

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 650 кВт з
дослідженням екологічних показників при роботі на соєвої олії.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ **Ченчик Д.О.**
(підпис)

Керівник роботи:

д. т. н., професор кафедри «ТЕ та
ТМ»

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Каіров О.С.**

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Надано інформація дизель-електрична станція потужністю 650 кВт. Описані режим роботи станції - автономний або паралельний з електричною сіттю необмеженої потужності.

В науковому аналітичному методі були визначені ефективні та екологічні показники при роботі двигуна на соєвої олії. Виходячи з аналітичних розрахунків зроблені такі висновки:

- найбільший вплив на індикаторні та ефективні показники робочого процесу двигуна має величина нижчої теплоти згоряння палива, що використовується;
- середній елементарний склад палива суттєво впливає на екологічні показники та вміст токсичних компонентів в продуктах згоряння.

Ключові слова: дизельний двигун, дизельне паливо, соєва олія, середній елементарний склад палива.

Abstract

Information provided diesel-electric station with a capacity of 650 kW. The described mode of operation of the station is autonomous or parallel with the electrical network of unlimited power.

In the scientific analytical method, effective and environmental indicators were determined when the engine runs on soybean oil. Based on analytical calculations, the following conclusions are made:

- The greatest influence on the indicator and effective indicators of the engine working process has the value of the lower calorific value of the fuel used;
- The average elemental composition of the fuel has a significant impact on environmental performance and the content of toxic components in combustion products.

Key words: diesel engine, diesel fuel, soybean oil, average elemental fuel composition.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1.ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2 Опис конструкції проектованого 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 соєвої олії	31
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	32
2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна який працює на соєвої олії	39
2.6 Динамічний розрахунок двигуна	51
2.7 Аналіз ефективних показників двигуна, що працює на дизельному паливі та соєвої олії	57
3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	59
3.1 Переваги використання біологічного палива	59
3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на соєвої олії	61
3.3 Дослідження економічних показників робочого процесу двигуна при роботі на соєвої олії	64
Висновок	
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	

ВСТУП

Думка про використання рослинної олії в якості палива для дизельних двигунів належить самому Рудольфу Дизелю. В 1900 році на Всесвітній виставці в Парижі демонструвався дизель, який працював на арахісовій олії. При подальшому удосконаленню дизельних двигунів основна увага приділялася нафтопродуктам. Необхідність заміщення нафти на джерела енергії що відновлюються привели до відродження інтересу сировинним ресурсам рослинного походження.

Рослинні олії являються жирами насіння або плодів різних рослин, які отримують шляхом пресування або вилученням за допомогою розчинників. Рослинні олії складаються головним чином (на 95%...97%) з триацилгліцеринів – органічних сполук, складних повних ефірів гліцерину, а також моно - і діацилгліцеринів.

Рослинні олії за нормальних умов представляють собою олійні рідини з підвищеною в порівнянні із дизельним паливом густиною (зазвичай $900 \dots 1000 \text{ кг/м}^3$) та в'язкістю ($\nu=60 \dots 100 \text{ мм/с}^2$ при $t=20^\circ\text{C}$ і $\nu=30 \dots 40 \text{ мм/с}^2$ при $t=40^\circ\text{C}$) та порівняно невисокою температурою самозаймання [10,11].

Особливістю рослинних олій являється наявність в їх складі достатньо великої кількості кисню (8...12 %). Це призводить деякому зниженню їх теплоти згоряння. Так, нижча теплота згоряння рослинних олій складає $36 \dots 39 \text{ МДж/кг}$ проти $42 \dots 43 \text{ МДж/кг}$ у дизельних палив, які практично не містять кисню[1,6,7].

Але присутність в рослинних оліях кисню знижує температури їх згоряння в дизельних двигунах і значно покращує екологічні властивості цих палив. В багато численних дослідях проведених на дизелях, які працюють на рослинних оліях, спостерігається зниження димності відпрацьованих газів і склад в них продуктів неповного згоряння палива.

Але при цьому необхідно відмітити, що 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 [1,7,10].

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 згоряння палива[1,7].

До других екологічних факторів можна віднести зниження викидів в атмосферу оксидів азоту NO_x , оксиду вуглецю CO , вуглеводнів які не згоріли C_xH_x та сажі C .

Одним із варіантів зниження екологічних чинників та підвищення коефіцієнт корисної дії двигуна є 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 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 16-17 «Альтернативні палива для дизельних двигунів з відновлювальних джерел енергії» [6].

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 ВИБІР ОБ'ЄКТА, ЩО ВИКОРИСТОВУЄ ДВЗ

Стационарна дизель-електрична станція потужністю 650 кВт, призначена для використання як основне, або резервного джерела електропостачання трифазним змінним струмом напругою 400В і частотою 50Гц 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;
- протитиск на вихлопі не більше 400мм вод ст.;
- висота над рівнем моря до 1000м.

Дизель-електрична станція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

1.2. Опис конструкції проектного двигуна

З боку вільного кінця валу розташований турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, механізм регулювання подачі газу, насоси: водяні, масляний, паливопідкачуючий. Привід всіх насосів здійснений від шестерні колінчастого валу.

З боку основного відбору потужності розташований електронний цифровий регулятор частоти обертання, щит приладів.

Тракти впускання і випускного розташовані на правій стороні дизеля, що спрощує обслуговування дизеля, внутрішня порожнина верхньої частини блоку з правої сторони дизеля використана як наддувочний ресивер.

Паливні насоси високого тиску встановлені на верхній площині блоку. Виїмка розподільного валу передбачена у бік, без розбирання інших вузлів.

В нижній точці корпусу охолоджувача повітря встановлений автоматичний клапан для зливу конденсату з корпусу охолоджувача на непрацюючому дизелі.

Кришка циліндра індивідуальна для кожного циліндра, відлила з чавуну, 4-х клапанна з послідовним розташуванням однойменних клапанів, кріпиться до блоку чотирма силовими шпильками. Втулка циліндра з сорочкою кріпиться до кришки циліндра шістьма шпильками, які спільно з силовими шпильками забезпечують замикання газового стику. Під втулки циліндрів при установці їх в блок-картер встановлюються регулювальні кільця, за допомогою яких забезпечується підбір висоти камери стиснення. Розташування форсунки в кришці циліндрів – центральне, ущільнення у вогняному днищі мідною прокладкою. На кришці змонтовані пусковий, запобіжний клапани і індикаторний кран.

Для дизеля прийнята конструкція втулки з напресованою сорочкою. Така конструкція втулки дозволяє зробити блок сухим, що оберігає його від корозійного руйнування.

Поршень – складовий, охолоджуваний маслом, головка поршня відокремлена, сталева, тронк поршня – чавунний.

Шатун виконаний з прямим роз'ємом нижньої головки.

Головний підшипник – бронзовий.

Колінчастий вал – цільнокований з високоякісної сталі. На провідному кінці валу розташована шестерня приводу розподільного валу. На вільному кінці валу встановлюються шестерня приводу водяних насосів, масляного насоса і паливопідкачуючого насоса. Для урівноваження сил інерції мас, що обертаються, на всіх щоках валу встановлені противаги.

Блок–Картер

Блок–картер – коробчатої конструкції. З боку заднього торця до блок–картера кріпиться кришка приводу. Блок–картер і кришка при виготовленні обробляються спільно, і при ремонті розбирати їх не рекомендується.

У середині кришки розташований комплект шестерень, призначений для передачі обертання від колінвалу до розподільного валу. На задньому торці кріпиться кронштейн щита приладів.

З переднього торця до блок–картера кріпиться кожух передній, який є корпусом приводу допоміжних агрегатів, що навісили на дизель.

У верхній частині блок–картера розміщені втулки циліндрів. В просторі між втулками і сорочками циркулює охолоджуюча вода. У верхню полицю блок–картера укрупнені шпильки кріплення кришок циліндрів. Порожнина розподільного валу закрита закриттям розподільного валу. Конструкція блок–картера забезпечує виїмку розподільного валу у бік газорозподілу.

Колінчастий вал підвісний, кріпиться до блок–картера за допомогою бугелей семи опорних підшипників. Кріплення кожного бугеля здійснюється двома силовими болтами, гайки яких розміщуються в спеціальних вікнах блок–картера. Для доступу до шатунних та корінних підшипників в нижній частині блок–картера з обох боків передбачені люки закриті щитами картера.

На щитах картера змонтовані запобіжні клапани, які призначені для запобігання дизеля від руйнування при вибуху масляних парів у картері.

Нагнітальна повітряна порожнина (наддувочний ресивер) утворена стінками блок–картера.

Рама дизель-генератора

Рама дизель-генератора – зварної конструкції, призначена для монтажу на ній дизеля, генератора і інших допоміжних агрегатів.

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. Є на рамі отвори (8 отворів М12–7Н) з боку основного відбору потужності призначені для установки кронштейна (жорсткої опори) для знімання статора генератора.

Зазор між рамою і сталевую смугою кріплення усувається настановними гвинтами і вирівнюючими шайбами.

Корені підшипники

Корінний підшипник складається з двох сталєалюмінієвих вкладишів (верхнього і нижнього), що укладаються в раму, утворюване блок–картером і бугелем. Від осьового зсуву і провертання при монтажі вкладиші утримуються виконаними на них вусами.

Підведення масла здійснюється від розподільної труби по каналах в блок–картері. Масло по сегментній виточці в блок–картері потрапляє через отвори безпосередньо до корінної шийки колінчастого валу, потім по каналах колінчастого валу до шатунного підшипника і далі по

шатуна до головного підшипника і на охолодження головки поршня, після чого масло зливається в раму. Щільне прилягання вкладишів до постілі в обжатому стані забезпечується тим, що у вільному стані вкладиші мають перевищення в площині роз'єму блоку і бугеля.

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 такою, 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 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).

Кришка циліндра

Кришка циліндра – чотирьох клапанна з висновком газових каналів на одну сторону, з центральним розташуванням форсунки. Однйменні клапани розташовані послідовно. Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються на пресовій посадці сідла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

Організоване охолодження забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки.

Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою (прокладками). Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж.

Паливопроводи високого тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття і легкоз'ємної кришки. На кришці змонтований пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці. Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра до блоку передбачено затягувати за допомогою гидродомкратів. Поверхня кришки притирається до торцевої поверхні втулки циліндра. Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі. Кран складається з корпусу, шпинделя з двома конусами, штуцера.

На корпусі є з одного боку різьблення для укрочування крана в перехідник, з іншою – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається вручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту.

Колінчастий вал

Колінчастий вал – сталевий цільнокований, має восьми корінних і шість шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° по відношенню один до одного так, що перший і шостий, другий і п'ятий, третій і четвертий попарно мають однаковий напрям.

Всі шийки валу – порожнисті. Масло з канавок корінних підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, що сполучають корені шийки з шатунними, минувши внутрішні порожнини шийок.

На передньому кінці колінчастого валу встановлений маховик переднього торця і шестерня приводу насосів, що навісили, а також вал ротора і ротор для забезпечення роботи тахометра.

Шестерня – демпферуюча, пружним елементом якої є шість пружин.

На задньому кінці валу на фланець насаджена шестерня колінчастого валу, призначена для приводу розподільного валу. Шестерня кріпиться до фланця колінчастого валу за допомогою шпонки і притиску.

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 сталє-алюмінієві 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 0,1мм і нанесене на головці шатунного болта і служить для контролю залишкового подовження болта при експлуатації дизеля. Залишкове подовження болта не повинне перевищувати 0,60мм

При більшому подовженні шатунний болт слід замінити.

Поршень

Поршень – складовий, охолоджуваний маслом, із сталевою головкою і чавунною тронком

Масло для охолодження поршня подається примусово з верхньої головки шатуна через отвори в пальці поршня і свердлення в тронці і головці в порожнині охолодження поршневих кілець, потім в центральну частину порожнини охолодження головки і звідти вільно зливається в раму дизель-генератора.

На поршні є п'ять канавок, в яких поміщаються поршневі кільця: в трьох верхніх – компресійні і двох нижніх – маслоз'ємні.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Верхнє хромоване прямокутного перетину, нижні два компресійні – слабokonусні «хвилинні» і мають маркіровку «Низ».

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 дизель-генератора через дренажні отвори в тронкі.

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

Поршень і шатун з'єднуються поршневим пальцем плаваючого типу.

Палець – сталевий, від осьового переміщення утримується двома кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

На днищі головки поршня є поглиблення для запобігання торкання поршня про клапана при їх зависанні.

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 дизеля 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 повертання колінчастого валу за допомогою пристосування

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

Технічні дані двигуна

Повна потужність в дизельному режимі на вихідних клеммах генератора, кВт	650
- температурі навколишнього повітря в контейнері °С.....	25
- відносної вологості %.....	88
- температурі охолоджуючої води на вході в охолоджувачі надувочного повітря °С.....	60
Максимальний тиск згоряння, не більш, кПа	9500
Номінальна частота обертання хв. ⁻¹	750
Напруга, В.....	400
Рід струму.....	Змінний, Трифазний
Коефіцієнт потужності.....	0,85
Частота, Гц.....	50
Питома витрата масла на номінальній потужності, г/кВт год.....	1,45
Призначений ресурс, год;	
- до переборки.....	10000
- до капітального ремонту.....	70000
Напрацювання дизель-генератора до заміни масла марки LEOL 20W-40	
при кількості масла в системі 900кг, не менше, год.....	1500
Хід поршня, мм.....	340
Напрямок обертання (якщо дивитися з боку маховика у напрямі його осі).....	Праве(за годинниковою стрілкою)
Робочий об'єм всіх циліндрів, л.....	108,3

Ступінь автоматизації.....	2-а
Габаритні розміри, мм	
- довжина.....	5980
- ширина.....	1800
- висота.....	3160

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 прийнятого 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 $\Delta T = 5 \dots 20$ 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 T_r , для СОД знаходиться на рівні $T_r = 600 \dots 900$ 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 $P_r = (0,85 \dots 1,15) P_n$, 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 $\lambda = 1,4 \dots 1,6$ [8]. 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 $\zeta = 0,96$ [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].

Так як двигун працює на соєвої олії величину масового складу палива то визначаємо масовий склад 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

Нижча теплота згоряння палива [8]: Також розраховуємо Нижча теплота 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

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна який працює на дизельному паливі

2.2.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	630 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	750 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_B =$	0,2 МПа

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,8
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	$P_r =$	0,15 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,5
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,84
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,94

Паливо

Дизельне паливо ДП Євро 4 ДСТУ 7688: 2015

Середній елементарний склад палива

C=0.86 H=0.13 O=0.01

Найнижча теплота згоряння палива

$Q_H = 42500$ кДж/кг

2.2.3 Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг. палива

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

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

Кількість свіжого заряду

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

$$M_1 = 0,891 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0717 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,065 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad 0,0832 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad 0,7039 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad 0,9237 \text{ кмоль/кг}$$

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.

$T_b =$ 390 K

Тиск в кінці впуску.

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

число з інтервалу = 0,9

$$P_d = 0,18 \text{ Мпа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

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

$$\gamma_r = 0,036$$

Температура в кінці впуску.

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

$$T_d = 393 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,889$$

Густина заряду на впускі.

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)} =, \text{кг/м}^3$$

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

$$\rho_{\epsilon} = 1,885 \text{ кг/м}^3$$

2.2.5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

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

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

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,373$$

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 5,772 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 1007 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 1988 + 0.002638 \times T_c, \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

$$mC_{v'} = 22,54 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_o = 1,037$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,035$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержим рівняння.

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

де:

$$a = 23,30919$$

$$v = 0,001822$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

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

де:

$$a = 31,44319$$

$$v = 0,001822$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 8,658 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC''_v + 8,134 \times \lambda) \times T_c = \beta (mC''_p) \times T_z$$

Після підстановки одержим квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,001886$$

$$B = 32,55745$$

$$C = 73665,3$$

Звідки:

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

$$T_z = 2025 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,388$$

2.2.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,01$$

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.

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

$$P_{\epsilon} = 0,525 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1106 \text{ K}$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1,194 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1,122 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,407$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кВт/кВтгод}$$

$$v_i = 0,208 \text{ кг/кВт год}$$

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР} \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

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

$$S_{ПР} = 0,34 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР} = 8,500 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,189 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 0,933 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,831$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,338$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$v_e = 0,251 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 157,88 \text{ кг/год}$$

2.2.10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 108,03 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 18,01 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}}$$

$$d_{пр} = 0,26 \text{ м}$$

$$m = 1,31$$

$$d = 259,8 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 339,8 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{St} = 108,255 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 631,30 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{exp} = 630,65 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,21 \%$$

2. 4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,198 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,180 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,373	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	12,5	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	8,658 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,275	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,39	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	5,772	115,4			
1,25	4,249	85,0			
1,39	3,673	73,5	8,658	173,2	
1,75	2,677	53,5	6,455	129,1	
2	2,229	44,6	5,444	108,9	3,2159
3	1,277	25,5	3,247	64,9	1,9695
4	0,860	17,2	2,250	45,0	1,3894
5	0,633	12,7	1,693	33,9	1,0593
6	0,493	9,9	1,342	26,8	0,8485
7	0,399	8,0	1,102	22,0	0,7032
8	0,332	6,6	0,930	18,6	0,5975
9	0,283	5,7	0,800	16,0	0,5174
10	0,245	4,9	0,699	14,0	0,4549
11	0,215	4,3	0,619	12,4	0,4049
12	0,190	3,8	0,554	11,1	0,364
12,5	0,180	3,6	0,526	10,5	0,3463
$P_{mi}^{\Delta} =$					1,14

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$P_{міср} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\Delta}}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi\text{ ср}} = 1,17$$

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

Похибка не перевищує 10 %

2.4.2. Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

$C', \text{ДоВМТ}$ точка подачі палива
Визначається кутом випередження запалювання палива

$f, \text{ДоВМТ}$ точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = \varphi^0 \text{ ПКВ}$

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

$b', \text{ПісляВМТ}$ точка відкриття випускного клапану

$r', \text{ДоВМТ}$ точка відкриття впускного клапану

$r'', \text{ПісляВМТ}$ точка закриття випускного клапану

$d', \text{ДоВМТ}$ 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.

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

$\Delta\varphi_1 = 8,000^0 \text{ ПКВ}$ Кут затримки згорання.

$P_r = 0,180 \text{ МПа}$ Тиск залишкових газів.

$m_p = 0,050 \text{ МПа/мм}$ Масштаб тиску.

$S = 340,000 \text{ мм}$ Хід поршня.

$P_c = 5,772 \text{ МПа}$ Тиск в кінці стиску.

$P_{\max} = 8,658 \text{ МПа}$ Максимальний тиск.

Таблиця Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	25	0,115	14,391
$f, \text{ДоВМТ}$	15	0,042	5,264
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	2,351
$b', \text{ПісляВМТ}$	146	1,867	233,320
$r', \text{ДоВМТ}$	21	0,082	10,229
$r'', \text{ПісляВМТ}$	21	0,082	10,229
$d', \text{ДоВМТ}$	146	1,867	233,320

Ордината точки г

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

Тиск газів в ВМТ.

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

1,25 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 7,215 \text{ МПа} \\ P_c'' &= 144,3 \text{ мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

для карбюраторних, і газових

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

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 8,658 \text{ МПа} \\ P_{zd} &= 173,2 \text{ мм} \end{aligned}$$

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

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 15 \text{ мм}$$

2.5 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна, який працює на соєвої олії

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	630 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	750 хв ⁻¹
Діаметр циліндру	$d =$	260 мм
Хід поршня	$S =$	340 мм
Число циліндрів	$i =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4
Нижча теплота згоряння соєвої олії	$Q_H =$	37000 кДж/кг
Годинна витрата палива	$B_r =$	162,92 кг/год
Індикаторний к.к.д.	$\eta_i =$	0,452
Ефективний к.к.д.	$\eta_e =$	0,376
Кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,797 кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_2 =$	0,8026 кмоль/кг
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Температура на початку стиску	$T_d =$	393 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:

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

$$Q_{\Pi} = 1674455,6 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 630000 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 37,62 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 629595,29 \text{ Дж/сек}$$

Виразовуємо похибку

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

$$\Delta = 0,06 \%$$

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.

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

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:

$W_{нап.} = 0$	$W_{Г.р.} = 0,09 - 0,19$	0,19
$W_{ст.} = 0$	$W_{вип} = 0,01 - 0,09$	0,09

$$Q_w = 468847,56 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 8,500 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 189,300 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 113,580 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,01804 \text{ м}^3$$

$$P_n = 76,847 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

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

$$Q_{\text{т.п.}} = 76847,263 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 545694,82 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{\text{те}} \cdot \Delta T_e}$$

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

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

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

6-12 - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_e = 12 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0163 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

$\Delta P_{\epsilon} = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

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

$$\eta_{в.н.} = 0,85$$

$$P_{в.н.} = 1,877 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 1876,95 \text{ Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_w + Q_{Г.П} + Q_{в.н.}$$

$$Q_{\epsilon} = 547571,77 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П} \cdot 100\%$$

$$q_{\epsilon} = 32,70 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$mC_p'' = 31,25$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p = 29,35$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477 \text{ Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 120 \text{ Температура на початку стиску.}$$

$$Q_{Г} = 414392,55 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Г} = Q_{Г} / Q_{П} \cdot 100\%$$

$$q_{Г} = 24,75 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0871$$

тоді

$$Q_{MD} = 145898,62 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 67174,41 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 6 - 20 \text{ К Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна}$$

$$\Delta T_M = 20 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0027 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

$$\text{де } P_0 = (0,3 - 0,4) 10^6 \text{ - робочий тиск масла в системі.}$$

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,75 - 0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,75$$

$$P_{m.n.} = 1,248 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 1247,53 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 68421,94 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 4,09 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 14069,29 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 0,84 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця № 2.5.1.

Зведенні данні теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	630000	37,62
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	547572	32,70
теплота, яка виноситься випускними газами	414393	24,75
теплота, яка відводиться маслом	68421,9	4,09
невраховані теплові втрати	14069	0,84
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1674456	100

2.6 Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

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

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	=	0,053 м ²	Площа поршня
λ_L	=	0,250	Кривошипно-шатунне відношення.
m_s	=	100,2 кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
r	=	0,170 м	Радіус кривошипа.
ω	=	78,50 с ⁻¹	Кутова швидкість.
m_F	=	5 кН/мм	Масштаб сил.
P_d	=	180 кПа	Тиск в кінці впуску
P_a	=	101 кПа	Атмосферний тиск
p_1	=	1,373	Показник політропи стиску
p_2	=	1,275	Показник політропи розширення
$P_{\max}$	=	8658 кПа	Теоретичний тиск згорання
P_{zd}	=	8658 кПа	Дійсний тиск згорання
P_{c^*}	=	5772 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
P_r	=	150 кПа	Тиск залишкових газів
P_b	=	526 кПа	Тиск в кінці розширення
d	=	0,26 м	Діаметр циліндра
S	=	0,34 м	Хід поршня
$\mathcal{E}$	=	12,5	Ступінь стиску
n	=	750 хв ⁻¹	Частота обертання

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

$$V_s = 0,018042 \text{ м}^3$$

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

$$V_c = 0,001569 \text{ м}^3$$

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

$$V_a = 0,019611 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

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

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	0,0016	4,1922	-131,21	-127,02	0	-127,02	0	0,8384	-26,242	-25,403	0	-25,403	0
10	0,0017	4,1922	-128,032	-123,84	-5,3812	-121,02	-26,804	0,8384	-25,606	-24,768	-1,0762	-24,205	-5,3608
20	0,0022	4,1922	-118,74	-114,55	-9,8304	-104,28	-48,415	0,8384	-23,748	-22,91	-1,9661	-20,855	-9,683
30	0,0031	4,1922	-104,026	-99,834	-12,578	-80,169	-60,809	0,8384	-20,805	-19,967	-2,5156	-16,034	-12,162
40	0,0041	4,1922	-84,9668	-80,775	-13,151	-53,424	-61,995	0,8384	-16,993	-16,155	-2,6302	-10,685	-12,399
50	0,0055	4,1922	-62,9151	-58,723	-11,458	-28,969	-52,35	0,8384	-12,583	-11,745	-2,2916	-5,7938	-10,47
60	0,0069	4,1922	-39,3629	-35,171	-7,7997	-10,831	-34,359	0,8384	-7,8726	-7,0341	-1,5599	-2,1661	-6,8717
70	0,0085	4,1922	-15,7986	-11,606	-2,8051	-1,3337	-11,866	0,8384	-3,1597	-2,3213	-0,561	-0,2667	-2,3732
80	0,0101	4,1922	6,4319	10,624	2,6987	-0,8129	10,931	0,8384	1,2864	2,1248	0,5397	-0,1626	2,1863
90	0,0117	4,1922	26,2419	30,434	7,8581	-7,8581	30,434	0,8384	5,2484	6,0868	1,5716	-1,5716	6,0868
100	0,0133	4,1922	42,8868	47,079	11,959	-19,953	44,287	0,8384	8,5774	9,4158	2,3918	-3,9905	8,8574
110	0,0147	4,1922	56,0036	60,196	14,549	-34,259	51,59	0,8384	11,201	12,039	2,9097	-6,8519	10,318
120	0,0159	4,1922	65,6049	69,797	15,479	-48,303	52,707	0,8384	13,121	13,959	3,0957	-9,6607	10,541
130	0,0171	4,1922	72,0288	76,221	14,872	-60,387	48,829	0,8384	14,406	15,244	2,9745	-12,077	9,7658
140	0,018	4,1922	75,8531	80,045	13,032	-69,695	41,469	0,8384	15,171	16,009	2,6065	-13,939	8,2937
150	0,0187	4,1922	77,7838	81,976	10,328	-76,157	32,044	0,8384	15,557	16,395	2,0656	-15,231	6,4087
160	0,0192	4,1922	78,5349	82,727	7,0996	-80,166	21,623	0,8384	15,707	16,545	1,4199	-16,033	4,3246
170	0,0195	4,1922	78,7137	82,906	3,6025	-82,272	10,849	0,8384	15,743	16,581	0,7205	-16,454	2,1697
180	0,0196	4,1922	78,7258	82,918	0,00	-82,918	0,00	0,8384	15,745	16,584	0,00	-16,584	0,00
190	0,0195	4,2616	78,7137	82,975	-3,61	-82,341	-10,86	0,8523	15,743	16,595	-0,7211	-16,468	-2,1716
200	0,0192	4,4749	78,5349	83,01	-7,1238	-80,44	-21,697	0,895	15,707	16,602	-1,4248	-16,088	-4,3394
210	0,0187	4,8486	77,7838	82,632	-10,411	-76,767	-32,3	0,9697	15,557	16,526	-2,0821	-15,353	-6,4601
220	0,018	5,4128	75,8531	81,266	-13,231	-70,758	-42,101	1,0826	15,171	16,253	-2,6462	-14,152	-8,4202
230	0,0171	6,2154	72,0288	78,244	-15,267	-61,99	-50,125	1,2431	14,406	15,649	-3,0534	-12,398	-10,025
240	0,0159	7,3298	65,6049	72,935	-16,174	-50,475	-55,076	1,466	13,121	14,587	-3,2349	-10,095	-11,015
250	0,0147	8,8682	56,0036	64,872	-15,679	-36,921	-55,597	1,7736	11,201	12,974	-3,1357	-7,3841	-11,119
260	0,0133	11,004	42,8868	53,891	-13,689	-22,84	-50,695	2,2008	8,5774	10,778	-2,7379	-4,5679	-10,139
270	0,0117	14,012	26,2419	40,254	-10,394	-10,394	-40,254	2,8025	5,2484	8,0509	-2,0787	-2,0787	-8,0509
280	0,0101	18,34	6,4319	24,772	-6,2927	-1,8954	-25,489	3,6681	1,2864	4,9545	-1,2585	-0,3791	-5,0977
290	0,0085	24,741	-15,7986	8,9426	-2,1613	1,0276	-9,1425	4,9482	-3,1597	1,7885	-0,4323	0,2055	-1,8285
300	0,0069	34,523	-39,3629	-4,84	1,0734	-1,4905	4,7283	6,9046	-7,8726	-0,968	0,2147	-0,2981	0,9457
310	0,0055	50,012	-62,9151	-12,903	2,5177	-6,3654	11,503	10,002	-12,583	-2,5807	0,5035	-1,2731	2,3006
320	0,0041	75,324	-84,9668	-9,6431	1,57	-6,3779	7,4012	15,065	-16,993	-1,9286	0,314	-1,2756	1,4802
330	0,0031	117,08	-104,026	13,053	-1,6445	10,482	-7,9504	23,416	-20,805	2,6105	-0,3289	2,0963	-1,5901
340	0,0022	181,93	-118,74	63,192	-5,4231	57,526	-26,709	36,386	-23,748	12,638	-1,0846	11,505	-5,3418
350	0,0017	260,37	-128,032	132,34	-5,7505	129,33	-28,643	52,074	-25,606	26,468	-1,1501	25,866	-5,7287
360	0,0016	300,94	-131,21	169,73	0	169,73	0	60,187	-26,242	33,946	0	33,946	0
370	0,0017	454,09	-128,032	326,05	14,168	318,64	70,571	90,817	-25,606	65,211	2,8336	63,728	14,114
380	0,0022	285,61	-118,74	166,87	14,321	151,91	70,532	57,123	-23,748	33,375	2,8642	30,382	14,106
390	0,0031	190,72	-104,026	86,692	10,922	69,617	52,805	38,144	-20,805	17,338	2,1844	13,923	10,561
400	0,0041	127,75	-84,9668	42,788	6,9664	28,299	32,84	25,551	-16,993	8,5576	1,3933	5,6599	6,568
410	0,0055	88,482	-62,9151	25,567	4,9887	12,613	22,792	17,696	-12,583	5,1134	0,9977	2,5225	4,5585
420	0,0069	63,834	-39,3629	24,471	5,4268	7,5357	23,906	12,767	-7,8726	4,8942	1,0854	1,5071	4,7812
430	0,0085	47,923	-15,7986	32,124	7,764	3,6913	32,842	9,5845	-3,1597	6,4248	1,5528	0,7383	6,5684
440	0,0101	37,315	6,4319	43,746	11,113	-3,3472	45,012	7,4629	1,2864	8,7493	2,2225	-0,6694	9,0023
450	0,0117	30,027	26,2419	56,269	14,529	-14,529	56,269	6,0055	5,2484	11,254	2,9057	-2,9057	11,254
460	0,0133	24,894	42,8868	67,781	17,218	-28,726	63,762	4,9789	8,5774	13,556	3,4436	-5,7453	12,752
470	0,0147	21,209	56,0036	77,213	18,661	-43,944	66,174	4,2418	11,201	15,443	3,7323	-8,7888	13,235
480	0,0159	18,531	65,6049	84,136	18,658	-58,226	63,534	3,7061	13,121	16,827	3,7317	-11,645	12,707
490	0,0171	16,576	72,0288	88,605	17,289	-70,198	56,762	3,3152	14,406	17,721	3,4578	-14,04	11,352
500	0,018	15,16	75,8531	91,013	14,818	-79,245	47,151	3,032	15,171	18,203	2,9636	-15,849	9,4302
510	0,0187	14,16	77,7838	91,944	11,584	-85,418	35,94	2,832	15,557	18,389	2,3168	-17,084	7,188

520	0,0192	13,496	78,5349	92,031	7,898	-89,182	24,055	2,6991	15,707	18,406	1,5796	-17,836	4,8109
530	0,0195	13,116	78,7137	91,829	3,9903	-91,127	12,016	2,6231	15,743	18,366	0,7981	-18,225	2,4033
540	0,0196	13,373	78,7258	92,098	0	-92,098	0	2,6745	15,745	18,42	0	-18,42	0
550	0,0195	2,6002	78,7137	81,314	-3,5333	-80,692	-10,64	0,52	15,743	16,263	-0,7067	-16,138	-2,1281
560	0,0192	2,6002	78,5349	81,135	-6,963	-78,624	-21,207	0,52	15,707	16,227	-1,3926	-15,725	-4,2414
570	0,0187	2,6002	77,7838	80,384	-10,127	-74,678	-31,421	0,52	15,557	16,077	-2,0255	-14,936	-6,2843
580	0,018	2,6002	75,8531	78,453	-12,773	-68,309	-40,644	0,52	15,171	15,691	-2,5546	-13,662	-8,1288
590	0,0171	2,6002	72,0288	74,629	-14,562	-59,126	-47,809	0,52	14,406	14,926	-2,9124	-11,825	-9,5618
600	0,0159	2,6002	65,6049	68,205	-15,126	-47,202	-51,505	0,52	13,121	13,641	-3,0251	-9,4403	-10,301
610	0,0147	2,6002	56,0036	58,604	-14,164	-33,353	-50,225	0,52	11,201	11,721	-2,8328	-6,6707	-10,045
620	0,0133	2,6002	42,8868	45,487	-11,555	-19,278	-42,79	0,52	8,5774	9,0974	-2,3109	-3,8556	-8,5579
630	0,0117	2,6002	26,2419	28,842	-7,447	-7,447	-28,842	0,52	5,2484	5,7684	-1,4894	-1,4894	-5,7684
640	0,0101	2,6002	6,4319	9,0321	-2,2944	-0,6911	-9,2933	0,52	1,2864	1,8064	-0,4589	-0,1382	-1,8587
650	0,0085	2,6002	-15,7986	-13,198	3,1899	-1,5166	13,493	0,52	-3,1597	-2,6397	0,638	-0,3033	2,6987
660	0,0069	2,6002	-39,3629	-36,763	8,1527	-11,321	35,914	0,52	-7,8726	-7,3525	1,6305	-2,2642	7,1828
670	0,0055	2,6002	-62,9151	-60,315	11,769	-29,754	53,769	0,52	-12,583	-12,063	2,3538	-5,9508	10,754
680	0,0041	2,6002	-84,9668	-82,367	13,41	-54,476	63,217	0,52	-16,993	-16,473	2,6821	-10,895	12,643
690	0,0031	2,6002	-104,026	-101,43	12,778	-81,448	61,779	0,52	-20,805	-20,285	2,5557	-16,29	12,356
700	0,0022	2,6002	-118,74	-116,14	9,967	-105,73	49,088	0,52	-23,748	-23,228	1,9934	-21,145	9,8176
710	0,0017	2,6002	-128,032	-125,43	5,4504	-122,58	27,149	0,52	-25,606	-25,086	1,0901	-24,516	5,4297
720	0,0016	2,6002	-131,21	-128,61	0	-128,61	0	0,52	-26,242	-25,722	0	-25,722	0

3. Науковий розділ

3.1 Переваги використання біологічного палива.

В останній час все більш широке застосування в якості палива для дизелів знаходять палива, які виробляються із рослинних олій. Це пояснюється простотою та екологічністю процесу отримання рослинних олій, їх порівняно невисокою вартістю і добрим спалахуванням в умовах камери згоряння[1,7].

Жирні кислоти, являються основним компонентом рослинних олій, представляють собою високомолекулярні кисневмісні сполуки, з вуглеводневою основою. Тому всі рослинні олії являються горючими і можуть застосовуватися в якості моторних палив.

Особливістю рослинних олій являється наявність в їх складі достатньо великої кількості кисню (8...12 %). Це призводить деякому зниженню їх теплоти згоряння. Основним параметром палива який впливає на економічні показники є нижча теплота згоряння палива. Так, нижча теплота згоряння рослинних олій складає 36...39 МДж/кг проти 42...43 МДж/кг у дизельних палив, які практично не містять кисню[10,11].

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 насоса високого тиску в середньому на 60%. Але більш в'язка соєва олія погіршує сумішоутворення, розпилювання та згоряння палива[1,7].

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 10-15%.

Так, як в'язкість та температура спалахнення у соєвої олії вищі ніж у дизельного палива, то погіршуються розпилювання, сумішоутворення та згоряння палива, що являється причиною появи відкладень на стінках циліндра та в каналах паливної апаратури [1,7].

Метою та завданням кваліфікаційної роботи є визначення ефективних та екологічних показників при роботі дизельного двигуна 6 ЧН 26/34 на дизельному паливі та на соєвої олії.

3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на соєвої олії

Кваліфікаційна робота заключається у розрахунку основних параметрів і показників робочого процесу двигуна при роботі на дизельному паливі та на соєвої олії.

При проведенні розрахунку, робочого процесу дизельного двигуна 6 ЧН 26/34, були задані однакові умови завдання для двох варіантів, крім нижчої теплоти згоряння та елементарного складу палива.

Отримані результати аналітичного розрахунку зводимо в таблицю 3.1

Таблиця 3. 1

Результати розрахунку робочого процесу двигуна 6 ЧН 26/34

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	Соєва олія
1	Q_H , кДж/кг	42500	37000
2	I_0 , кг/кг	14,33	12,39
3	M_1 , кмоль/кг	0,891	0,770
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,0717	0,0646
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,0575
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,0832	0,0719
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,7039	0,6086

8	M_2 , кмоль/кг	0,9237	0,8026
9	P_{mi} , МПа	1,194	1,198
10	η_i	0,407	0,405
11	b_i , кг/кВт*год	0,208	0,240
12	η_m	0,831	
13	P_{me} , МПа	0,933	0,937
14	η_e	0,338	0,337
15	b_e , кг/кВт*год	0,251	0,289
16	B , кг/год	158	182
17	P_{ep} , кВт	631	634

До ефективних показників роботи дизельного двигуна відносять 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:

$$P_e = P_i - P_m, \text{ кВт}$$

Виходячи із результатів проведеного аналітичного аналізу робимо наступні висновки:

- вид палива не вплинув на P_m – потужність механічних втрат і відповідно механічний коефіцієнт корисної дії η_m .

- індикаторна та ефективна потужність P_i та P_e фактично залишилися на одному рівні, але це пов'язано з заданими умовами розрахунку робочого процесу.

- величина середнього ефективного тиску P_{me} також з заданими умовами розрахунку фактично не змінилася.

3.3 Дослідження економічних показників двигуна при роботі на соєвої олії

Дослідження економічних показників робочого процесу двигуна – основними з яких є індикаторна та питома ефективна витрата палива, показало інші результати.

З розрахунку робочого процесу питома ефективна витрата палива визначається за формулою

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

З таблиці 3.1:

- при роботі на дизельному паливі $b_e = 0,251 \text{ кг/кВт*год}$;
- при роботі на соєвої олії $b_e = 0,289 \text{ кг/кВт*год}$.

Година витрата палива визначається за формулою

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

З таблиці 3.1:

- при роботі двигуна на дизельному паливі година витрата палива склала $B = 158 \text{ кг/год}$;

- при роботі двигуна на біологічному паливі (соєвої олії) година витрата палива склала $B = 182$ кг/год.

Висновок:

- при переводі дизельного двигуна на соєву олію витрата палива, згідно проведених розрахунків збільшується на 15%;
- питома індикаторна витрата палива (b_i кг/кВт*год) та питома ефективна витрата палива (b_e , кг/кВт*год) залежить від нижчої теплоти згоряння палива Q_n на якому працює двигун;
- зменшення нижчої теплоти згоряння соєвої олії на 13%, в порівнянні з дизельним паливом зменшує на 15% всі економічні показники двигуна (B , кг/год; b_i , кг/кВт*год; b_e , кг/кВт*год) ;
- перевід роботи дизельного двигуна з дизельного палива на соєву олію, зменшує викиди CO_2 на 10%.
- на економічні показники робочого процесу двигуна значно впливає величина середнього елементарного складу палива та нижча теплоти згоряння. Середній елементарний склад палива також впливає на екологічні показники [1,7].

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

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. Працівник може бути у безпеці тільки в такому стані

виробничого середовища, коли виключена дія на нього небезпечних та шкідливих чинників.

Один із принципів створення безпечних умов праці – це принцип оптимізації, який передбачає зниження ризиків до якомога нижчого рівня і здійснюється в діапазоні від верхньої межі граничного ризику до нижньої, яка визначається як знехтуваний ризик, нижче якого подальше його зниження недоцільне[13].

На стан охорони праці об'єкта управління впливають небезпечні та шкідливі чинники виробничого середовища, методи роботи, організація праці (внутрішні чинники притаманні підприємству), а також зовнішні відносно об'єкта управління чинники природного чи техногенного (антропогенного) походження, які можуть погіршити умови праці, спричинити надзвичайні ситуації, аварії та катастрофи.

При вирішенні будь-якого завдання управління обов'язковими елементами є аналіз або прогнозування стану безпеки об'єкта із застосуванням наявної інформаційної бази, вироблення управлінських рішень, їх узгодження та вибір форм організаційно-розпорядчих дій. Реалізація управлінських рішень здійснюється на об'єкті управління.

Закон «Про охорону праці» визначає також організацію та стимулювання охорони праці на виробництві, нормотворчу діяльність у сфері охорони праці, компетенцію, повноваження і права органів державного управління, нагляду і громадського контролю за охороною праці, відповідальність працівників за порушення законодавства про охорону праці. Складовою частиною законодавства про охорону праці є Кодекс законів про працю України (КЗпПУ), який регулює трудові відносини в цілому. У Кодексі питання охорони праці відображені в низці статей і в главі XI «Охорона праці».

Зокрема, згідно зі ст. 29 Кодексу до початку роботи за укладеним трудовим договором роботодавець або уповноважений ним орган зобов'язаний:

- 1) роз'яснити працівникові його права і обов'язки та проінформувати під розписку про умови праці;
- 2) ознайомити працівника з правилами внутрішнього трудового розпорядку та колективним договором;
- 3) визначити працівнику робоче місце, забезпечити його необхідними для роботи засобами;
- 4) проінструктувати працівника з техніки безпеки, виробничої санітарії, гігієни праці і протипожежної охорони[13].

4.2. Охорона навколишнього середовища

Згідно з чинними нормативно-правовими актами промислові підприємства необхідно розміщувати у спеціально виділених промислових районах населених пунктів або за їх межами на деякій відстані від них. Відносно до житлового району підприємства слід розташовувати з підвітряного боку для вітрів переважного напрямку. Для зменшення негативного впливу шкідливих викидів підприємства на населення між підприємством та житловим районом повинна знаходитися санітарно-захисна зона, ширина якої залежить від класу підприємств, виробництв і об'єктів. Санітарними нормами встановлено п'ять класів підприємств, виробництв і об'єктів залежно від їх потужності, умов технологічного процесу, характеру та кількості шкідливих речовин, що виділяються в навколишнє середовище, та речовин, що мають неприємний запах, або шкідливих фізичних впливів, а також з урахуванням заходів, спрямованих на зменшення їх негативного впливу на довкілля[13].

До першого класу відносяться хімічні заводи, потужні виробництва, пов'язані з виплавною чавуну, сталі, кольорових металів; до другого – менш

потужні металургійні та ливарні виробництва, виробництво свинцевих акумуляторів; до третього – малопотужні металургійні та ливарні виробництва, виробництва кабелю, пластмас, будівельних матеріалів; до четвертого – виробництва металообробної та електротехнічної промисловості; до п'ятого – виробництва приладобудування, будівельних матеріалів, стиснених та зріджених продуктів розділення повітря тощо.

Територія санітарно-захисної зони повинна бути упорядкована та озеленена. В її межах можуть бути розміщені менш шкідливі підприємства, пожежні депо, гаражі, склади тощо. При розробці генеральних планів підприємств повинні враховуватися санітарно-гігієнічні вимоги. Площадка під підприємство повинна мати відносно рівну поверхню і нахил до 0,002% для стоку поверхневих вод. За функціональним призначенням ця площадка повинна розділятися на зони: передзаводську, виробничу, підсобну і складську. При забудові площадки між спорудами, що освітлюються крізь віконні прорізи, слід передбачати санітарні розриви, які приймаються не менше найбільшої висоти до верху карнизу споруд, що розміщені напроти.

Центральний вхід на територію підприємства слід передбачати з боку основного підходу чи під'їзду працівників. Територія підприємства повинна мати впорядковані пішохідні доріжки (тротуари) від центрального та додаткових прохідних пунктів до всіх будівель і споруд. До будівель і споруд по всій їх довжині має передбачатися під'їзд пожежних автомобілів. Територія підприємства має бути озеленена, площа цих ділянок повинна складати не менше 10% площі підприємства.

Усі підприємства повинні мати системи водопостачання та каналізації.

Пристрої питного водопостачання (фонтанчики) необхідно розміщувати у проходах виробничих приміщень, вестибюлях, кімнатах відпочинку, на відкритих площадках території підприємства тощо. Мережі господарсько-питного водопостачання мають бути відділені від тих, що подають технічну

воду. Норми витрат води на господарсько-питні потреби в зміну становлять 45 л на працівника у гарячих цехах та 25 л – у звичайних цехах.

Каналізація поділяється на виробничу, господарсько-фекальну та зливову. Забороняється спуск господарсько-фекальних та виробничих стічних вод у поглинаючі колодязі, щоб запобігти забрудненню водоносних шарів ґрунту. Спуск незабруднених виробничих стічних вод допускається у зливну каналізацію, що призначена для стікання атмосферних опадів. Якщо концентрація шкідливих речовин у суміші стічних вод підприємства та міських стічних вод не перевищує встановлених норм, то спуск стічних вод, що вміщують шкідливі речовини, після відповідної обробки допускається у міську каналізаційну мережу[13].

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

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.

Характер забруднення повітря робочої зони шкідливими речовинами залежить від технологічного процесу, використовуваної сировини, виду проміжних та кінцевих продуктів, а також ефективності заходів та технічних засобів, що використовуються на виробництві з метою запобігання забрудненню повітря. Так, пара виділяється внаслідок використання різноманітних рідких речовин, наприклад, кислот, розчинників, бензину, ртуті, металів у розплавленому стані тощо, а гази – у випадках проведення технологічних процесів, наприклад, зварювання, термічної обробки металів, нанесення гальванічного покриття, з гірських порід, а також утворюються при окисленні органічних речовин[13].

Основні засоби зниження токсичності та димності:

- переведення роботи транспортних та двигунів сільськогосподарської техніки на біологічне паливо рослинного походження[1,7,12];
- 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;
- 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;
- системи глибокої комплексної утилізації низькопотенціального тепла сучасних поршневих двигунів внутрішнього згоряння на основі термохімічних циклів[1,3,5].

4.4. Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум – це всякий небажаний для людини звук, який наносить шкоду її здоров'ю, знижує працездатність та може обумовити травми внаслідок несприйняття попереджувальних сигналів. З фізичної точки зору звук – це хвильові коливання, що поширюються в пружному середовищі (газі, рідині або твердих тілах). Швидкість поширення звукової хвилі залежить від властивостей середовища і, насамперед, від його щільності. Так, у повітрі при нормальних атмосферних умовах вона становить 344 м/с. Основними характеристиками звукових коливань є звуковий тиск, інтенсивність (сила) звуку та їх частота.

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.

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[4,9].

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 невідновлені сили та ударні процеси. Її джерелами є зворотнопоступальні рухи елементів машин, невідновлені обертальні маси, удари елементів машин та інструментів тощо.

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

4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного двигуна

Основними вимогами з охорони праці, що ставляться до машин і механізмів, є їх безпечність для людини, надійність і зручність експлуатації. Безпечність виробничого обладнання, машин і механізмів досягається за рахунок правильного вибору принципів дії, кінематичних схем, конструктивних рішень, робочих тіл, параметрів технологічних процесів та використанням різноманітних засобів захисту. Останні за можливості повинні входити до складу машин і агрегатів та бути багатофункціональними (одночасно вирішувати кілька завдань).

Надійність машин і механізмів визначається вірогідністю порушення нормальної роботи обладнання. Такі порушення можуть бути причиною аварій та травм. Суттєве значення для забезпечення надійності має міцність конструктивних елементів, яка залежить від характеристик матеріалів, з яких виготовляються деталі машин та механізмів, характеристик елементів кріплення (різьбових з'єднань, зварних швів, шпонок, штифтів тощо), а також умов їх експлуатації (наявності та якості мастильних матеріалів, величини зносу, корозії тощо).

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;

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 [9].

ВИСНОВОК

Згідно завдання на кваліфікаційну роботу для здобуття ступеня вищої освіти «магістр» було виконано: «Проект стаціонарного дизельного двигуна потужністю 650 кВт з дослідженням екологічних показників при роботі на соєвої олії». Прототипом проектованого двигуна було прийнято дизельний двигун з наддувом 6 ЧН 26/34 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 26/34.

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.

Було запропоновано здійснити аналітичним методом тепловий розрахунок робочого процесу поршневого двигуна на двох видах рідкого палива - дизельному та соєвої олії. За результатами аналітичного розрахунку було отримано ряд параметрів теплового розрахунку 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 було описано перспективи та переваги використання біологічного палива із рослинних олій. Основними перевагами соєвої олії перед мінеральним дизельним паливом є його невичерпність та екологічність. Вона практично не містить сірки, забезпечує значне зниження шкідливих викидів в атмосферу при згорянні.

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%.

Основні параметри отриманні в результаті проведеного розрахунку приведенні в таблиці 2.7.1.

За результатами проведених теоретичних досліджень отримано слідуючі висновки:

- найбільший вплив на індикаторні та ефективні показники робочого процесу двигуна має величина нижчої теплоти згоряння палива, що використовується;
- середній елементарний склад палива суттєво впливає на екологічні показники та вміст токсичних компонентів в продуктах згоряння [7].

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 [1,6,11].

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

низкопотенціального тепла металлогідридної установкою неперервного дії. Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. № 2. – С.57- 62.

3. O. 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. Брендюля, 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 металлогідридної установкою неперервного дії. Двигатели внутреннего сгорания. - 2014. № 1.– С.35-41.

6. Доценко С. М., Ченчик Д. О., Чебаненко В. О. Альтернативні палива для дизельних двигунів з відновлювальних джерел енергії. VII Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасний стан та проблеми двигунобудування». Україна, м. Миколаїв, НУК, 24-25 листопада 2022 р. – 16-17с.

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 палива з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згорання». 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. С.М. Доценко Конвертація дизельних двигунів сільськогосподарської техніки для роботи на метиловому ефірі ріпакової олії. Збірник наукових праць КНТУ.– Кіровоград : КНТУ, 2007. Випуск № 37. – С.219–223.

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

14. 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.