищення тиску.

Ступінь підвищення тиску λ залежить від величини тиску в кінці процесу стиску P_c , величини тиску в кінці процесу горіння P_z , величини наддуву та низки інших факторів. При розрахунках для СОД величина $\lambda=1,4\ldots1,6$ [8]. Приймаємо: $\lambda=1,6$.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми $\zeta = 0,90\ldots0,96$ – показує різницю в величині теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу від дійсної індикаторної діаграми.

Приймаємо для розрахунку $\zeta=0,96$ [8]

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 0,75-0,90, [8].

Приймаємо для розрахунку $\zeta_z=0,85$.

Масовий склад палива [8].

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Так як двигун працює на суміші дизельного палива та соєвої олії величину масового складу палива то визначаємо масовий склад суміші та заносимо в таблицю 2.1

Таблиця 2.1

Масовий склад палив, що досліджуються

№ п/п	Вид палива	С	Н	О
1	Дизельне паливо	0,86	0,13	0,01
2	Соєва олія	0,775	0,115	0,110
3	25% СО+75%ДП	0,839	0,126	0,035

Нижча теплота згоряння палива [8]:

Також розраховуємо нижчу теплоту згоряння суміші та заносимо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2

Нижча теплота згоряння палив та суміші

№ п/п	Вид палива	Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг
1	Дизельне	42500
2	Соєва олія	37000
3	Суміш (25% СО +75%ДП)	41125

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна який працює на дизельному паливі

2.2.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	470 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	500 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_b =$	0,21 МПа

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,6
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,103 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,18 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,5
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96

Паливо

Дизельне паливо ДП Євро 4 ДСТУ 7688: 2015

Середній елементарний склад палива

$C=0.86 \quad H=0.13 \quad O=0.01$

Найнижча теплота згоряння палива

$Q_H=42500 \text{ кДж/кг}$

2.2.3 Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг. палива

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість свіжого заряду

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

$$M_1 = 0,792 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0717 \text{ кмоль/кг}$$

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

$$\text{Кількість O}_2: M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0624 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,6257 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,8247 \text{ кмоль/кг}$$

2.2.4 Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$n_k = 1,7$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі.

$T_b = 398 \text{ K}$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$$

число з інтервалу = 0,9

$$P_d = 0,189 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $\Delta T_1 = (30 - 50^0)$ ступінь охолодження повітря.

$$\Delta T_1 = 20 \text{ К}$$

$$\gamma_r = 0,043$$

Температура в кінці впуску.

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

$$T_d = 403 \text{ К}$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,880$$

Густина заряду на впускі.

$$\rho_e = \frac{P_e \times 10^6}{R_{II} \times (T_e - \Delta T_1)} =, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$R_{II} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$ - Універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_e = 1,937 \text{ кг/м}^3$$

2.2.5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1,41 - \frac{110}{n} \text{ для } 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_1 = 1,373 \text{ Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,373$$

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 6,061 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 1032,571 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 1988 + 0,002638 \times T_c, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

$$mC_{v'} = 22,6039 \text{ КДж/Кмоль} \cdot \text{К}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_o = 1,041$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,040$$

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

$$\text{для } O_2: mC_{v''O_2} = 23,3 + 0,00155 \times T_z$$

$$\text{для } N_2: mC_{v''N_2} = 21,554 + 0,001457 \times T_z$$

$$\text{для } CO_2: mC_{v''CO_2} = 38,609 + 0,003349 \times T_z$$

$$\text{для } H_2O: mC_{v''H_2O} = 25,459 + 0,004438 \times T_z$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержим рівняння.

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

де:

$$a = 23,47587$$

$$v = 0,001863$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

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

Після підстановки одержим рівняння.

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

де:

$$a = 31,60987$$

$$v = 0,001863$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{max} = \lambda \times P_c, МПа$$

$$P_{max} = 9,091 \text{ МПа}$$

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.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

де:

$$A = 0,001937$$

$$B = 32,86225$$

$$C = 79685,85$$

Звідки:

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

$$T_z = 2152 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,444$$

2.2.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 8,65$$

Середній показник політропи розширення.

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

$$n_2 = 1,275 \text{ Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,275$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_v = 0,580 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1189 \text{ K}$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1,348 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1,294 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,409$$

Питома індикаторна витрата палива.

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

$$v_i = 0,207 \text{ кг/кВт год}$$

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} =, M/C$$

$S_{пр.} =$ 0,34 Хід поршня по прототипу.

$$\begin{aligned} V_{п.ср.} &= 5,667 \text{ м/с} \\ P_{м} &= 0,156 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 1,138 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,880$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,360$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$v_e = 0,235 \text{ кг/квт год}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 110,6274 \text{ кг/год}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 99,14 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, Л$$

$$V_s = 16,52 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

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

$$d_{PP} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249,2 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, мм$$

$$S = 338,9 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Хід поршня.

S= 340 мм

Літраж двигуна.

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

$V_{St} = 100,088 \text{ Л}$

Ефективна потужність двигуна.

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

$P_{ep} = 474,4916 \text{ кВт}$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$P_{esp} = 472,2458 \text{ кВт}$

$\Delta P_e = 0,95 \%$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2. 4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,360 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,189 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,373	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	12,5	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	9,697 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,275	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,4	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,05 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.

Таблиця

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	6,061	121,2			
1,368	3,942	78,8	9,697	193,9	
1,5	3,473	69,5	8,622	172,4	
1,75	2,811	56,2	7,084	141,7	
2	2,340	46,8	5,975	119,5	3,635
3	1,341	26,8	3,563	71,3	2,222
4	0,903	18,1	2,469	49,4	1,566
5	0,665	13,3	1,858	37,2	1,193
6	0,518	10,4	1,472	29,4	0,955
7	0,419	8,4	1,210	24,2	0,791
8	0,349	7,0	1,020	20,4	0,671
9	0,297	5,9	0,878	17,6	0,581
10	0,257	5,1	0,768	15,4	0,511
11	0,225	4,5	0,680	13,6	0,455
12	0,200	4,0	0,608	12,2	0,409
12,5	0,189	3,8	0,578	11,6	0,389
$P_{mi}^D =$					1,14

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$P_{mi\text{cp}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi\text{cp}} = 1,25$$

$$\Delta P_{mi} = 1,14$$

Похибка не перевищує 10 %

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.2. Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

$C', ДоВМТ$ точка подачі палива
Визначається кутом випередження запалювання палива

$f, ДоВМТ$ точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 =, ^\circ ПКВ$

$\Delta\varphi_2, ПісляВМТ$ кут після ВМТ, де тиск максимальний

$b', ПісляВМТ$ точка відкриття випускного клапану

$r', ДоВМТ$ точка відкриття впускного клапану

$r'', ПісляВМТ$ точка закриття випускного клапану

$d', ДоВМТ$ точка закриття впускного клапану

c'' точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску

Z_d точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L = 0,240$ Кривошипно-шатунне відношення.

$[AB] = 250,000$ мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.

$\Delta\varphi_1 = 8,000 ^\circ ПКВ$ Кут затримки згорання.

$P_r = 0,180$ МПа Тиск залишкових газів.

$m_p = 0,050$ МПа/мм Масштаб тиску.

$S = 340,000$ мм Хід поршня.

$P_c = 6,061$ МПа Тиск в кінці стиску.

$P_{max} = 9,697$ МПа Максимальний тиск.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки φ^0 , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ^0 , ПКВ	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' , ДоВМТ	25	0,115	14,391
f , ДоВМТ	15	0,042	5,264
$\Delta\varphi_2$, ПісляВМТ	10	0,019	2,351
b' , ПісляВМТ	146	1,867	233,320
r' , ДоВМТ	21	0,082	10,229
r'' , ПісляВМТ	21	0,082	10,229
d' , ДоВМТ	146	1,867	233,320

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,6 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 7,273 \text{ МПа} \\ P_c'' &= 145,5 \text{ мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

для карбюраторних, і газових

$$P_{zd} = 0.85 \times P_{\max}$$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 9,697 \text{ МПа} \\ P_{zd} &= 193,9 \text{ мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

$$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 20,4 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 1,360$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 15 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна, який працює на дизельному паливі

Умова завдання:

ефективна потужність	$P_e =$	110 кВт
частота обертання колінчастого валу	$n =$	1750 хв ⁻¹
діаметр циліндру	$d =$	130 мм
хід поршня	$S =$	115 мм
число циліндрів	$i =$	6
коефіцієнт тактності	$Z =$	4
нижча теплота згоряння палива	$Q_H =$	42500 кДж/кг
годинна витрата палива	$B_r =$	27,53 кг/год
індикаторний к.к.д.	$h_i =$	0,407
ефективний к.к.д.	$h_e =$	0,338
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,891 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згоряння	$M^2 =$	0,924 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	394 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,8

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - 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:

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

$Q_{\Pi} = 325006,94$ Дж/сек
у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_e = 110000 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 33,85 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 109852,35 \text{ Дж/сек}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,134 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_w = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;
 $Q_{г.п.}$ - 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:

$W_{нап.}=0$	$W_{г.р.}=0,09-0,17$	0,17
$W_{ст.}=0$	$W_{вип}=0,01-0,08$	0,08

$$Q_w = 81251,736 \text{ Дж/сек}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 6,71 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 168,158 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 100,895 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,00153 \text{ м}^3$$

$$P_n = 13,47 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

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

$$Q_{\text{т.п.}} = 13468,893 \text{ Дж/сек}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 94720,629 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{mv} \cdot \Delta T_v}$$

K=1,2-1,5 коефіцієнт запасу.

K= 1,5

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

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

$\Delta T_v = 6-12$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_v = 12 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00283 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_v \cdot \Delta P_v / \eta_{в.н.}$$

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,85$$

$$P_{в.н.} = 0,326 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 325,797 \text{ Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_v = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_B = 95046,426 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_B = 29,24 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$t_r = 477$ Температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 121$ Температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 92066,26 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 28,33 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_B$$

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\Delta_{MD} = 0,0697$$

тоді

$$Q_{MD} = 22651,343 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 8856,653 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$K=1,2-1,5$ - Коефіцієнт запасу

$K = 1,5$

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

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

$DT_M = 6-15$ К Температурний перепад масла в охолоджувачі
двигуна

$$DT_M = 12 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00059 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$\eta_M = 0,85$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{M.H.} = 0,242 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 241,89 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 9098,54 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,7994903 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 18795,72 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 5,78 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю № 2.6.1.

Таблиця № 2.6.1

Данні теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	110000	33,84543
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	95046,4	29,24443
теплота, яка виноситься випускними газами	92066,3	28,32748
теплота, яка відводиться маслом	9098,54	2,799
невраховані теплові втрати	18795,7	5,783
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	325007	100

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

$$F_z = (P_y - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

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

сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_K = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Вихідні дані:

$$A = 0,049 \text{ м}^2$$

Площа поршня

$$\lambda_L = 0,250$$

Кривошипно-шатунне відношення.

$$m_s = 100,2 \text{ кг}$$

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.

$$r = 0,170 \text{ м}$$

Радіус кривошипа.

$$\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$$

Кутова швидкість.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$m_F =$	5 кН/мм	Масштаб сил.
$P_d =$	189 кПа	Тиск в кінці впуску
$P_a =$	101 кПа	Атмосферний тиск
$\pi_1 =$	1,373	Показник політропи стиску
$\pi_2 =$	1,275	Показник політропи розширення
$P_{\max} =$	9697 кПа	Теоретичний тиск згорння
$P_{zd} =$	9697 кПа	Дійсний тиск згоряння
$P_{c''} =$	6061 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
$P_r =$	180 кПа	Тиск залишкових газів
$P_b =$	577 кПа	Тиск в кінці розширення
$d =$	0,250 м	Діаметр циліндра
$S =$	0,34 м	Хід поршня
$\mathcal{E} =$	12,5	Ступінь стиску
$n =$	500 хв ⁻¹	Частота обертання

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} S, \text{ м}^3 \quad \text{робочий об'єм}$$

$$V_s = 0,016681 \text{ м}^3$$

$$V_c = \frac{V_s}{\mathcal{E} - 1}, \text{ м}^3 \quad \text{об'єм камери стиску}$$

$$V_c = 0,001451 \text{ м}^3$$

$$V_a = V_s + V_{c, \text{м}^3} \quad \text{повний об'єм}$$

$$V_a = 0,018132 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

$$V_f = Ar \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця №

Результати динамічного розрахунку.

φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	М ³	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,00145	4,3175	-58,31543	-53,998	0	-53,998	0	0,8635	-11,663	-10,8	0	-10,8	0
10	0,00161	4,3175	-56,9033	-52,586	-2,285	-51,39	-11,382	0,8635	-11,381	-10,517	-0,457	-10,278	-2,2763
20	0,00208	4,3175	-52,7733	-48,456	-4,1584	-44,111	-20,481	0,8635	-10,555	-9,6912	-0,8317	-8,8223	-4,0961
30	0,00283	4,3175	-46,23365	-41,916	-5,2809	-33,66	-25,532	0,8635	-9,2467	-8,3832	-1,0562	-6,732	-5,1063
40	0,00383	4,3175	-37,76304	-33,446	-5,4454	-22,121	-25,67	0,8635	-7,5526	-6,6891	-1,0891	-4,4241	-5,134
50	0,00504	4,3175	-27,96227	-23,645	-4,6136	-11,664	-21,079	0,8635	-5,5925	-4,729	-0,9227	-2,3329	-4,2157
60	0,0064	4,3175	-17,49463	-13,177	-2,9222	-4,0578	-12,873	0,8635	-3,4989	-2,6354	-0,5844	-0,8116	-2,5746
70	0,00786	4,3175	-7,021599	-2,7041	-0,6535	-0,3107	-2,7645	0,8635	-1,4043	-0,5408	-0,1307	-0,0621	-0,5529
80	0,00935	4,3175	2,858621	7,17612	1,82289	-0,5491	7,38364	0,8635	0,57172	1,43522	0,36458	-0,1098	1,47673
90	0,01083	4,3175	11,66309	15,9806	4,12617	-4,1262	15,9806	0,8635	2,33262	3,19612	0,82523	-0,8252	3,19612
100	0,01225	4,3175	19,06081	23,3783	5,93858	-9,908	21,9919	0,8635	3,81216	4,67566	1,18772	-1,9816	4,39838
110	0,01356	4,3175	24,89048	29,208	7,05919	-16,623	25,0321	0,8635	4,9781	5,8416	1,41184	-3,3246	5,00643
120	0,01474	4,3175	29,15771	33,4752	7,42368	-23,167	25,2785	0,8635	5,83154	6,69504	1,48474	-4,6333	5,05571
130	0,01576	4,3175	32,01282	36,3303	7,08887	-28,783	23,274	0,8635	6,40256	7,26606	1,41777	-5,7566	4,6548
140	0,01661	4,3175	33,71249	38,03	6,19177	-33,113	19,702	0,8635	6,7425	7,606	1,23835	-6,6225	3,94041
150	0,01728	4,3175	34,57057	38,8881	4,89944	-36,128	15,201	0,8635	6,91411	7,77761	0,97989	-7,2256	3,0402
160	0,01775	4,3175	34,90442	39,2219	3,366	-38,008	10,2517	0,8635	6,98088	7,84438	0,6732	-7,6016	2,05034
170	0,01804	4,3175	34,98387	39,3014	1,70776	-39,001	5,14279	0,8635	6,99677	7,86027	0,34155	-7,8002	1,02856
180	0,01813	4,3175	34,98926	39,3068	0,00	-39,307	0,00	0,8635	6,99785	7,86135	0,00	-7,8614	0,00
190	0,01804	4,38482	34,98387	39,3687	-1,71	-39,068	-5,15	0,87696	6,99677	7,87374	-0,3421	-7,8135	-1,0303
200	0,01775	4,59189	34,90442	39,4963	-3,3895	-38,274	-10,323	0,91838	6,98088	7,89926	-0,6779	-7,6547	-2,0647
210	0,01728	4,95473	34,57057	39,5253	-4,9797	-36,72	-15,45	0,99095	6,91411	7,90506	-0,9959	-7,344	-3,09
220	0,01661	5,50246	33,71249	39,215	-6,3847	-34,144	-20,316	1,10049	6,7425	7,84299	-1,2769	-6,8289	-4,0632
230	0,01576	6,28157	32,01282	38,2944	-7,4721	-30,339	-24,532	1,25631	6,40256	7,65888	-1,4944	-6,0678	-4,9064
240	0,01474	7,3634	29,15771	36,5211	-8,0992	-25,275	-27,579	1,47268	5,83154	7,30422	-1,6198	-5,0549	-5,5157
250	0,01356	8,85687	24,89048	33,7474	-8,1563	-19,207	-28,923	1,77137	4,9781	6,74947	-1,6313	-3,8413	-5,7845
260	0,01225	10,9305	19,06081	29,9913	-7,6184	-12,711	-28,213	2,18609	3,81216	5,99825	-1,5237	-2,5421	-5,6425
270	0,01083	13,8508	11,66309	25,5139	-6,5877	-6,5877	-25,514	2,77016	2,33262	5,10278	-1,3175	-1,3175	-5,1028
280	0,00935	18,0524	2,858621	20,911	-5,3118	-1,6	-21,516	3,61047	0,57172	4,1822	-1,0624	-0,32	-4,3031
290	0,00786	24,2661	-7,021599	17,2445	-4,1678	1,98155	-17,63	4,85323	-1,4043	3,44891	-0,8336	0,39631	-3,526
300	0,0064	33,762	-17,49463	16,2674	-3,6076	5,00946	-15,892	6,75241	-3,4989	3,25348	-0,7215	1,00189	-3,1784
310	0,00504	48,7985	-27,96227	20,8362	-4,0656	10,2788	-18,575	9,7597	-5,5925	4,16724	-0,8131	2,05576	-3,715
320	0,00383	73,3708	-37,76304	35,6078	-5,7974	23,5506	-27,329	14,6742	-7,5526	7,12156	-1,1595	4,71013	-5,4659
330	0,00283	113,906	-46,23365	67,6719	-8,5259	54,3426	-41,22	22,7811	-9,2467	13,5344	-1,7052	10,8685	-8,2439
340	0,00208	176,864	-52,7733	124,091	-10,649	112,965	-52,449	35,3728	-10,555	24,8182	-2,1299	22,593	-10,49
350	0,00161	253,011	-56,9033	196,107	-8,5215	191,648	-42,446	50,6022	-11,381	39,2215	-1,7043	38,3297	-8,4891
360	0,00145	292,413	-58,31543	234,097	0	234,097	0	58,4825	-11,663	46,8194	0	46,8194	0
370	0,00161	470,804	-56,9033	413,9	17,9852	404,489	89,585	94,1608	-11,381	82,7801	3,59704	80,8979	17,917

**2.7. Аналіз ефективних показників двигуна який працює на
дизельному паливі та суміші дизельного палива та соєвої олії**

Таблиця 2.7.1

Показники двигунів

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	75% дизельного палива та 25% соєвої олії
1	Q_n , кДж/кг	42500	41125
2	l_0 , кг/кг	14,33	13,83
3	M_1 , кмоль/кг	0,792	0,765
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,072	0,0699
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,063
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,0624	0,0602
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,6257	0,6042
8	M_2 , кмоль/кг	0,8247	0,7973
9	P_{mi} , МПа	1,138	1,149
10	η_i	0,409	0,412
11	b_i , кг/кВт*год	0,207	0,213
12	η_m	0,88	
13	P_{me} , МПа	0,825	0,827
14	η_e	0,360	0,363
15	b_e , кг/кВт*год	0,235	0,241
16	B , кг/год	110,6	113,5
17	P_{ep} , кВт	474	479

В розділі 2 представленої роботи були проведенні розрахунки робочих процесів дизельного двигуна який працює на суміші (75% дизельного палива та 25% соєвої олії).

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні параметри отриманні в результаті проведеного розрахунку приведенні в таблиці 2.7.1. Всі параметри двигуна задаємо однакові, крім параметрів палива на якому працює двигун. Основні відмінності параметрів палива:

- нижча теплоти згоряння дизельного палива $Q_{\text{н}} = 42500$ кДж/кг;
- нижча теплоти згоряння суміші (75% дизельного палива та 25% соєвої олії) $Q_{\text{н}} = 41125$ кДж/кг;
- елементарний склад дизельного палива $C = 0.86$; $H = 0.13$; $O_2 = 0.01$;
- елементарний склад суміші $C = 0.839$; $H = 0.126$; $O_2 = 0.035$.

Так як процентний вміст кисню в суміші більший ніж в дизельному паливі (3.5% і 1% відповідно) необхідна менша кількість повітря для повного згоряння 1кг суміші в порівнянні з дизельним паливом (13.83 і 14.33кг відповідно). При переводі дизельного двигуна на паливо яке складається з суміші дизельного та соєвої олії покращуються екологічні показники CO_2 та NOx зменшуються.

З таблиці видно, що тиск $P_{\text{мі}}$, Мпа, $P_{\text{ме}}$, Мпа, фактично не залежить від виду палива. А економічні показники двигунів година витрата палива (B , кг/год); питома індикаторна (b_i кг/кВт*год); та питома ефективна витрата палива (b_e , кг/кВт*год) залежить від нижчої теплоти згоряння палива $Q_{\text{н}}$ та елементарного складу палива. При переводі дизельного двигуна на суміш дизельного палива та соєвої олії витрата палива збільшується на 2,5%.

За підсумками проведеного попереднього аналізу показників робочого процесу можна зробити наступний висновок. Зменшення нижчої теплоти згоряння суміші дизельного палива та соєвої олії на 3,3% , зменшує на 2,6% всі економічні показники двигуна (B , кг/год; b_i , кг/кВт*год; b_e , кг/кВт*год). Також перевід роботи дизельного двигуна суміші дизельного палива та соєвої олії, зменшує викиди CO_2 на 3%.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Науковий розділ

3.1 Перспективи використання біологічного палива.

Висока паливна економічність дизельних двигунів паралельно супроводжується значним викидом токсичних речовин у їх вихлопних газах, що негативно впливає на навколишнє середовище. Внаслідок цього в країнах Європейського союзу планують відмовитися від використання двигунів, що працюють на дизельному паливі, після 2030 року. Одним із варіантів вирішення зазначеної проблеми є перевід їх для роботи на альтернативних рідких паливах отриманих з сировини рослинного походження та являють собою набір рослинних олій (рапсова, соняшникова, лляна, соєва та інші) [7].

Основними перевагами соєвої олії перед мінеральним дизельним паливом є його невичерпність та екологічність. Він практично не містить сірки, забезпечує значне зниження шкідливих викидів в атмосферу при згоранні. Більш в'язка соєва олія має кращі властивості з змащення спряжених пар та вузлів двигуна, в результаті збільшується термін служби самого двигуна та паливного насосу високого тиску в середньому на 60%. Але більш в'язка соєва олія погіршує сумішоутворення, розпилювання та згорання палива[1,7].

Основним параметром палива який впливає на економічні показники є нижча теплота згорання палива. Нижча теплоти згорання дизельного палива $Q_{\text{н}} = 42500$ кДж/кг, а нижча теплоти згорання соєвої олії менша і дорівнює $Q_{\text{н}} = 37000 - 37150$ кДж/кг(за різними джерелами). Але в зв'язку з тим, що густина соєвої олії більша ніж дизельного палива, відбувається зменшення потужності двигуна в середньому на 7-10% та збільшення витрати палива на 5-7%. Так, як в'язкість та температура спалахнення у соєвої олії вищі ніж у дизельного палива, то погіршуються розпилювання, сумішоутворення та згорання палива, що являється причиною появи відкладень на стінках циліндра та в каналах паливної апаратури [1,7].

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В таблиці 3.1 приведенні фізико-хімічні властивості основних рослинних олій[1].

Таблиця 3.1

Фізико-хімічні властивості рослинних олій.

Показник	Олії							
	Ріпак ова	Ара хісо ва	Соняш никова	Соєва	Паль мова	Олив кова	Бавов няна	Касто рова
Густина ρ при 20°C, кг/м ³	916	917	923	924	914	918	919	1069
В'язкість кінематична, мм ² /с при: 20°C 40°C 100°C	75,0 36,0 8,1	81,5 36,5 8,3	65,2 30,7 7,4	- 32,0 7,7	- - 8,6	- - 8,4	- - 7,7	- - 19,9
Цетанове число	36	37	33	50	49	-	-	-
Кількість повітря, необхідна для згоряння 1 кг рідини L ₀ , кг/кг	12,6	11,2	11,1	-	-	-	-	-
Нижча теплота згоряння палива Q _н , кДж/кг	37,4	37,0	36...39	37,0	-	-	-	-
Температура самозаймання °C	318	-	320	318	315	285	316	296
Температура застигання, °C	-20	-	-16	-12	-30	-12	-18	-27
Вміст сірки, %	0,002	-	-	-	-	-	-	-
Приблизний елементарний склад, %: С Н О	77,0 11,4 11,6	78,0 12,3 9,4	77,5 11,5 11,0	- - -	- - -	- - -	- - -	- - -
Кислотність, мг КОН/100 мл палива	4,66	-	2,14	0,03	0,17	5,90	0,23	0,19
Коксування 10%-го залишку, % не більше	0,40	-	0,51	0,44	-	0,20	0,23	-

Метою та завданням кваліфікаційної роботи є визначення ефективних та екологічних показників при роботі дизельного двигуна 6 ЧН 25/34 на суміші дизельного палива та соєвої олії. Для проведення розрахунків робочих процесів дизельного двигуна був вибраний варіант для дизеля, який працює на суміші (75% дизельного палива та 25% соєвої олії).

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Кваліфікаційна робота заключається у розрахунку основних параметрів і показників робочого процесу двигуна при роботі на суміші дизельного палива з добавкою соєвої олії. Запропонований варіант використання незначної добавки соєвої олії до дизельного палива (75% дизельного палива та 25% соєвої олії) вважаю незначно вплине на властивості суміші.

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

Нижча теплоти згоряння суміші (75% дизельного палива та 25% соєвої олії) $Q_{\text{н}} = 41125$ кДж/кг, а елементарний склад суміші $C = 0,839$; $H = 0,126$; $O_2 = 0,035$.

Маючи величини нижчої теплоти згоряння суміші та її елементарного складу був проведений розрахунок робочого процесу дизельного двигуна 6ЧН25/34.

Отримані результати аналітичного розрахунку зводимо в таблицю 3.2

Таблиця 3. 2

Результати розрахунку робочого процесу двигуна 6 ЧН 25/34

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	75% дизельного палива та 25% соєвої олії
1	L_0 , кмоль/кг	0,495	0,478
2	l_0 , кг/кг	14,33	13,83
3	M_1 , кмоль/кг	0,792	0,765
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,072	0,0699
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,063
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,0624	0,0602
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,6257	0,6042

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

8	M_2 , кмоль/кг	0,8247	0,7973
9	T_B , К	398	
10	P_d , МПа	0,189	
11	T_d , К	403	
12	γ_r	0,043	
13	Φ_c	0,880	
14	P_c , МПа	6,061	
15	T_c , К	1033	
16	β_o	1,041	1,043
17	β	1,040	1,041
18	P_z , МПа	9,091	9,675
19	T_z , К	2152	2171
20	ρ	1,444	1,368
21	δ	8,65	9,14
22	P_b , МПа	0,580	0,577
23	T_b , К	1189	1182
24	P_{mi} , МПа	1,138	1,149
25	η_i	0,409	0,412
26	b_i , кг/кВт*год	0,207	0,213
27	P_m , МПа	0,168	
28	η_m	0,88	
29	P_{me} , МПа	0,825	0,827
30	η_e	0,360	0,363
31	b_e , кг/кВт*год	0,235	0,241
32	B , кг/год	110,6	113,5
35	P_{ep} , кВт	474	479

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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, 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.

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:

$$P_e = P_i - P_m, \text{ кВт}$$

Проводячи аналіз впливу виду палива, що використовується на параметри робочого процесу - індикаторну та ефективну потужність P_i та P_e , робимо висновок, що вид палива істотно не вплинув на ці показники.

Також вид палива не вплинув на P_m – потужність механічних втрат та механічний коефіцієнт корисної дії η_m . фактично всі показники крім економічних та екологічних знаходяться в допустимих межах похибки при проведенні розрахунків.

3.3 Дослідження економічних показників двигуна при роботі на суміші палива

Основними економічними показниками робочого процесу двигуна є питома ефективна витрата палива та година витрата. З розрахунку робочого процесу питома ефективна витрата палива визначається за формулою

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

З таблиці 3.2:

- для дизельного палива $b_e = 0,235 \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$;
- для суміші дизельного палива та соєвої олії $b_e = 0,241 \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$;

Година витрата палива визначається за формулою

$$B = b_e \times P_e, \text{кг/год}$$

З таблиці 3.2:

- для дизельного палива $B = 110,6 \text{ кг/год}$;
- для суміші дизельного палива та соєвої олії $B = 113,5 \text{ кг/год}$;

Висновок. Виходячи з результатів розрахунків параметрів двигунів які працюють на дизельному паливі та суміші дизельного палива та соєвої олії можемо зробити наступні висновки:

1. Потужність двигуна, що працює на суміші дизельного палива та соєвої олії збільшилася на 5 кВт, що фактично в допустимих межах похибки при проведенні розрахунків.

2. Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на суміші дизельного палива та соєвої олії збільшилася на 3,5 кг (2,5 %). Вважаю, що це пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння суміші дизельного палива та соєвої олії на 2,5 % та збільшення потужності дизеля, що працює на суміші.

3. Аналізуючи робочий процес дизеля приходжу висновку, що на робочий процес головним чином впливає величина середнього елементарного складу палива та нижча теплоти згоряння. Середній елементарний склад палива також впливає на екологічні показники [1,7].

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 на виробничих об'єктах.

Останнім часом в Україні поступово зменшується кількість нещасних випадків та зумовлених ними травм, але в той же час спостерігаються негативні тенденції зростання професійних захворювань, що пов'язано з подальшим погіршенням умов праці, старінням та зношеністю машин, механізмів, будівель, споруд, несвоєчасним їх ремонтом та обслуговуванням тощо. З іншого боку, аналіз нещасних випадків на виробництві виявив, що основними їх причинами в Україні є організаційні (до 60%), а це перш за все зумовлено низьким рівнем управління, відсутністю необхідних знань з охорони праці, умінь та навичок безпечної праці, належного контролю за станом виробничого середовища, прогалинами правового регулювання трудових відносин тощо.

Право на охорону праці має кожна людина і гарантується Конституцією України та низкою законів. Це право регулюється нормами, правилами безпеки, діями державних та відомчих органів, фахівцями в галузі безпеки. Високого рівня безпеки неможливо досягти автоматично, без участі самих працюючих, їх свідомого ставлення до власної безпеки та безпеки оточуючих. Рівень безпеки на виробництві є таким же загальним надбанням, як і рівень демократії, освіченості, культури виробництва, що залежить він від багатьох чинників: історичного минулого народу, національного менталітету, рівня розвитку економіки, суспільних відносин.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Органи державного нагляду за охороною праці не залежать від будь-яких господарських органів, суб'єктів підприємництва, об'єднань громадян, політичних формувань, місцевих державних адміністрацій і органів місцевого самоврядування та їм не підзвітні і не підконтрольні. Їх діяльність регулюється законами України, актами Президента України, положеннями про ці органи та іншими нормативно-правовими актами, що затверджуються Кабінетом Міністрів України[12].

Повністю безпечних та нешкідливих умов праці не буває. Виробниче середовище завжди характеризується наявністю певних ризиків для здоров'я людини. Складні виробничі умови, пожежі, вибухи, аварії та інші причини призводять до того, що в світі на виробництві щорічно реєструється до 50 млн. нещасних випадків, внаслідок яких гине більш ніж 250 тис. працездатного населення (в Україні більше 1000 чоловік за рік) та щосекунди травмуються 2 людини.

4.2. Охорона навколишнього середовища

Тривалий час еволюція людини протікала в умовах реального природного середовища, для якого характерні певні кліматичні умови, склад повітря, електромагнітний, радіаційний і акустичний фон, світловий клімат тощо. Умови праці у виробничих приміщеннях можуть суттєво відхилятися від природних, що може призвести до тимчасового чи сталого порушення функціонування окремих систем організму або організму в цілому. Вивчення механізму впливу окремих чинників виробничого середовища на організм людини, можливих наслідків цього впливу, заходів та засобів захисту працюючих від цих чинників є основним завданням гігієни праці та виробничої санітарії.

Людина постійно пристосовується до умов навколишнього середовища, що змінюються, завдяки *гомеостазу* – універсальній властивості зберігати і підтримувати стабільність роботи різних систем організму у відповідь на впливи, що порушують цю стабільність.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Будь-які фізіологічні, фізичні, хімічні чи емоційні впливи, будь то температура повітря, зміна атмосферного тиску або хвилювання, радість, сум можуть бути приводом до виходу організму зі стану динамічної рівноваги. Автоматично, на основі єдності різних механізмів регуляції здійснюється саморегуляція фізіологічних функцій, що забезпечує підтримку життєдіяльності організму на постійному рівні. При малих рівнях впливу подразника людина просто сприймає інформацію, що надходить ззовні. Вона бачить навколишній світ, чує його звуки, вдихає аромат різних запахів, сприймає дотиком і використовує у своїх цілях вплив багатьох факторів. При високих рівнях впливу виявляються небажані біологічні ефекти. Компенсація змін факторів довкілля виявляється можливою завдяки активації систем, відповідальних за адаптацію [12].

Захисні пристосувальні реакції мають три стадії: нормальна фізіологічна реакція; нормальні адаптаційні зміни; патофізіологічні адаптаційні зміни із залученням у процес анатомо-морфологічних структур (структурні зміни на клітково-тканинному рівні). Гомеостаз і адаптація – два кінцевих результати, що організовують функціонування системи. Метою гігієни праці є встановлення таких граничних відхилень чинників виробничого середовища від природних фізіологічних норм та таких допустимих навантажень на організм людини (як за окремими чинниками, так і при комплексній їх дії), які не будуть викликати патофізіологічних змін як у функціонуванні організму людини і окремих його систем зараз, так і негативних генетичних змін у майбутніх поколіннях.

За окремими чинниками виробничого середовища гігієністами встановлені науково обґрунтовані граничні нормативи (гранично допустимі концентрації, рівні тощо), а з метою комплексної оцінки умов праці розроблена гігієнічна класифікація умов праці, основана на принципі диференціації умов праці залежно від фактично діючих рівнів факторів виробничого середовища і трудового процесу в порівнянні із санітарними

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

нормами, правилами, гігієнічними нормативами, а також можливим впливом їх на стан здоров'я працюючих[12].

Згідно з гігієнічною класифікацією клас умов праці визначається тим чинником виробничого середовища, напруженості або важкості праці, який має найбільше відхилення від нормативних вимог. Фактори, що визначають умови праці, поділяють на чотири групи: санітарно-гігієнічні, психофізіологічні, естетичні та соціально-психологічні. Санітарно-гігієнічні та частина психофізіологічних факторів можуть бути оцінені кількісно і нормовані. Решта факторів кількісно вони оцінені бути не можуть. Реальні умови праці мають виключати передумови для виникнення травм та професійних захворювань. Тому згідно з гігієнічною класифікацією та на основі встановлених нормативів здійснюється контроль гігієнічних умов праці на їх відповідність чинній нормативно-правовій базі[12].

Основне завдання *виробничої санітарії* – запобігання шкідливого впливу на працівників різноманітних виробничих чинників, що може призвести до професійних або професійно обумовлених захворювань, у тому числі і до смертельних, внаслідок дії в процесі роботи таких факторів, як електромагнітні та іонізуючі випромінювання, шуми, вібрації, хімічні речовини, низькі температури тощо.

В процесі експлуатації двигун 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, 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 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.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. За дією на людину вони діляться на токсичні і нетоксичні.

Токсичність викидів двигунів внутрішнього згоряння вважається однією з найважливіших характеристик технічного рівня ДВЗ. У двигунах внутрішнього згоряння реалізуються як кінетичний режим горіння, так і дифузійний.

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 двигуна охолоджуючою рідиною системою, в землю можуть потрапляти і масло. Це може відбуватися із-за нещільності з'єднання систем, через сальники арматури і насосів тощо.

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні різних палив у двигунах, залежно від механізму їх створення можна розділити на три основні групи:

а) продукти повного (біоксиду вуглецю CO_2) та неповного згоряння (оксид вуглецю CO , неспалені вуглеводні C_nH_m , в тому числі поліциклічні ароматичні, сажа або тверді частинки);

б) оксиди азоту NO_x , механізм створення яких безпосередньо не пов'язаний (або пов'язаний дуже мало) з процесом згоряння палива; викиди NO_x , що обумовлені, головним чином, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах (за термічним механізмом) [7,10];

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи (що містить різні важкі метали).

Основні засоби зниження токсичності та димності:

- оцінки рівнів токсидів ДВЗ, узагальнені за шкалою вагомості негативних наслідків для людини впливу токсичних компонентів й приведені до найбільш шкідливого з них, наприклад, СО;
- розробка математичних моделей процесів створення токсидів у циліндрах ДВЗ з урахуванням реальних моделей експлуатації;
- поглиблення комп'ютеризації керування ДВЗ як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;
- розробка принципово нових конструктивних рішень щодо підвищення ефективності згоряння в циліндрах ДВЗ для забезпечення екологічно чистого робочого процесу у них;
- застосування комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю;
- суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності у режимах реального часу;
- надання для потреб вітчизняного двигунобудування пріоритету створенню нових каталізаторів для систем нейтралізації екологічно чистих ДВЗ з використанням сплавів металів місцевого походження[1,8].

4.4. Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Для зниження негативного впливу вібрацій на навколишнє середовище необхідно вживати заходів для їх зниження насамперед у джерелі виникнення або, якщо це неможливо, на шляхах поширення.

Засоби та методи віброзахисту за організаційною ознакою поділяються на методи індивідуального та колективного захисту.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Щодо джерела збудження вібрації методи колективного захисту поділяються на методи зниження параметрів вібрації впливом на джерело збудження і на методи зниження параметрів вібрації у напрямку її поширення.

Зниження вібрацій у джерелі їх виникнення проводиться як на етапі проектування, так і при експлуатації. При створенні машин слід віддавати перевагу кінематичним і технологічним схемам, які б усували або максимально знижували динамічні процеси [4,9].

Глушники є обов'язковою частиною машин та установок з двигунами внутрішнього згоряння, газотурбінними та пневматичними двигунами, вентиляторних та компресорних установок. Глушники бувають із звукопоглинальним матеріалом (активні), які поглинають звукову енергію, та без звукопоглинального матеріалу (реактивні), які відбивають звукову енергію назад до джерела

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями [4,9].

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

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.

Особливо ефективними методами зниження вібрації в джерелі її виникнення є балансування обертових елементів обладнання, усунення

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

резонансних режимів роботи зміною жорсткості його вузлів. Балансування обертових елементів дозволяє знизити рівень вібрації на 4–5 дБ.

Якщо не вдається знизити вібрації в джерелі виникнення, то застосовують методи зниження вібрацій на шляхах їх поширення: віброгасіння, віброізоляцію або вібродемпферування. Засоби захисту від вібрації на шляхах її поширення можна закладати в проекти машин і виробничих дільниць, а можна застосовувати на етапі їх експлуатації[4,9].

4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного двигуна

У машинному приміщенні для забезпечення правильної технічної експлуатації двигуна, повинні вивішуватися:

Інструкція, що визначає обов'язки і дії персоналу як в умовах нормальної роботи, так і в аварійних ситуаціях.

Список операторів з вказівкою номерів і термінів дії їх посвідчень на право роботи і графік виходу на роботу.

У службовому приміщенні повинні знаходитися журнали: вахтовий, профілактичних ремонтів і оглядів, записів результатів контролю. Забороняється експлуатувати дизелі у разі яких-небудь неполадок, а також залишати без нагляду агрегати, включені в роботу.

Відповідно до СНіПу 2498-81, температура повітря у машинному залі повинна знаходитися в межах 19-25°C. Відносна вологість повітря 40÷60 % .

Двигун і всі допоміжні механізми і пристрої повинні експлуатуватися у відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями; постійно підтримувати чистими і сухими місця огляду дизельної установки і її допоміжних механізмів;

отвори і трубопроводи для наповнення і огляду баку рідкого палива повинні бути закриті і не мати пропусків;

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 на деталях механізму руху;

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

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;

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

ВИСНОВОК

Згідно завдання на кваліфікаційну роботу було виконано проект на тему: «Проект дизельного двигуна внутрішнього згоряння потужністю 470 кВт з дослідженням ефективності роботи на суміші дизельного палива та соєвої олії». Прототипом проектного двигуна було прийнято дизельний двигун з наддувом 6 ЧН 25/34 Акціонерного товариства додаткової відповідальності «Первомайськдизельмаш».

В загальному розділі були надана інформація про об'єкт використання двигуна та описана конструкція основних елементів та вузлів дизельного двигуна 6 ЧН 25/34.

В конструкторському розділі був здійснений вибір вихідних даних для виконання розрахунку робочого процесу. Для визначення впливу виду палива на ефективні та економічні показники дизеля вихідні дані теплового розрахунку були прийняті однакові для двох варіантів, крім палива, що використовується.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Виконано порівняльний розрахунок робочого процесу двигуна на двох видах рідкого палива - дизельному та суміші дизельного палива(75%) та соєвої олії (25%). За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого процесу, які були зведені в порівняльну таблицю.

Також були побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого процесу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

В науковому розділі був проведений аналіз використання біологічного палива із рослинних олій. Наведенні основні фізико-хімічні властивості рослинних олій. Для дослідження основних показників робочого процесу двигуна при його експлуатації було оцінено вплив різноманітних факторів на індикаторні та ефективні показники.

Основні параметри отримані в результаті проведеного розрахунку приведені в таблиці 2.7.1.

Аналізуючи проведений робочий процес прийшов до наступного висновку. В першу чергу найбільший вплив на показники робочого процесу здійснює середній елементарний склад палива та нижча теплота згоряння. Середній елементарний склад палива, який також відрізняється для дизельного палива та суміші дизельного палива та соєвої олії в основному впливає на екологічні показники, так як має різний вміст продуктів згоряння.

Використання в якості моторного палива рослинних олій в сучасних реаліях перспективне враховуючи підтримку держави на законодавчому рівні. Застосування палив, отриманих на основі рослинних олій має переваги завдяки зниження викидів в атмосферу оксидів азоту, оксиду вуглецю та сажі, але й містить в собі проблеми, головною з яких є підготовка даного палива перед подачею в циліндр дизеля [1,7].

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	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. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. № 2. – С.57- 62.
3. О. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.
4. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2014. – 576с.
5. М.Р. Ткач, 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.
6. Доценко С.М. Мамонтов С.С. Удосконалення конструкції верхніх компресійних кілець поршневих ДВЗ. VII Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасний стан та проблеми двигунобудування». Україна, м. Миколаїв, НУК, 24-25 листопада 2022 р. – 155-156с.
7. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих 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. Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

палива з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50с.

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

10. С. Доценко, А. Грабовенко, И. Швець Когенерационная установка на базе дизель-генератора ДГА - 900 работающая на соевом масле. «Транспорт, экология, устойчивое развитие»//Варна. Болгария. Международный журнал № 1 2019 - С. 5-11.

11. 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.

12. Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Національний гірничий. університет. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

13. 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.

					ПННІ НУК 131.61.23.23. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		