

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка паливної системи для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 110 кВт для забезпечення його роботи на паливі із ріпакової олії.
Двигун-прототип – 6ЧН 13/14

Виконав: студент групи 41-ЕМ-20з

_____ **Шевченко В.С.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **викладач**
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Дубовець А.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Шевченко Владиславу Сергійовичу

1. Тема роботи: «Розробка паливної системи для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 110 кВт для забезпечення його роботи на паливі із ріпакової олії. Прототип – 6ЧН13/14»

Керівник роботи Дубовець А. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 05.02.24 за № 10.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 03.06.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН13/14, номінальною потужністю 140 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ЧН13/14.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу і динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка паливної системи

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Дизельний двигун 6Ч13/44 (СК), 2. Схема паливної системи (СП), 3. Підігрівач палива (СК), 4. Форсунка (СК), 5. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки (ІД)

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «16» лютого 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції двигуна-прототипу	14.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок теплового балансу двигуна	26.03.2024	
4.	Проектування паливної системи	05.04.2024	
5.	Розробка організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	12.04.2024	
6.	Розробка креслення двигуна 6Ч13/14	18.04.2024	
7.	Розробка креслення паливної системи	26.04.2024	
8.	Розробка креслення форсунки	10.05.2024	
9.	Побудова діаграм динаміки	12.05.2024	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2024	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2024	

Студент _____ Шевченко В.С.
(підпис)Керівник роботи _____ Дубовець А. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка паливної системи для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 110 кВт для забезпечення його роботи на паливі із ріпакової олії, Прототип 6ЧН13/14» складається із Вступу, 4-х розділів, Висновку та 5 Додатків – 5 листів креслень формату А1.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції двигуна-прототипу 6Ч13/14, розрахований робочий процес дизельного двигуна 6Ч13/14 з визначенням його основних параметрів, приведене обґрунтування вибраної паливної системи. Також виконані необхідні розрахунки на міцність деталей проектного двигуна. На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять специфікації на дизельний двигун 6Ч13/14, підігрівач палива, форсунку; креслення дизельного двигуна 6Ч13/14 (поперечний переріз), схему паливної системи, форсунку, розпилювач, а також індикаторну діаграму та діаграми сил, що діють на КШМ.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий цикл, паливна система, форсунка, діаграми сил, охорона праці.

Annotation

The explanatory note to the qualification work on the topic "Development of a fuel system for a 4-stroke diesel engine with a capacity of 110 kW to ensure its operation on riapak oil fuel, Prototype 6XH13/14" consists of an Introduction, 4 sections, Conclusion and 5 Appendices – 5 sheets of drawings in A1 format.

The text part of the explanatory note contains a description of the design of the 6Ch13/14 prototype engine, the calculated working process of the 6Ch13/14 diesel engine with the determination of its main parameters, and a justification of the selected fuel system. Necessary calculations on the strength of the detailed designed engine were also performed. At the end of the qualification work, labor and environmental protection measures were developed, and general conclusions were drawn on the work performed. Annexes to the explanatory note contains specs on a diesel engine 6Ч13 / 14, a fuel heater, nozzle; Drawings of a diesel engine 6Ч13 / 14 (cross-section), a fuel system scheme, nozzle, a sprayer, as well as an indicator diagram and a diagram of forces operating on KCHM.

Key words: diesel engine, working cycle, fuel system, nozzle, diagrams of forces, labor protection.

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6Ч13/14	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна.....	14
2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна	16
2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна	18
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	29
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	34
РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ	
3.1 Особливості роботи дизельних двигунів на ріпаковій олії... ..	38
3.2 Розрахунок паливної системи	43
3.3 Опис системи підготовки палива з розрахунком підігрівача палива.....	44
3.4 Розрахунок на міцність стержня шатуна.....	49
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1 Охорона праці.....	55
4.2 Захист навколишнього середовища.....	58
ВИСНОВКИ	63
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	65

					ПІННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Шевченко				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Дубовець					н	3	72
Н. контр	Дубовець							
Затвердив	Нестеренко					41-ЕМ-20з		

ДОДАТКИ

Додаток 1	Дизельний двигунн 6Ч13/14 (Поперечний розріз), СК, А1.....	66
Додаток 2	Паливна система, СП, А1.....	67
Додаток 3	Електричний Підігрівач палива, СП, А1... ..	68
Додаток 4	Форсунка, СК, А1.....	69
Додаток 5	Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ.....	70

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В зв'язку із ростом цін на нафтопродукти та скороченням запасів нафти все більш актуальним стають роботи, направлені на використання в ДВЗ альтернативних палив. Необхідність їх використання в двигунах автотракторного призначення обумовлена також загостренням екологічних проблем, створених різким збільшенням автомобільного парку. Ці фактори визначають необхідність пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Діапазон видів палива, що виробляється із цих ресурсів, достатньо широкий. Це і палива із корисних викопних: природного газу, газового конденсату, вугілля, горючих сланців, бітумінозних пісків; палива рослинного та тваринного походження: рослинного масла, палива із біомаси, та жирів із тварин; одержаних із неорганічних та органічних ресурсів синтетичні палива, спирти та ефіри.

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають палива рослинного походження, що виробляються із поновлюваної сировини. Використання біопалива значно розширить сировинну базу для виробництва моторних палив, зробить її практично невичерпною. До таких біопалив відносяться і рослинні олії з фізико – хімічними властивостями, які дозволяють використовувати їх в якості палива для дизельних двигунів. Використання рослинних олій та їх похідних в якості моторного палива забезпечить зниження викидів в атмосферу вуглекислого газу, що відноситься до групи «парникових газів», оскільки вуглекислий газ, що утворюється при згорянні біопалива, поглинається в процесі вирощування культур, що містять олію.

Для покращення техніко-економічних показників дизелів, що працюють на рослинній олії, забезпечення їх надійності, характеристик шумності, токсичності та димності відпрацьованих газів необхідне проведення складних робіт по конструюванню, випробуванню та дослідженню паливної апаратури та системи підготовки палива.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На процес сумішоутворення в дизелі відводиться дуже малий проміжок часу, протягом якого точно відміряна кількість палива повинна бути подана в камеру згоряння по визначеній характеристиці та під великим тиском, перемішане із стиснутим повітрям та підготовлене для найбільш ефективного згоряння. У зв'язку з цим до паливних систем дизелів пред'являються жорсткі вимоги.

На сьогодні ще не розроблені теоретичні методи підбору оптимальних характеристик впорскування палива, кінематичних та динамічних характеристик основних елементів паливної системи. Їх підбирають головним чином при спільній доводці паливної системи та в цілому дизеля на стендах, що потребує великих затрат часу та коштів.

В кваліфікаційній роботі розроблена система підготовки палива, яка призначена для підігрівання та очищення палива із рослинної олії, що забезпечить надійну роботу паливної апаратури та якісне розпилювання палива і його згоряння, що призведе до підвищення техніко-економічних показників дизеля.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН13/14

Двигун Ярославського моторного заводу (рис.1.1) 6ЧН13/14 виконаний по конструктивній схемі з V-образним розташуванням циліндрів, що зроблено для зменшення габаритів двигуна і його маси.

Дизельний двигун 6ЧН13/14 має високі техніко-економічні показники: значну потужність, підвищений термін служби, експлуатаційну надійність і хорошу паливну економічність.

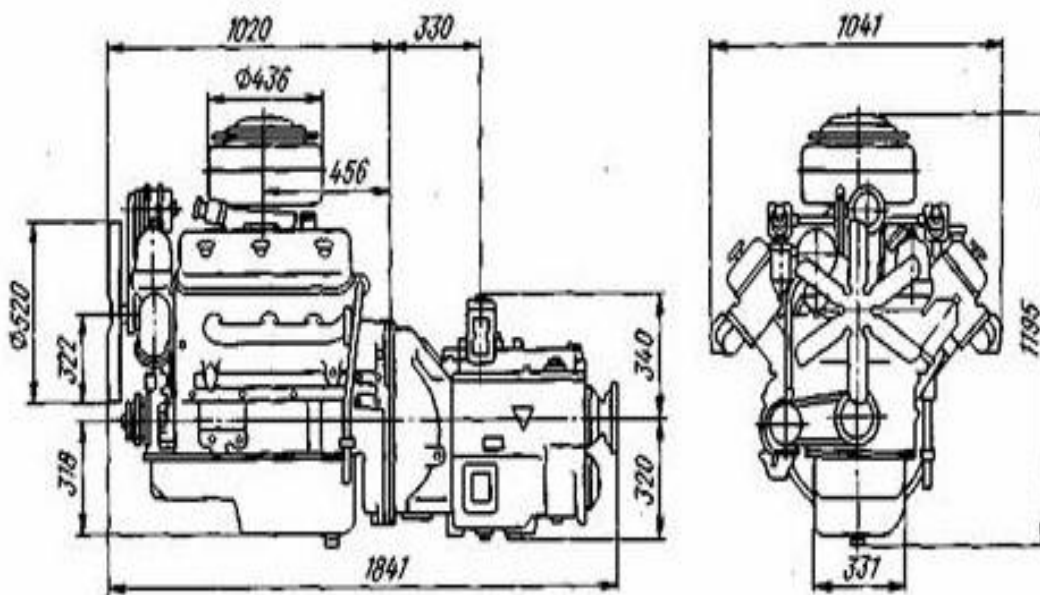


Рисунок 1.1
Габаритні
розміри двигуна
6ЧН13/14

Високі техніко-економічні показники досягаються досконалим робочим процесом по чотиритактному циклу і застосуванням неподіленої камери згорання в поршні. Будь-яке задане число оборотів двигуна підтримує автоматично з високою точністю всережимний регулятор.

До основних особливостей конструкції двигунів серії ЯМЗ відносяться:

- кут розвалу циліндрів, рівний 90° ;
- дві взаємозамінні головки блоку циліндрів;
- повноопорний колінчастий вал із загальною шатуновою шийкою для кожної пари шатунів;

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

-розташований центрально розподільний вал системи газорозподілу і роликові штовхачі приводу клапанів, що коливаються;

Характерною особливістю двигунів є також раціональне розміщення агрегатів, що у поєднанні з простотою конструкції робить їх доступними при експлуатації і для ремонту. Вузли і деталі, обслуговування яких обов'язково в процесі експлуатації, розташовані в доступних місцях, переважно в передній частині двигуна і в розвалі циліндрів.

На кришці шестерень розподілу у передній частині двигуна розміщені водяний насос, вентилятор системи охолодження і щуп для контролю рівня масла в піддоні.

Від шківів колінчастого валу двигуна приводяться в дію ременем безпосередньо водяний насос.

У верхній передній частині двигуна розташовані фільтр тонкого очищення палива, генератор системи електроустаткування, які кріпляться до верхньої кришки блоку. Електричний генератор підзарядки акумуляторів приводяться в дію ременем від шківів, встановлених на валу вентилятора.

З лівого боку на передньому торці блоку циліндрів розміщені фільтри грубого і тонкого очищення масла.

Поздовжній і поперечний розрізи двигуна 6Ч13/14 показані на рис. 1.2 і рис.1.3. Вузли і агрегати двигуна розміщені в блок-картері. До переднього торця блоку болтами кріпиться лита ножовподібна кришка шестерень газорозподілу і приводу агрегатів. У порожнині між кришкою і передньою стінкою блоку розташовані передня противага системи врівноваження двигуна і шестерні приводу вентилятора, паливного насоса і газорозподіли, що знаходяться в зачепленні з шестернею колінчастого валу.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Від шестерні колінчастого валу приводиться в дію також масляний насос, закріплений на кришці переднього корінного підшипника.

Знизу блок-картер закритий піддоном, який одночасно служить ємкістю системи мастила двигуна. На спеціальних полках з правого боку нижньої частини блок-картера встановлений електростартер для пуску двигуна. На привалочну площину кожного ряду циліндрів встановлюють взаємозамінні головки циліндрів, В головках циліндрів розташовуються клапанний механізм системи газорозподілу і форсунки. Порожнини клапанних механізмів в головках закриваються штампованими сталевими кришками, одна з яких має маслоналивний патрубок, що використовується для заливки масла в двигун.

На бічних поверхнях головок із зовнішнього боку кріпляться випускні трубопроводи, а з боку розвалу — впускні трубопроводи і водовідвідні труби. На передніх кінцях водовідвідних труб встановлені термостати системи охолодження двигуна. Порожнини коробок термостатів сполучені з порожниною всмоктування водяного насоса спеціальними трубами, утворюючими при закритих термостатах малий круг циркуляції рідини. Впускні трубопроводи об'єднані перехідником, на якому встановлений повітряний фільтр. Паливний насос високого тиску в зборі з регулятором числа оборотів розміщений у розвалі циліндрів. Там же розташований паливopідкачуючий насос і автоматична муфта випередження впорскування палива.

Гільзи циліндрів, відлиті з високоміцного чавуна і вставляються у розточки блок-картера і притискаються по верхньому бурту головкою блока. Між зовнішніми поверхнями гільз та стінками блока утворена сорочка охолодження, для ущільнення якої на кожній втулці циліндру знизу встановлена пара гумових кілець.

В головці циліндрів розташовані клапани механізму газорозподілу – по одному впускному і одному випускному на кожний циліндр, а також форсунка.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До верхньої плити головки циліндрів кріпляться стойки з коромислами приводу клапанів, яка зверху закрита ковпаком. До торця головки кріпиться водозбірний трубопровід, по якому вода з порожнини охолодження відводиться до водо-повітряного радіатора.

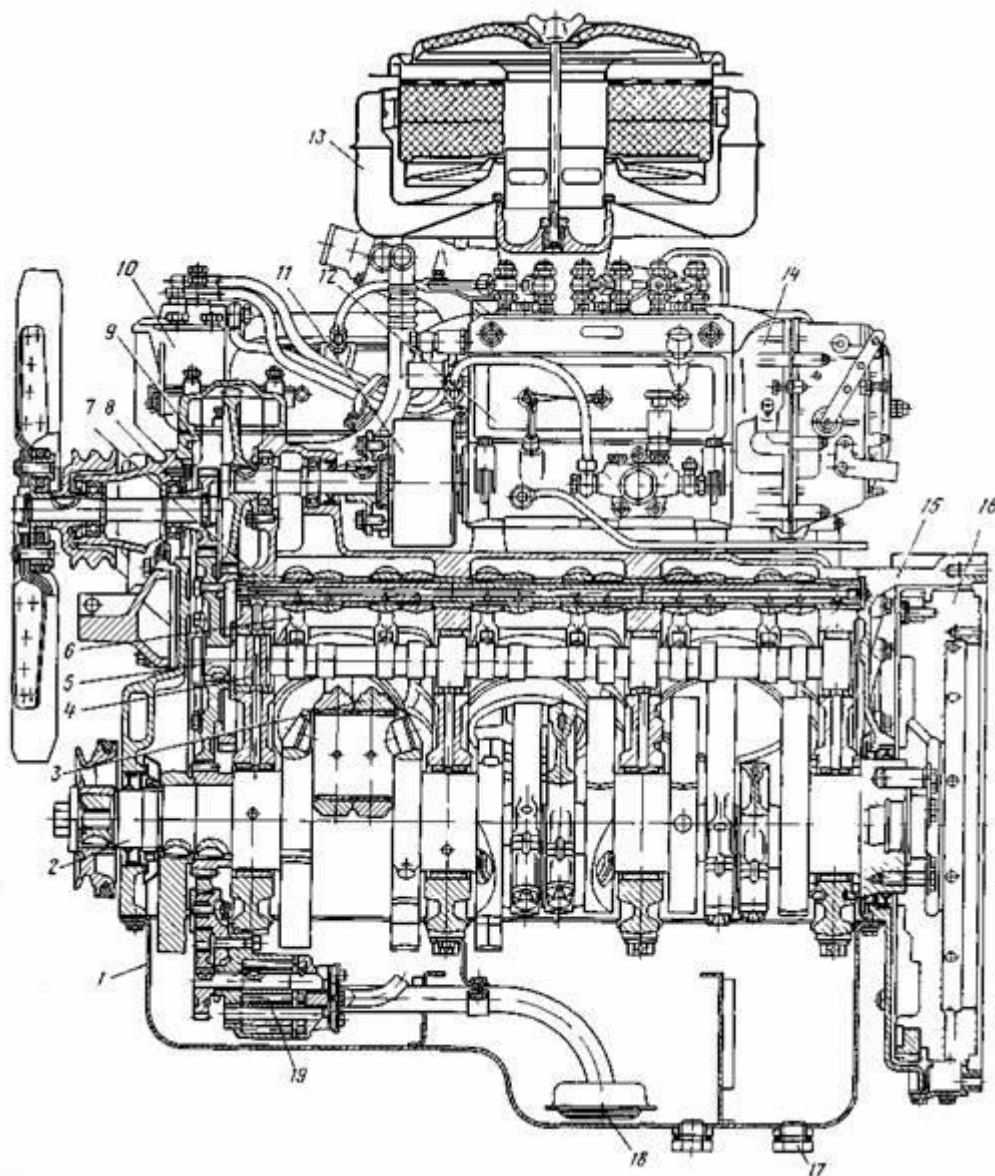


Рисунок 1.2 Поздовжній розріз двигуна 6Ч 13/14

1 — масляний картер; 2 — колінчастий вал; 3 — шатун; 4 — блок циліндрів; 5 — розподільний вал; 6 — штовхачі штанг клапанів; 7 — вісь штовхачів; 8 — вал приводу паливного насоса; 9 — кришка розподільних шестерень; 10 — фільтр тонкого очищення палива; 11 — автоматична муфта випередження уприскування палива; 12 — паливний насос високого тиску; 13 — повітряний фільтр; 14 — регулятор частоти обертання; 15 — картер маховика; 16 — маховик; 17 — пробка для спуску масла; 18 — маслозбірник; 19 — масляний насос.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

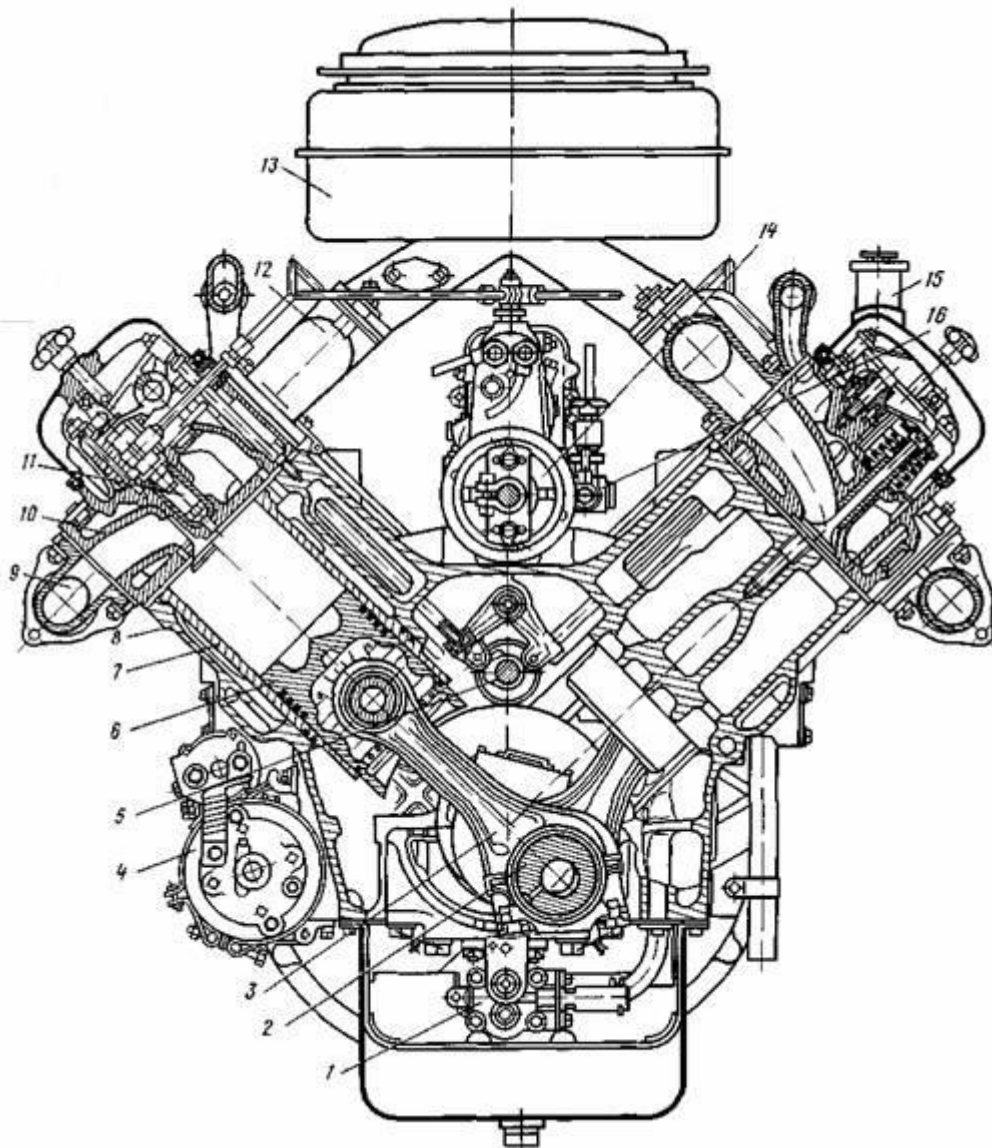


Рисунок 1.3 Поперечний розріз двигуна 6Ч 13/14

1 — масляний насос; 2 — колінчастий вал; 3 — шатун; 4 — стартер; 5 — розподільний вал; 6 — поршень; 7 — гільза циліндрів; 8 — блок циліндрів; 9 — випускний трубопровід; 10 — головка циліндрів; 11 — форсунка; 12 — впускний трубопровід; 13 — повітряний фільтр; 14 — паливний насос високого тиску; 15 — маслозаливна горловина; 16 — паливопідкачуючий насос.

Клапани впускні та випускні виготовлені із жароміцної сталі. На посадочну фаску впускного клапана наплавлений прошарок твердого сплаву. Сідла впускних клапанів виготовлені з жароміцного чавуна і запрессовані в головку циліндрів. Направляючі втулки клапанів із пористої металокераміки мають хороші антифрикційні властивості при високій температурі поверхневого тертя.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Кожний клапан має дві пружини. Тарілка пружини з'єднується з клапаном спеціальним замком, який забезпечує примусове провертання клапана під час роботи двигуна, що підвищує надійність клапана і сідла.

Розподільчий вал – застосовується один на два ряди циліндрів, сталевий, штампований, розташований у верхній частині картера в поздовжній площині двигуна. Рух від кулачків, індивідуальних для кожного клапана, передається до клапанів роликowymi штовхачами.

Колінчастий вал виготовлений гарячою штамповкою зі якісної сталі. До заднього торця колінчастого валу кріпиться болтами чавунний маховик, який фіксується на фланці колінчастого валу двома призонними штифтами.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників виготовлені зі сталевих стрічки з антифрикційним шаром зі свинцевистої бронзи БрС30. У верхньому вкладиші корінних підшипників проточена канавка для підвода мастила. Від провертання і осьового зміщення вкладиші фіксуються звичайним способом - штампованими на вкладишах виступами, які входять в пази, що фрезеровані в опорах. Дві пари бронзових напівкільць, розміщених на четвертій корінній опорі, створюють упорний підшипник колінчастого валу.

Шатуни з двотавровим перерізом стержня штампуються із високоякісної сталі. Головний підшипник шатуна представляє собою дві запресовані в його верхню головку втулки із антифрикційної бронзи. Масло для змащування підшипника підводиться від кривошипного підшипника по осьовому отвору в стрижні шатуна. Нижня головка шатуна має косий роз'єм під кутом 55°. Кришка головки шатуна кріпиться двома болтами, які стопоряться замковими шайбами. Поверхня стикування кришки із стержнем шатуна виконана плоскою.

Поршні відлиті з висококремністого алюмінієвого сплаву АЛ-4. З шатуном поршень з'єднується пальцем плаваючого типу, який захищений від осьового зміщення стопорними пружинними кільцями.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Три компресійних кільця трапецієвидного перерізу і одне маслоз'ємне кільце розташовані у верхній частині поршня. Робоча поверхня верхнього компресійного кільця покрита шаром пористого хрому. Виймка в головці поршня утворює камеру згоряння. Паливні форсунки закритого типу і при установці зміщені відносно вісі циліндра для підвищення термічної міцності перемичок головки поміж сідлами клапанів.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проектного двигуна

Для забезпечення економічності роботи двигуна потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках на міцність. Також повинні бути враховані різні умови роботи двигуна, які можуть виникнути в процесі його експлуатації. Допустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму та конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна може бути знижена при правильному виборі параметрів згоряння палива, виборі оптимального кута випередження подачі палива та коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. На рівень надійності двигуна також впливає надійність і безвідмовність системи пуску.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через втулку циліндру.

Двигун не повинен бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Застосування двигуна для приводу електричного генератора обумовлює вимоги до таких параметрів, як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу дизеля потрібно враховувати його призначення, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів та наявні експериментальні дані.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\varepsilon = 12,5$. [8]

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля. [8]

- тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа [6] і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,15$. [8]

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [6]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [6].

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [8]

- Механічний ККД двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [8]

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [8]

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	$P_e =$	110	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	2500	хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5	
Число циліндрів	$i =$	6	
Тиск наддуву	$P_b =$	0,101	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,81	
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,101	МПа
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,105	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	

Паливо:

Пальне - ріпакова олія

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,775 \quad H = 0,12 \quad O = 0,105$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 37800 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,775}{12} + \frac{0,12}{4} - \frac{0,105}{32} \right) = 0,466 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 2895 \times L_0 = 2895 \times 0,466 = 135 \text{ кГ/кДж}$$

Кількість свіжого заряду повітря

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

$$M_1 = 0,89595 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,072 \text{ кмоль/кг}$$

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

Кількість O_2 : $M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times I_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,084 кмоль/кг

Кількість N_2 : $M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times I_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,708 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль / кг}$ 0,929 кмоль/кг

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$T_b = 293,0 K$

Тиск в кінці впуску.

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

число з інтервалу = 0,95

$P_d = 0,096 \text{ МПа}$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $\Delta T_1 = (30 - 100^\circ)$ ступінь охолодження повітря

$\Delta T_1 = 0 K$

$\gamma_r = 0,039$

Температура в кінці впуску.

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

$T_d = 319,7 K$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_a} \times \frac{T_a - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

$\Phi_c = 0,911$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_a = \frac{P_a \times 10^6}{R_H \times (T_a - \Delta T_1)}, \text{ кг / м}^3$$

$R_{\Pi} = 287 \text{ Дж/(кг} \times \text{K)}$ - універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_{\text{в}} = 1,201 \text{ кг/м}^3$$

5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1,4 - 15/n \text{ при } n = 350 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_1 = 1,394$$

Тиск в кінці стиску. $P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}$

$$P_c = 3,24 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 864,8 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

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

$$mC_{v'} = 22,16 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,037$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,035$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 23,3018$$

$$v = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''_p = mC v'' + 8,134, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 31,436$$

$$v = 0,00182$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 5,19 \text{ МПа}$$

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 одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,0019$$

$$B = 32,54$$

$$C = 64211,21$$

Звідки:

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

$$T_z = 1788,1 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,34$$

7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,34$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n}$$

$$n_2 = 1,180$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\varepsilon} = 0,32 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 1022,7 \text{ К}$$

8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 0,74 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 0,70 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,438$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(кВт·год.)}$$

$$v_i = 0,193 \text{ кг/(кВт·год.)}$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

$$S_{ПР} = 0,14 \text{ м - хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР} = 11,67 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,227 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 0,472 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,68$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,30$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$v_e = 0,286 \text{ кг/(кВт. год)}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 31,51 \text{ кг/год}$$

0 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.

$$V_{st} = 11,20 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 1,866 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 1,077$$

$$d = 130,20 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 140,2 \text{ мм}$$

1 Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 140 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 11,14 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 109,5 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 109,7 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,46 \%$$

2.3.1 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми [10]

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6Ч13/14 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	0,70
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	3,24
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ϵ	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	5,19
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,34
8.Ступінь наступного розширення	δ	-	9,32
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$P_{ct} = P_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} = 3,24 / (V/V_c)^{1,37} \quad (1)$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{roz} = P_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 5,19 \cdot 1,34^{1,25} / (V/V_c)^{1,25} = 7,48 / (V/V_c)^{1,25}, \text{ МПа} \quad (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	3,24	64,8	5,19	103,8
1,34	2,17	43,4	5,19	103,8
1,75	1,51	30,2	3,72	74,4
2,0	1,25	25,0	3,15	63,0
2,5	0,92	18,4	2,38	47,6
3,0	0,72	14,4	1,89	37,8
4,0	0,48	9,6	1,32	26,4
5,5	0,31	6,2	0,89	17,8
7,0	0,23	4,6	0,66	13,2
8,5	0,17	3,4	0,52	10,4
10	0,14	2,8	0,42	8,4
12,5	0,10	2,0	0,33	6,6

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6Ч13/14

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива.

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1=10^\circ$ ПКВ.

$\Delta\varphi_2=10^\circ$ ПКВ- кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - момент початку відкриття випускного клапана.

r' - момент початку відкриття впускного клапану.

r'' - момент закриття випускного клапана.

d - момент закриття впускного клапану.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

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

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,07/0,28 = 0,25$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $P_r = 0,105$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,14$ м
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 3,24$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 5,19$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
c , до ВМТ	20	0,0730	8,0
f , до ВМТ	10	0,0189	2,1
b , після ВМТ	130	1,715	188,8
r' , до ВМТ	70	0,767	88,2
r'' , після ВМТ	50	0,1647	49,4
d , до ВМТ	150	1,8968	218,1

Ордината точки r'' $P_r/m_p = 0,105/0,05 = 2,1$ мм.

Тиск газів у ВМТ $P_{c'} = 1,2 \cdot P_c = 1,23 \cdot 24 = 3,89$ МПа;

$P_{c''}/m_p = 3,89/0,05 = 77,8$ мм.

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = P_{max} = 5,19$ МПа.

$$P_{zd}/m_p = 5,19/0,05 = 103,8 \text{ мм.}$$

$$\text{Поправка Брікса } OO_1 = R\lambda_l/2 = 700,25/2 = 8,78 \text{ мм.}$$

$$\text{Масштаб переміщення } m_s = S/AB = 70/230 = 0,304 \text{ мм/мм.}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 8,78/0,304 = 28,9 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на

листі Додатку 5 графічної частини кваліфікаційної роботи. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

1. Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	109,5 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	2500 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	130 мм
хід поршня:	$S =$	140 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання пальмової олії:	$Q_H =$	37800 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	31,51 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,44
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,30
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,896 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	0,929 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	319,7 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,81

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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.

2.1. Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{IT} = B_r \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{IT} = 330,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{IT} приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 109,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 33,10 \%$$

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

$$Q'_e = 109,6 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_c) / Q_c \cdot 100\%$$

$$\Delta = -0,1 \%$$

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{т.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

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

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вып.} = 0,01 - 0,05 \quad 0,04$$

$$Q_w = 62,86 \text{ кВт}$$

2.3.2 Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a = 0,15$; $b = 0,018$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

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

$$C_m = 11,67 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,00186 \text{ м}^3$$

$$P_n = 16,72 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 16,72 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається із камери згоряння через стінки втулок циліндрів та утворюється при терті поршнів

$$Q_B = Q_W + Q_{Г.П.}$$

$$Q'_B = 79,57 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{me} \cdot \Delta T_e}$$

K = 1,2 - 1,5 - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

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

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

$\Delta T_e = (6 - 10)^\circ\text{C}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_e = 8^\circ\text{C}$$

$$V_B = 0,00356 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_B \cdot \Delta P_e / \eta_{в.н.}$$

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

$\eta_{в.н.} = 0,5 - 0,6$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,55$$

$$P_{в.н.} = 0,63 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 0,63 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{Г.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 80,21 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{Г.П.} \cdot 100\%$$

$$q_B = 24,24 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$$mC_p'' = 32,08 \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p' = 29,09 \quad \text{ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

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

$$t_r = 477$$

- температура залишкових газів.

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

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

$$Q_M = 10,83 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 3,27 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{IT} - (Q_e + Q_g + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 16,6 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 5,0 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	109,5	33,1
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	80,2	24,2
теплота, яка виноситься випускними газами	113,7	34,4
теплота, яка відводиться маслом	10,8	3,3
невраховані теплові втрати	16,6	5,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	330,8	100,0

$t_d = 46,7$ - температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 113,7 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 34,4 \%$$

2.5. Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насоса:

2.5.1 Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$P_{mi} = 0,63 \text{ МПа} \text{ - середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{MD} = 0,0834$$

тоді

$$Q_{MD} = 27,59 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 10,24 \text{ кВт}$$

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$$\kappa = 1,2 - 1,5 \text{ - коефіцієнт запасу} \quad \kappa = 1,4$$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00095 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,6 - 0,7$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{M.H.} = 0,59 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{M2} = P_{MH}$

$$Q_{M2} = 0,59 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧ 13/14.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

- Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

- сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно-поступально

$$F = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

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

r – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β – кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 6Ч 13/14 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,13 \text{ м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 2500 \text{ об/хв}$
в) Ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 103,8 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 5,19 \text{ МПа}$
д) кривошипно - шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,07/0,28 = 0,25$
е) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально	$m_s = 8,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,07 \text{ м}$
л) кут максимального тиску	$\Delta \varphi = 10^\circ$
к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n / 30 =$	
$= 3,14 \cdot 2500 / 30 = 261,7 \text{ рад/с.}$	

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку 5 графічної частини кваліфікаційної роботи.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ °	РЦ	F _Г	F _И	F _d	F _N	F _r	F _k	F _Г	F _И	F _d	F _N	F _r	F _k
ПКВ	ММ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	2,0	1,33	-18,33	-17,01	0,00	-17,01	0,00	2,0	-27,6	-25,6	0,0	-25,6	0,0
15	2,0	1,33	-17,34	-16,02	-1,04	-15,20	-5,15	2,0	-26,1	-24,1	-1,6	-22,9	-7,8
30	2,0	1,33	-14,53	-13,21	-1,66	-10,61	-8,05	2,0	-21,9	-19,9	-2,5	-16,0	-12,1
45	2,0	1,33	-10,37	-9,04	-1,62	-5,25	-7,54	2,0	-15,6	-13,6	-2,4	-7,9	-11,4
60	2,0	1,33	-5,50	-4,17	-0,93	-1,29	-4,08	2,0	-8,3	-6,3	-1,4	-1,9	-6,1
75	2,0	1,33	-0,62	0,71	0,18	0,01	0,73	2,0	-0,9	1,1	0,3	0,0	1,1
90	2,0	1,33	3,67	4,99	1,29	-1,29	4,99	2,0	5,5	7,5	1,9	-1,9	7,5
105	2,0	1,33	6,97	8,30	2,06	-4,14	7,48	2,0	10,5	12,5	3,1	-6,2	11,3
120	2,0	1,33	9,17	10,49	2,33	-7,26	7,92	2,0	13,8	15,8	3,5	-10,9	11,9
135	2,0	1,33	10,37	11,70	2,10	-9,76	6,79	2,0	15,6	17,6	3,2	-14,7	10,2
150	2,0	1,33	10,87	12,19	1,54	-11,33	4,77	2,0	16,4	18,4	2,3	-17,1	7,2
165	2,0	1,33	10,99	12,32	0,80	-12,10	2,42	2,0	16,6	18,6	1,2	-18,2	3,6
180	2,0	1,33	11,00	12,33	0,00	-12,33	0,00	2,0	16,6	18,6	0,0	-18,6	0,0
195	2,0	1,33	10,99	12,32	-0,80	-12,10	-2,42	2,0	16,6	18,6	-1,2	-18,2	-3,6
210	2,2	1,46	10,87	12,33	-1,55	-11,45	-4,82	2,2	16,4	18,6	-2,3	-17,3	-7,3
225	2,4	1,59	10,37	11,96	-2,15	-9,98	-6,94	2,4	15,6	18,0	-3,2	-15,0	-10,5
240	2,6	1,72	9,17	10,89	-2,42	-7,54	-8,22	2,6	13,8	16,4	-3,6	-11,4	-12,4
255	3,1	2,06	6,97	9,03	-2,25	-4,51	-8,14	3,1	10,5	13,6	-3,4	-6,8	-12,3
270	3,8	2,52	3,67	6,19	-1,60	-1,60	-6,19	3,8	5,5	9,3	-2,4	-2,4	-9,3
285	5,4	3,58	-0,62	2,96	-0,74	0,05	-3,05	5,4	-0,9	4,5	-1,1	0,1	-4,6
300	7,9	5,24	-5,50	-0,26	0,06	-0,08	0,25	7,9	-8,3	-0,4	0,1	-0,1	0,4
315	13,0	8,62	-10,37	-1,75	0,31	-1,01	1,46	13,0	-15,6	-2,6	0,5	-1,5	2,2
330	24,1	15,99	-14,53	1,45	-0,18	1,17	-0,88	24,1	-21,9	2,2	-0,3	1,8	-1,3
345	43,7	28,99	-17,34	11,65	-0,76	11,05	-3,74	43,7	-26,1	17,6	-1,1	16,7	-5,6
360	71,0	47,10	-18,33	28,76	0,00	28,76	0,00	71,0	-27,6	43,4	0,0	43,4	0,0
375	130,4	86,50	-17,34	69,16	4,48	65,64	22,23	130,4	-26,1	104,3	6,8	99,0	33,5
390	74,8	49,62	-14,53	35,08	4,42	28,17	21,37	74,8	-21,9	52,9	6,7	42,5	32,2
405	42,3	28,06	-10,37	17,69	3,18	10,26	14,75	42,3	-15,6	26,7	4,8	15,5	22,2
420	35,8	23,75	-5,50	18,25	4,05	5,62	17,83	35,8	-8,3	27,5	6,1	8,5	26,9
435	25,0	16,58	-0,62	15,96	3,97	0,29	16,45	25,0	-0,9	24,1	6,0	0,4	24,8
450	18,6	12,34	3,67	16,00	4,13	-4,13	16,00	18,6	5,5	24,1	6,2	-6,2	24,1

Продовження таблиці 2.7

465	15,3	10,15	6,97	17,12	4,26	-8,55	15,43	15,3	10,5	25,8	6,4	-12,9	23,3
480	14,0	9,29	9,17	18,45	4,09	-12,77	13,93	14,0	13,8	27,8	6,2	-19,3	21,0
495	12,4	8,23	10,37	18,60	3,34	-15,51	10,79	12,4	15,6	28,0	5,0	-23,4	16,3
510	10,5	6,96	10,87	17,83	2,25	-16,57	6,97	10,5	16,4	26,9	3,4	-25,0	10,5
525	8,4	5,57	10,99	16,56	1,07	-16,28	3,25	8,4	16,6	25,0	1,6	-24,5	4,9
540	6,9	4,58	11,00	15,58	0,00	-15,58	0,00	6,9	16,6	23,5	0,0	-23,5	0,0
555	3,7	2,45	10,99	13,45	-0,87	-13,21	-2,64	3,7	16,6	20,3	-1,3	-19,9	-4,0
570	2,0	1,33	10,87	12,19	-1,54	-11,33	-4,77	2,0	16,4	18,4	-2,3	-17,1	-7,2
585	2,0	1,33	10,37	11,70	-2,10	-9,76	-6,79	2,0	15,6	17,6	-3,2	-14,7	-10,2
600	2,0	1,33	9,17	10,49	-2,33	-7,26	-7,92	2,0	13,8	15,8	-3,5	-10,9	-11,9
615	2,0	1,33	6,97	8,30	-2,06	-4,14	-7,48	2,0	10,5	12,5	-3,1	-6,2	-11,3
630	2,0	1,33	3,67	4,99	-1,29	-1,29	-4,99	2,0	5,5	7,5	-1,9	-1,9	-7,5
645	2,0	1,33	-0,62	0,71	-0,18	0,01	-0,73	2,0	-0,9	1,1	-0,3	0,0	-1,1
660	2,0	8,59	-5,50	3,09	-0,69	0,95	-3,02	12,9	-8,3	4,7	-1,0	1,4	-4,6
675	2,0	1,33	-10,37	-9,04	1,62	-5,25	7,54	2,0	-15,6	-13,6	2,4	-7,9	11,4
690	2,0	1,33	-14,53	-13,21	1,66	-10,61	8,05	2,0	-21,9	-19,9	2,5	-16,0	12,1
705	2,0	1,33	-17,34	-16,02	1,04	-15,20	5,15	2,0	-26,1	-24,1	1,6	-22,9	7,8
720	2,0	1,33	-18,33	-17,01	0,00	-17,01	0,00	2,0	-27,6	-25,6	0,0	-25,6	0,0

3 РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

3.1 Особливості роботи дизельних двигунів на ріпаковій олії

Основними видами моторних палив, вживаних на автомобільному транспорті, є бензин і дизельне паливо різних сортів і марок. Останніми роками в країнах СНД проводяться дослідження у напрямку покращення енергетичного забезпечення автомобільного транспорту традиційними паливами шляхом підвищення виходу світлих нафтопродуктів за рахунок глибини переробки нафти і оптимізації якості палива (на жаль, це не відноситься до України, оскільки видобуток нею нафти складає приблизно всього 4 млн. т.). Багато зарубіжних науково-дослідних центрів двигунобудівних фірм проводять дослідження, які направлені на рішення завдань забезпечення економії палива і заміни традиційних рідких вуглеводневих палив паливами ненафтового походження.

У зв'язку зі швидко зростаючою дефіцитністю рідких палив нафтового походження і посилюванням світових норм на токсичність вихлопних газів концепція біодизеля представляється одним з кращих варіантів рішення вказаних проблем. Перехід на біопаливо означає децентралізацію принаймні частини паливно-енергетичного комплексу, демонополізацію виробництва пального і зниження капітальних витрат на його виробництво, в якому використовуються традиційні сільськогосподарські машини і механізми.

Біопаливна технологія органічно вписується в схему фермерської діяльності, забезпечуючи енергетику транспорту і сільськогосподарських машин, підтримуючи родючість ґрунту (після прибирання рапсу, на кожному гектарі залишається в землі близько 65 кг азоту, 34 кг фосфорної кислоти, 60 кг калія), поставляючи корм для худоби. Для умов України оптимальною може опинитися ферма з посівною площею до 40 – 50 га, п'ята частина якої відводиться під ріпак. Обов'язковою вимогою до такого господарства є використання макухи для корму худоби (фермер може тримати 30 голів корів).

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунки показують, що витрати на виробництво рапсового насіння – 17700 МДж/га; витрати на витягання олії – 700 МДж/га; енергія, отримана від масла – 22200 МДж/га: таким чином, енергетичний прибуток з кожного гектара – 3800 МДж (по енергетичній цінності це відповідає 110 літрам дизельного палива).

У таблицях 3.1, 3.2 приведені фізико-хімічні показники РМ, ДТ і їх сумішей в інтервалі температур 20 – 70°C. Дані при температурах 50 – 70°C необхідні для розрахунків процесів випаровування і сумішоутворення, оскільки саме до цих температур нагрівається паливо при його стисненні в нагнітальній секції паливного насоса.

Таблиця 3.1

Показники	ДТ	РМ
Щільність, кг/м ³ , при t=20 °С	826	913
Кінематична в'язкість, мм ² /с, при t=20°C	3,83	8,0
Поверхнєве натягнення, Н/м, при t=20°C	27,1·10 ⁻³	30,7·10 ⁻³
Цетанове число, не менше	45	48
Температура, °С:		
займання (не менше)	60	56
застигання (не більш)	-10	-8
Коксованість 10% залишку в % (не більше)	0,5	0,3
Кислотне число, мгКОН/г	0,06	0,5
Зміст у %:		

сірки, не більше	0,2	0,02
золи, не більше	0,02	0,02
води	відсутній	відсутній
Сумарний зміст гліцерину % (max)	-	0,3
Нижча теплота згорання, МДж/кг	42,5	37,7

Таблиця 3.2

Склад палива	Щільність ρ , кг/м ³			Кінематична в'язкість ν , мм ² /с			Динамічна в'язкість $m \cdot 10^3$, Па·с			Поверхневий натяг $\sigma \cdot 10^3$, Н/м	
	20°	50°	70°	20°	50°	70°	20°	50°	70°	20°	50°
РМ	913	891	878	-	-	17.4	-	-	15.3	33.2	31.8
МЭРМ	877	856	842	8.0	4.25	3.1	7.02	3.64	2.61	30.7	29.2
ДТ	826	805	791	3.83	2.11	1.67	3.16	1.7	1.32	27.1	25.3
30%МЭРМ + 70% ДТ	841	821	806	4.87	2.67	2.1	4.1	2.19	1.69	27.8	26.0
50%МЭРМ + 50% ДТ	851	830	816	5.62	2.97	2.38	4.78	2.46	1.94	28.6	26.9
75%МЭРМ + 25% ДТ	864	843	829	6.93	3.68	2.74	5.99	3.1	2.27	29.5	27.8

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дані таблиці 3.2 дозволяють провести якісну оцінку впливу характеристики його впорскування, динаміку розвитку паливного факела, дрібності розпилювання і таке інше. Вони свідчать про те, що динамічна в'язкість РМ більше в'язкості ДТ в два рази. Зростання в'язкості приводить до збільшення далекобійності паливного факела. У зв'язку з цим зменшується частка об'ємного сумішоутворення, велика частина палива потраплятиме на стінки камери згорання. Крім того, зменшується кут розсіяння паливного факела, збільшується середній діаметр крапель. Зростання поверхневого натягнення РМ по відношенню до ДТ на 14% є причиною збільшення неоднорідності розпилювання палива. У зв'язку із зростанням щільності РМ по відношенню до ДТ на 6% збільшиться максимальний тиск перед форсункою, зрушиться у бік збільшення дійсний момент почала уприскування палива.

Таблиця 3.3. Параметри палива, що характеризують впорскування, і сумішоутворення

№ п/п	Параметри	ДТ	РМ
1	Кут початку впорскування, град п.к.в.	348,0	346,0
2	Тривалість впорскування, град п.к.в.	20,3	20,3
3	Максимальний тиск перед форсункою, МПа	57,46	62,86
4	Критерій Вебера	785952	868205

5	Критерій М	0,000373	0,001395
6	Швидкість закінчення палива U_{0M} , м/с	255	279
7	Середній діаметр крапель d_{32} , м·10 ⁶	22,7	24,8
8	Дійсний коефіцієнт випаровування В	403,4	326,1
9	Кут розкриття струменя, град	23,8	21,7

Зрештою це приводить до погіршення ефективних показників двигуна, зокрема об'ємна ефективна витрата палива збільшується на 6%.

Дослідження дозволяють зробити висновки про те, що для забезпечення техніко-економічних показників при застосуванні РМ необхідна інтенсифікація процесів впорскування, сумішоутворення і згорання. Позитивний вплив на ці процеси може надати підігрів впорскуваного палива (~до 70°C), що приведе до поліпшення фізико-хімічних показників палива; збільшення тиску впорскування палива (~ до 80 МПа) приведе до зменшення діаметру крапель палива, що розпилюється; інтенсифікація турбулізації повітряного заряду дозволить поліпшити процеси випаровування і сумішоутворення.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

3.2 Розрахунок елементів паливної системи

Визначаємо подачу паливопідкачуючого насоса:

$$W = K \cdot \frac{N_e \cdot g_e}{\rho_n};$$

де:

$P_e = 110$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$g_e = 0,286$ кг/(кВт год) - питома витрата палива двигуна;

ρ_n - густина палива;

Приймаємо $\rho_n = 878$ кг/м³;

$\kappa = 2 - 3$ - коефіцієнт запасу подачі;

Приймаємо $\kappa = 3$

$$W = K \cdot \frac{N_e \cdot g_e}{\rho_n} = 0,107 \text{ м}^3/\text{год};$$

Визначаємо потужність паливопідкачуючого насоса:

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5};$$

де:

H - напор насоса, приймається орієнтовно $H = 30 - 60$ м;

Приймаємо $H = 50$ м. вод.ст.

η_n - ККД насоса.

Для шестерених насосів $\eta_n = 0,7 - 0,75$; для гвинтових: $\eta_n = 0,8 - 0,85$;

Приймаємо $\eta_n = 0,75$

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5} = 0,171 \text{ кВт};$$

Визначаємо площу фільтруючої поверхні паливного фільтра:

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жс}}};$$

де:

v_n - швидкість фільтрації

Для сітчатих фільтрів: $v_n = 0,02 - 0,05$ м/сек;

Для пластінчатих фільтрів: $v_n = 0,06 - 0,12$ м/сек;

Для дотно-щілових фільтрів: $v_n = 0,02 - 0,05$ м/сек;

Прийнято $v_n = 0,05$ м/сек;

$k_{\text{жс}} = 0,2 - 0,3$ - коефіцієнт живого перетину;

Прийнято $k_{\text{жс}} = 0,3$

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жс}}} = 0,002 \text{ м}^2;$$

Таким чином, отримано наступні результати розрахунків:

Продуктивність паливопідкачуючого насоса W , м³/год 0,107

Потужність, що споживається паливопідкачуючим насосом $N_{\text{пн}}$, кВт 0,171

Площа фільтруючої поверхні фільтра F_{ϕ} , м² 0,0020

3.3 Опис системи паливопідготовки і розрахунок підігрівача палива

Під системами паливопідготовки розуміється сукупність засобів, що забезпечують приймання, зберігання, перекачування, і підготовку до спалювання в дизелі палива. Як правило, такі системи включають комплекс додаткового устаткування (сепаратори, що самоочищаються; якщо останні відсутні, регулятори в'язкості, підігрівачі), а паливні цистерни обладнуються змійовиками загального і місцевого підігріву, трубопроводи ізолюються і часто забезпечуються паровими супутниками.

Розглянемо схему системи паливопідготовки, яка використана для даного дизеля. Вона включає паливоподаючий насос, самоочистний сепаратор, електричний підігрівач палива перед двигуном, фільтр грубого очищення і фільтр тонкого очищення, паливопідкачуючий насос.

Підготовка палива здійснюється в такій послідовності. Спочатку з цистерн основного запасу паливо перекачується паливоподаючим насосом по трубопроводу на сепарацію. Відсепароване паливо насосом сепаратора подається до підігрівача. Після вторинного відстою в теплоізольованій цистерні, паливопідкачуючий насос подає паливо через фільтр тонкого очищення до насосу високого тиску.

Завдяки витратній цистерні можна прокачувати систему перед пуском двигуна і забезпечити плавний перехід з одного сорту палива на інший.

Відсепаровані відходи скидаються в цистерну, а саме: вода і відходи з близькою до неї густиною, важчі відходи, що скопилися в шламовому просторі сепаратора. Очищення цистерн здійснюється поршневим осушним насосом.

Надійне перекачування палива забезпечується, якщо його в'язкість не вища 100° ВУ (740 сст). Терморегулятори підігрівача палива перед двигуном повинні забезпечити температуру біля 70°C.

На якість сепарації робить вплив і періодичність розвантаження барабана сепаратора від шламу. Розвантаження сепаратора рекомендується робити при

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

заповненні грязьової камери на 50%.

Звичайно оптимальний режим сепарації вдається знайти лише поступово в процесі наладки роботи сепаратора.

В роботі використовується сепаратор з безперервною промивкою барабана. Цей сепаратор представляється перспективним, перш за все тому, що його робочий процес протікає безперервно, тоді як в звичному сепараторі, що самоочищається, робота чергується з розвантаженнями, що пов'язане з порушенням настройки, зміною температури і кількості палива і води. Сепараторів з безперервною промивкою барабана простіше не тільки експлуатувати, але і автоматизувати.

Розрахунок підігрівача палива

Вихідні данні:

Потужність двигуна (номінальна), P_e , кВт.....110

Номінальне число обертів двигуна, n , об/хв.....2500

Годинна витрата палива, V , кг/год.....28,7

Основні характеристики ріпакової олії:

Щільність, ρ , кг/м³.....913

В'язкість при 50°C, мм²/с.....4,25

Коксуємість, % (не більше)0,4

Зольність, % (не більше)0,01

Температура:

Спалаху в закритому тігелі, °C (не менше)120

Застигання, °C (не вище) - 8

Кількість тепла, яке необхідне для підігріву ріпакової олії:

$Q = c \cdot V \cdot \Delta t$, КДж/год

де:

c - теплоємність ріпакової олії

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$c = 0,5 \text{ ккал/}(\text{кг}\cdot\text{град}) = 2,1 \text{ КДж/}(\text{кг}\cdot\text{град});$$

$$B = 28,7 \text{ кг/год};$$

Δt - температура підігріву;

$$\Delta t = t_2 - t_1, ^\circ\text{C}$$

де:

$t_1 = 20^\circ\text{C}$ - температура ріпакової олії на вході в підігрівач;

$t_2 = 70^\circ\text{C}$ - температура ріпакової олії на виході з підігрівача;

$$\Delta t = 70 - 20 = 50^\circ\text{C}$$

$$Q = 2,1 \cdot 28,7 \cdot 50 = 3013,5 \text{ КДж/год}$$

Потужність електропідігрівача:

$$N = \frac{Q}{t}, \text{ кВт}$$

$$N = \frac{3013,5}{3600} = 0,84 \text{ кВт}$$

З урахуванням теплових втрат в навколишнє середовище і необхідність наявності резервної потужності електропідігрівача для надійної роботи дизеля на ріпаковій олії приймаємо встановлену потужність електропідігрівача:

$$N_{\text{уст}} = 2 \cdot N, \text{ кВт}$$

$$N_{\text{уст}} = 2 \cdot 0,84 = 1,7 \text{ кВт}$$

Необхідна потужність одного електропідігрівача:

$$N_{\text{вст}} = \frac{N_{\text{уст}}}{i}, \text{ кВт}$$

$$N_{\text{вст}} = \frac{1,7}{17} = 0,1 \text{ кВт} = 100 \text{ Вт}$$

де:

i – кількість електротенів в підігрівачі моторного палива;

$$i = 17 \text{ шт.}$$

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Потужність електронагрівача, що розташований у витратній цистерні

$$P = \frac{Q}{3600}, \text{ кВт}$$

Теплові втрати в навколишнє середовище

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t, \text{ КДж/год}$$

де:

α - коефіцієнт тепловіддачі від поверхні витратної цистерни до навколишнього повітря:

$$\alpha = 8 \dots 10 \text{ ватт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$$

$$\alpha = 5 \text{ ватт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$$

Δt – температура підігріву

$$\Delta t = t_6 - t_{\text{пов}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

де:

$t_6 = 50^\circ\text{C}$ – температура зовнішньої поверхні цистерни;

$t_{\text{пов}} = 20^\circ\text{C}$ – температура повітря;

$$\Delta t = 50 - 20 = 30^\circ\text{C}$$

F – зовнішня площа витратної цистерни;

$$Q = 9,5 \cdot 10 \cdot 30 = 2850 \text{ КДж/год}$$

$$P = \frac{2850}{3600} = 0,791 \text{ кВт}$$

Діаметр трубопроводу для подачі ріпакової олії до двигуна

знаходимо з рівняння:

$$V = 3600 \cdot (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot V_{\text{п}} \cdot \rho$$

звідки:

$$d = \sqrt{(4 \cdot \rho) / (\pi \cdot V \cdot V_{\text{п}} \cdot 3600)}, \text{ м}$$

де:

$V_{\text{п}}$ - швидкість протікання палива в трубопроводі

$$V_{\text{п}} = 0,3 \dots 0,5 \text{ м/с}$$

					ПІННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$V_{\text{н}}=0,45 \text{ м/с}$

$d = \sqrt{(4 \cdot 913) / (3,14 \cdot 28,7 \cdot 0,45 \cdot 3600)} = 0,040 \text{ м} = 40 \text{ мм}$

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розрахунок на міцність стержня шатуна

Розрахунок стержня шатуна на міцність необхідно виконати для перевірки його працездатності при збільшеній частоті обертання колінчастого валу

3.4.1 Визначення основних розмірів шатуна

1. Діаметр циліндра

$$D = 0,13 \text{ м}$$

2. Зовнішній діаметр поршневого пальця

$$d_{\text{п}} = (0,3-0,45) \cdot d = 0,38 \cdot 0,13 = 0,0495 \text{ м}$$

3. Внутрішній діаметр верхньої головок

$$d_{\text{вг}} = (1,1-1,25) \cdot d_{\text{п}} = 1,12 \cdot 0,0495 = 0,055 \text{ м}$$

4. Зовнішній діаметр верхньої головки

$$d_{\text{нг}} = (1,3-1,7) \cdot d_{\text{п}} = 1,5 \cdot 0,0495 = 0,074 \text{ м}$$

5. Довжина втулки верхньої головки шатуна

$$L_{\text{ш}} = (0,33-0,45) \cdot d = 0,4 \cdot 0,13 = 0,052 \text{ м}$$

6. Діаметр шатунної шийки

$$d_{\text{шш}} = (0,56-0,75) \cdot d = 0,7 \cdot 0,13 = 0,091 \text{ м}$$

7. Товщина стінки вкладиша нижньої головки

$$t_{\text{в}} = (0,03-0,05) \cdot d_{\text{шш}} = 0,04 \cdot 0,091 = 0,0045 \text{ м}$$

8. Відстань між шатунними болтами

$$L_{\text{б}} = (1,3-1,75) \cdot d_{\text{шш}} = 1,55 \cdot 0,091 = 0,140 \text{ м}$$

9. Довжина нижньої головки

$$L_{\text{к}} = (0,45-0,95) \cdot d_{\text{шш}} = 0,5 \cdot 0,091 = 0,0455 \text{ м}$$

9. Довжина шатуна

$$L = \frac{r}{0,25} = \frac{0,07}{0,26} = 0,27 \text{ м}$$

10. Розміри двотаврового перерізу стрижня шатуна

Висота полки

$$h = (1,2-1,7) \cdot h_{\text{мин}} = 1,2 \cdot 0,0445 = 0,0535 \text{ м}$$

де

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$h_{\min} = (0,5-0,65) \cdot d_{\text{нр}} = 0,6 \cdot 0,074 = 0,0445 \text{ м}$$

Ширина полки

$$b = (0,55-0,75) \cdot h = 0,7 \cdot 0,0535 = 0,0375 \text{ м}$$

Середня товщина полки (приймається конструктивно)

$$c = 0,01 \text{ м}$$

Товщина верхньої стінки (приймається конструктивно)

$$a = 0,04 \text{ м}$$

При цьому $a > c$; $0,04 > 0,01 \text{ м}$

3.4.2 Умови роботи шатуна

Шатун зазнає знакоперемінних газових та інерційних сил.

Крім напружень стиску в стрижні шатуна виникають напруження розтягування і згинання.

3.4.3 Вимоги до матеріалу шатуна:

- забезпечення високої міцності;
- малі відносні подовження;
- високий опір удару;
- висока межа при роботі на втому;
- мінімальна маса при необхідній міцності і надійності.

Вибір марки матеріалу

Обираємо сталь 40 ГОСТ 1050-74

Механічні властивості матеріалу шатуна

$\sigma_T = 350 \text{ МПа}$ – границя текучесті

$\sigma_B = 500 \text{ МПа}$ – тимчасовий опір розтягуванню

3.4.4 Розрахунок шатуна на міцність

Вихідні дані:

Діаметр циліндра

$$D = 0,13 \text{ м}$$

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Хід поршня

$$S = 0,14 \text{ м}$$

Частота обертання колінчастого валу

$$n = 2500 \text{ хв}^{-1}$$

Кривошипно-шатунне відношення – відношення радіусу кривошипу до довжини шатуна

$$\lambda_L = 0,26$$

Максимальний тиск в циліндрі

$$P_{\max} = 5,19 \text{ МПа}$$

Маса поршневої групи

$$m_{\Pi} = 3 \text{ кг}$$

Маса шатуна

$$m_{\text{шт}} = 4 \text{ кг}$$

Розрахунок стрижня шатуна

$$F_{\text{ст}} = P_{\max} \cdot A - m_S \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda_L) \cdot 10^{-6}$$

$$F_{\text{ст}} = 5,19 \cdot 0,013 - 4,33 \cdot 0,07 \cdot 261,7^2 \cdot (1 + 0,26) \cdot 10^{-6} = 0,042 \text{ МН}$$

де

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30} = \frac{3,14 \times 2500}{30} = 261,7 \text{ с}^{-1} - \text{кутова швидкість обертання колінчастого}$$

валу

$$r = \frac{S}{2} = \frac{0,14}{2} = 0,07 \text{ м} - \text{радіус кривошипу колінчастого валу}$$

$$A = 0,013 \text{ м}^2 - \text{площа поршня}$$

Сила, що розтягує стрижень шатуна

$$F_p = - m_S \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda_L) \cdot 10^{-6} = - 4,33 \cdot 0,07 \cdot 261,7^2 \cdot (1 + 0,26) \cdot 10^{-6} = - 0,026 \text{ МН}$$

Площа середнього перерізу стрижня шатуна

$$A_{\text{ср}} = L \cdot h - (b - a) \cdot (h - 2 \cdot c) - \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = 0,27 \cdot 0,0535 - (0,0375 - 0,04) \cdot$$

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\cdot (0,0535 - 2 \cdot 0,01) - \frac{3,14 \times 0,007^2}{4} = 0,00143 \text{ м}^2$$

де:

$d_m = 0,007 \text{ м}$ – діаметр осьового отвору в стрижні шатуна

Момент інерції середнього перерізу стрижня шатуна

$$I_x = \frac{b \times h^3 - (b - a) \times (h - 2 \times c)^3}{12}$$

$$I_x = \frac{0,0375 \times 0,0535^3 - (0,0375 - 0,04) \times (0,0535 - 2 \times 0,01)^3}{12} = 4,864 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$$

$$I_y = \frac{h \times b^3 - (h - 2 \times c) \times (b - a)^3}{12}$$

$$I_y = \frac{0,0535 \times 0,0375^3 - (0,0535 - 2 \times 0,01) \times (0,0375 - 0,04)^3}{12} = 2,821 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

Коефіцієнти, що враховуються гнучкість стержня шатуна

$$K_x = 1 + 0,0005 \cdot \left(\frac{L^2}{I_x} \right) \cdot A_{cp} = 1 + 0,0005 \cdot \left(\frac{0,27^2}{4,864 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 0,00143 = 1,107$$

$$K_y = 1 + 0,0005 \cdot \left(\frac{l_1^2}{4I_y} \right) \cdot A_{cp} = 1 + 0,0005 \cdot \left(\frac{0,1925^2}{4 \cdot 2,821 \cdot 10^{-6}} \right) \cdot 0,00143 = 1,002$$

де

$$l_1 = L - \frac{d_{\text{АА}} + (d_{\text{ОО}} + 2t_{\text{а}})}{2} = 0,27 - \frac{0,055 + (0,091 + 2 \cdot 0,0045)}{2} = 0,1925 \text{ м}$$

Максимальні напруження від стискаючої сили в площині коливання шатуна

$$\sigma_{x\max} = \frac{K_x \times F_{CT}}{A_{cp}} \leq [\sigma_{x\max}]; \text{ МПа}$$

$$\sigma_{x\max} = \frac{1,107 \cdot 0,042}{0,00143} = 32,5 \text{ МПа} < 200 \text{ МПа}$$

Максимальні напруження від стискаючої сили в площині, перпендикулярній площині коливання шатуна

$$\sigma_{y\max} = \frac{K_y \times F_{CT}}{A_{CP}} \leq [\sigma_{y\max}]; \text{ МПа}$$

					ПІННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$\sigma_{y\max} = \frac{1,002 \times 0,042}{0,00143} = 30,6 \text{ МПа} < 200 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{x\max}] = [\sigma_{y\max}] = 200 \text{ МПа}$$

Мінімальне напруження від розтягуючої сили

$$\sigma_{p\min} = - \frac{F_p}{A_{CP}} \leq [\sigma_{p\min}]; \text{ МПа}$$

$$\sigma_{p\min} = - \frac{-0,026}{0,00143} = \frac{0,026}{0,00143} = 18,3 \text{ МПа}$$

$$18,3 < 100 \text{ МПа}$$

Середні напруження і амплітуди циклів

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{x\max} + \sigma_{p\min}}{2} = \frac{32,5 + 18,3}{2} = 25,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{y\max} + \sigma_{p\min}}{2} = \frac{30,6 + 18,3}{2} = 24,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{x\max} - \sigma_{p\min}}{2} = \frac{32,5 - 18,3}{2} = 7,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{y\max} - \sigma_{p\min}}{2} = \frac{30,6 - 18,3}{2} = 6,15 \text{ МПа}$$

Запас міцності по межі втоми

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1P}}{\frac{\sigma_{ax}}{E\sigma \times \beta} + \varphi_{\sigma P} \times \sigma_{mx}} > [n_{\sigma x}] = 1,5$$

$$n_{\sigma x} = \frac{140}{\frac{7,1}{0,55 \cdot 2} + 0,2 \cdot 25,4} = 11,5 > 1,5$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1P}}{\frac{\sigma_{ay}}{E\sigma \times \beta} + \varphi_{\sigma P} \times \sigma_{my}} > [n_{\sigma y}] = 1,5$$

$$n_{\sigma y} = \frac{140}{\frac{6,15}{0,55 \times 2} + 0,2 \times 24,5} = 12,8 > 1,5$$

Межа втоми матеріалу шатуна при змінному навантаженні

$$\sigma_{-1P} = 0,28 \cdot \sigma_B = 0,28 \cdot 500 = 140 \text{ МПа}$$

					ПІННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт, що залежить від довжини шатуна

$$E_{\sigma} = 0,5522$$

Коефіцієнт якості поверхні стержня шатуна

$\beta = 1,2 - 2,5$ – при цементації

$\beta = 2$ - при штамповці заготовки

Коефіцієнт приведення циклу

$\varphi_{\text{ср}} = 0,2$ – вуглецеві сталі

Запас міцності по межі текучості

$$n_{tx} = \frac{\sigma_t}{\sigma_{ax} + \sigma_{mx}} > [n_{tx}] = 2,5 \dots 4$$

$$n_{tx} = \frac{350}{7,1 + 25,4} = 10,8 > 2,5 \dots 4$$

$$n_{ty} = \frac{\sigma_t}{\sigma_{ay} + \sigma_{my}} > [n_{ty}] = 2,5 \dots 4$$

$$n_{ty} = \frac{800}{6,15 + 24,5} = 11,4 > 2,5 \dots 4$$

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПАТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ І ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

Аналіз небезпечних і шкідливих для здоров'я людини виробничих факторів при роботі двигуна внутрішнього згорання в машинному відділенні.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пара, пил, надлишкова теплота, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою задачею, яка повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру та з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищенню концентрації шкідливих речовин, необхідно застосовувати примусову систему вентиляції, яка призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Кількість повітря, що надходить в приміщення повинна відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

2. Система вентиляції не повинна створювати рівень шуму на робочих місцях, який перевищує допустимі норми.

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Розрахунок системи вентиляції приміщення аварійного дизель-генератора.

Сумарні явні теплові витрати

$$\Sigma Q_{\text{явн}} = Q_{\text{ел.дв}} + Q_{\text{двз}} + Q_{\text{г.п.}} + Q_{\text{щ}}, \text{ кВт},$$

де $Q_{\text{ел.дв}}$ – тепловий потік від електродвигунів допоміжних механізмів

$$Q_{\text{ел.дв}} = N_{\text{ел}} \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right), \text{ кВт},$$

де $N_{\text{ел}} = 7 \text{ кВт}$ – сумарна споживана потужність електродвигунів механізмів,

$\eta = 0,85$ – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів

$$Q_{\text{ел.дв}} = 7 \cdot \left(\frac{1}{0,85} - 1 \right) = 1,24 \text{ кВт};$$

$Q_{\text{щ}} = 4 \text{ кВт}$ – тепловий потік від електричних щитів;

$Q_{\text{двз}} = 24 \text{ кВт}$ – тепловий потік від дизель-генератора;

$Q_{\text{г.п.}}$ – тепловий потік від гарячих поверхонь газоходів

$$Q_{\text{г.п.}} = q_{\text{гн}} \cdot F_{\text{гн}}, \text{ кВт},$$

де $q_{\text{гн}} = 190 \text{ Вт/м}^2$ – середня поверхнева щільність теплового потоку, який приймають при температурі поверхні 55°C по

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нормативних документах;

$F_{en} = 2,5 \text{ м}^2$ – площа нагрітої поверхні газоходів

$$Q_{e.n.} = 190 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 = 0,475 \text{ кВт},$$

$$\Sigma Q_{явн} = 1,24 + 24,5 + 0,475 + 4 = 30,215 \text{ кВт}.$$

Об'ємна витрата повітря для штучної вентиляції що подається в машинне відділення для асимілювання тепловиділення

$$L = \frac{3600 \cdot Q_{явн}}{C_p \cdot \rho \cdot (t_n - t_{зов})}, \text{ м}^3/\text{Годину},$$

де $C_p = 1,007 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$ – теплоємність повітря,

$t_p = 30 ^\circ\text{С}$ – температура повітря в приміщенні,

$t_{зов} = 20 ^\circ\text{С}$ – температура повітря в приміщенні,

$\rho = 1,12 \text{ кг}/\text{м}^3$ – щільність повітря

$$L = \frac{3600 \cdot 30,215}{1,007 \cdot 1,12 \cdot (30 - 20)} = 9644,5 \text{ м}^3/\text{Годину}.$$

Об'ємна витрата повітря на роботу ДВЗ

$$L_{гор} = \frac{3600 \cdot G}{\rho}, \text{ м}^3/\text{Годину},$$

де $G = 0,672 \text{ кг}/\text{с}$ – витрата повітря на двигун (вибирається по результатах теплового розрахунку)

$$L_{гор} = \frac{3600 \cdot 0,672}{1,12} = 2160 \text{ м}^3/\text{Годину}.$$

Сумарна витрата повітря

$$\Sigma L = L + L_{гор}, \text{ м}^3/\text{Годину},$$

$$\Sigma L = 9644,5 + 2160 = 11804,5 \text{ м}^3/\text{Годину}.$$

По результатах розрахунку обрана схема вентиляції та прийнято таке обладнання:

-вдування штучне, один осьовий електровентилятор (витрата повітря $12000 \text{ м}^3/\text{годину}$, повний тиск 1200 Па);

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

-витягування штучне та природне, один осьовий електровентилятор (витрата повітря 8000 м³/годину, повний тиск 1000 Па).

4.2 Захист навколишнього середовища

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації дизеля.

Основні компоненти шкідливих викидів з відпрацьованими газами.

Процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу в циліндрі дизеля супроводжується викидами відпрацьованих газів в атмосферу. До категорії найнебезпечніших забруднювачів, що містяться в них, відносяться наступні газоподібні речовини й частки, що викидаються із випускними газами: окисли азоту NO_x, що утворюються в циліндрах дизелів при температурі вище 1500°C, коли азот стає хімічно активним газом; окис вуглецю CO і двоокис вуглецю CO₂, що утворюються в результаті згоряння палива; сірчистий і сірчаний ангідриди SO₂ і SO₃, що утворюються в результаті окислювання присутньої в паливі сірки (елементарної, меркаптанові та ін.); продукти неповного згоряння палива CH_x, агломерація дрібних часток не повністю згорілого палива, частки не повністю згорілого масла, сажі й ін.

Утворення окислів азоту NO_x супроводжує робочий процес будь-якої енергетичної установки, якщо температура цього процесу вище 1500 °C. За таких умов атоми азоту стають хімічно активними в результаті втрати ними одного або декількох електронів.

Таким чином, для того, щоб зменшити зміст у випускних газах окислів азоту, необхідно: створення в камері згоряння умов, при яких не відбувається інтенсифікація процесу утворення хімічно активного

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

азоту; забезпечення максимально припустимої інтенсифікації процесу окислювання вуглеводнів (палива) у камері згоряння.

Окис вуглецю CO утворюється в результаті неповного згоряння палива, що є результатом недостатньо ефективного протікання робочого процесу в камері згоряння дизеля. До основних причин неповного згоряння палива відносяться: низькі експлуатаційні властивості застосовуваного палива; не оптимальне регулювання подачі палива в камеру згоряння дизеля; незадовільний стан паливної апаратури й деталей ЦПГ (нагар на розпилювачі форсунок, утворення неприпустимих відкладень у газовипускному тракті, втрата рухливості поршневих кілець; зношеність деталей паливної апаратури і ЦПГ).

Утворення окису вуглецю CO й окислів азоту NO_x пов'язані між собою прямо пропорційно, тобто чим більше вміст у випускних газах окису вуглецю, тим більший вміст і окислів азоту. Утворення окису вуглецю як результат неповного згоряння палива вказує на неефективне використання останнього в процесі перетворення його потенційної енергії в дизелі. Окис вуглецю при нормально організованому робочому процесі, правильному виборі застосовуваного палива й задовільному технічному стані дизеля не утворюється і у випускних газах практично не присутній.

Сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 утворюються в процесі згоряння палива, що містить сірку. Реакції окислювання сірки в сірчистий SO_2 і сірчаний SO_3 ангідриди проходять із виділенням теплоти, тому вони беруть участь у виробленні перетвореної в дизелі корисної енергії. Чим вище частка сірчаного ангідриду SO_3 , тим більше виділяється теплової енергії. Однак викиди цих ангідридів з випускними газами є небезпечними речовинами для навколишнього

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

середовища.

Серед зазначених ангідридів найбільшу небезпеку представляє сірчистий SO_2 , що викидається у вигляді газу. В результаті подальшого окислювання він переходить у сірчаний ангідрид SO_3 . При температурі нижче 110°C сірчаний ангідрид, з'єднуючись із парами води H_2O , утворює найбільш хімічно активну сірчану кислоту H_2SO_4 . Сірчаний ангідрид утворюється в циліндрі дизеля, а сірчана кислота - ще у випускному тракті, і можлива її нейтралізація очисними пристроями. Тому в процесі згоряння палива необхідно забезпечити окислювання сірки в сірчаний ангідрид.

Загальна кількість вмісту сірчистих речовин у випускних газах регламентується вмістом у паливі сірки, тому необхідно обмежити наявність сірки в застосовуваних паливах.

Тверді продукти згоряння палива (частки) у дизелі утворюються в результаті неповного окислювання найбільш важких його компонентів, і в першу чергу присутніх у ньому структурних (агрегатних) утворень: смолистих, смолисто-асфальтенових, смолисто-водяних, твердо-смолистих. Всі ці структурні системи, що не згоріли, утворюють основну масу твердих забруднень, що викидаються у вигляді сажі з випускними газами.

Двоокис вуглецю CO_2 є кінцевою газоподібною речовиною процесу перетворення потенційної енергії вуглецево-водневих енергоносіїв в енергетичних установках, зокрема в дизелях. На відміну від перерахованих речовин, що викидаються у складі випускних газів, виключити зміст у них двоокису вуглецю неможливо. Основний екологічно небезпечний вплив двоокису вуглецю CO_2 заключається в руйнуванні озонового шару атмосфери й створенні, таким чином, «парникового ефекту» на нашій планеті.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналіз даних по змісту екологічно небезпечних речовин у випускних газах на одиницю вироблюваної потужності дозволяє скласти баланс кількостей, що входять в установку й різні хімічні речовини, що викидаються із неї.

Нешкідливі, або ж нейтральні речовини (CO_2) в сумі складають 99% від загального об'єму випускних газів. Інші - менш 1% (10000 частин на мільйон - проміле, %) - містять у собі окисли азоту (NO_x), сірки (SO_x), окис вуглецю (CO), вуглеводні (C_xH_y) і механічні частки (сажа, зола).

Окис вуглецю CO , сажа й вуглеводні є результатом неповного згоряння палива. У зв'язку з більшим надлишком повітря у відпрацьованих газах суднових дизелів їх небагато в порівнянні з такою ж кількістю у високооборотних автотракторних дизелях і особливо бензинових карбюраторних двигунах. Однак, деякі вуглеводні мають сильні канцерогенні властивості. А тому, незважаючи на малу концентрацію, проблема зниження викиду цих компонентів залишається актуальною. Такі хімічні речовини, як NO_x , CO , SO_x та інші, потрапляючи в атмосферу, порушують її природний екологічний баланс внаслідок утворення слабких кислот.

Частка найбільш шкідливих викидів NO_x і SO_2 у відпрацьованих газах дизелів становить більше 80% об'єму всіх шкідливих викидів, тому завдання зниження емісії цих компонентів становить основу проблеми створення екологічно чистих суднових дизелів. Зміст окислів сірки SO_2 у відпрацьованих газах обумовлено наявністю сірки в паливі. При окислюванні сірки в камері згоряння дизеля утворюються SO_2 і SO_3 , причому переважно SO_2 (співвідношення 15:1).

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Утворення окислів азоту в камері згоряння дизеля обумовлено наявністю великого вмісту азоту, кисню та високих температур в окремих зонах розшарованого заряду.

Окислювання азоту починається при температурі вище 1227 °С, а при 2027 °С і більше реакція протікає досить швидко (час реакції близько $10^{-2} \div 10^{-6}$ с).

Окис азоту NO_x утворюється в зонах паливного факела, де суміш наближається по сполуці паливо-повітря до стехометричної, а локальна температура в зоні горіння може досягати 2230°C. І хоча максимальна температура згоряння робочих газів в дизелях не перевищує 1730°C, зазначена обставина обумовлює високі значення емісії NO_x . Окисли азоту утворюються також через наявність азоту в паливі. Як показали проведені дослідження, цей азот значно більше активний у хімічних реакціях окислювання в порівнянні з атмосферним азотом.

Токсичність випускних газів у великій мірі визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так, застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування деталей циліндро-поршневої групи. Отже, при виборі сорту палива вирішальне значення мають мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка паливної системи для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 110 кВт для забезпечення його роботи на паливі із ріпакової олії. Прототип – 6ЧН 13/14" включає в собі конструкторські креслення, пояснювальні і розрахункові матеріали по дизельному двигуну 6Ч13/14 і розробку паливної системи та підігрівача палива на основі ріпакової олії. Кваліфікаційна робота оформлена пояснювальною запискою та графічної частиною роботи (5 листів формату А1).

Дизельний двигун 6Ч13/14 потужністю 110 кВт застосовується для приводу електрогенератора постійного або змінного струму і встановлюється в машинній залі електростанції. Загальна конструкція дизеля 6Ч13/14 показана в Додатку 1 графічної частини роботи, а в розділі 1 приведений його опис.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 110$ кВт) виконані розрахунки робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задану потужність дизельного двигуна можна отримати при ступеню стиску $\varepsilon = 12,5$ і коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,8$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані в Додатку 5 графічної частини роботи.

Значне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції підігрівача палива на основі ріпакової олії, який забезпечує необхідну вязкість палива перед подачею його в паливний насос високого тиску та форсунку шляхом нагріву його до температури $70...80^{\circ}\text{C}$. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованого підігрівача палива електричного типу.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Принципова схема подачі палива показана в Додатку 2 графічної частини роботи, а складальне креслення підігрівача показана в Додатку 3 роботи.

В третьому розділі також виконаний перевірочний розрахунок на міцність стержня шатуна, так як в запроєктованого двигуна частота обертання колінчастого валу зросла ($n = 2500 \text{ хв}^{-1}$) в порівнянні з двигуном – прототипом ($n = 2200 \text{ хв}^{-1}$).

Дизельний двигун 6Ч13/14 є джерелом шуму і вібрації, а тому велику увагу в роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2004.
2. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2000.
3. Іодловський В.І., Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми», Первомайськ ППІ 2000.
4. Коваленко І.Н., Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння», Первомайськ ППІ 2005.
5. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
6. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
7. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
8. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
9. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
10. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
11. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
12. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil. Proceedings of 24th Inter-national Scientific Conference Transport Means, 2020: - Kaunas, Lithuania, 2020 – Part, 1038p.,
ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (online) pp. 671-675
13. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2.
ISSN 0419-8719, сторінки публікації: 79-81
14. Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК ім. адм. Макарова. Наукове видання № 2-3 (491-492) 2023р. сторінки публікації: 49-56.

					ПННІ НУК 142.41.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65