

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 «бакалавр»

на тему: Розробка паливної системи для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 110 кВт., який використовує в якості палива рапсову олію.

Виконав:

студент групи 54-ЕМ-20з

_____ ***Шеремет Ю. С.***
(підпис)

Керівник роботи:

Старший викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Грабовенко О. І.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

При розробці кваліфікаційної роботи було поставлено завдання розробити паливну систему 4-х тактного дизельного двигуна потужністю 110 кВт для стаціонарної електростанції при роботі на біопаливі.

Виконано опис вузлів базового двигуна, в які входять: опис конструкції двигуна, систем двигуна, а також принцип роботи вузлів та систем.

Проведено конструкторський розрахунок в який входить: розрахунок робочого процесу газового двигуна з перевірочними розрахунками, тепловий розрахунок, побудована індикаторна діаграма, а також динамічний розрахунок з побудовою графіків.

Була поставлена та виконана задача спроектувати паливну систему при роботі на біопаливі та розроблений підігрівач палива.

Визначені заходи по охороні праці на електростанції, положення про охорону праці, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

До проекту додаються 4 аркушів креслення формату А1.

Abstract

During the development of the qualification work, the task was set to develop a 4-stroke diesel engine with a capacity of 110 kW for a stationary power plant when working on biofuel. A description of the basic engine units has been completed, which includes: a description of the engine design, engine systems, as well as the principle of operation of the units and systems. A design calculation was carried out, which includes: a calculation of the working process of a gas engine with verification calculations, a thermal calculation, an indicator diagram was built, as well as a dynamic calculation with the construction of graphs. The task of designing a fuel system when working on biofuel was set and fulfilled, and a fuel heater was developed. Labor protection measures at the power plant, regulations on labor protection, labor and environmental protection measures have been developed 4 drawing sheets of A1 format are attached to the project.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Технічна інформація про об'єкт використання двигуна... ..	7
1.2 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	8
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	15
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	17
2.3 Розрахунок теплового балансу	26
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	33
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	36
3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПІДІГРІВАЧА ПАЛИВА	
3.1 Показники дизельного палива та ріпакової олії.....	40
3.2 Конструювання підігрівача палива	41
3.3 Розрахунок основних параметрів теплопередаючого елемента	47
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи з охорони праці.....	52
4.2 Захист навколишнього середовища	53
4.3 Заходи по зниженню токсичності та димності відпрацьованих газів.....	56
4.4 Заходи щодо зменшення шуму та вібрації.....	57
4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	60
ВИСНОВКИ.....	63
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	64

					ПІНІ НУК 142.54.23.05 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			
Розробив	Шеремет							
Перевірив	Грабовенко							
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко				54-ЕМ-20з			

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Дизель 8ЧН13/14 (Поперечний розріз), СК, А1.....	65
ДОДАТОК 2	Паливна система, А1.....	66
ДОДАТОК 3	Підігрівач палива,СК.....	67
ДОДАТОК 4	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ.....	68

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

У сучасному енергетичному комплексі країни основним джерелом енергії є дизельний двигун, що працює на нафтовому паливі.

Ресурс дизельного двигуна обмежений, до того ж, саме паливо постійно дорожчає. У цьому великий практичний інтерес представляє пошук альтернативних видів палив. Одним з них може бути ріпакова олія.

Про перспективу використання похідних ріпакової олії як моторне паливо йдеться вже давно. У зв'язку з швидко зростаючою дефіцитністю рідких палив нафтового походження і посиленням світових норм, що триває, на токсичність вихлопних газів концепція біодизеля є одним з кращих варіантів вирішення зазначених проблем.

Тепер поговоримо про привабливість використання нового біопалива та його економічну вигоду. По-перше, вартість дизельного палива на сьогоднішній день становить приблизно 50 грн за літр, а собівартість літра біопалива заснованого на ріпаковій олії становить приблизно 25-30 грн за літр. А якщо врахувати і те, що при виготовленні ріпакової олії отримують такі продукти як макуха, яка використовується в сільському господарстві як корм тваринам, то вигода, що отримується, при цьому знизить собівартість біопалива до 12-18 грн за літр.

Сам процес виготовлення ріпакової олії набагато простіше і дешевше ніж процес отримання дизельного палива. Особливостями виробництва ріпакової олії є здійснення безперервного циклу виробничого процесу. Перевагами технології отримання біопалива є:

- використання відновлюваної сировини (ріпаку) для отримання основного компонента;
- отримання цінних супутніх продуктів: твердого палива, макухи для приготування кормів, технічного мила, гліцерину;
- невелика кількість стічних вод;

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- відсутність шкідливих газоподібних викидів;
- технологія отримання біопалива є матеріало- та ресурсозберігаючої.

Звідси випливає, що при переході двигуна з дизельного палива на біопаливо призводить до зниження витрат на паливо приблизно в 2-4 рази. Вигода – очевидна.

Наступний позитивний момент під час використання біопалива – це його екологічність. Крім зниженої температури затвердіння (а це дуже важливо для наших зимових погодних умов), біопаливо, як моторне паливо, має ряд цінних якостей. Його застосування істотно продовжує час життя двигуна, так як таке паливо має кращу змащувальну здатність, ніж пальне з нафти. У цьому на 90% знижується ризик ракових захворювань. За рахунок того, що біопаливо містить 11% кисню, кількість вуглекислого газу зменшується на 80%, чадного газу - на 35%, оксидів сірки - на 100%, аерозолів (димових частинок розміром менше 10 мікрон) - на 32%. Зрозуміло, що ці вражаючі показники мають першорядне значення поліпшення екологічної ситуації.

Однак існують і проблеми, пов'язані з використанням ріпакової олії. Основними проблемами застосування такого палива стали:

- Втрата потужності;
- Проблеми при холодному запуску;
- збої у роботі випускних клапанів.

За своїми властивостями ріпакова олія має великі відмінності від дизельного палива. Це, перш за все, відноситься до в'язкості, яка є найважливішим параметром, що визначає якість розпилення та згоряння палива. В'язкість олії може бути знижена нагріванням або розрідженням шляхом додавання дизельного палива. Ріпакова олія, будучи більш в'язкотекучою, ніж дизельне паливо, при використанні як паливо має бути досить теплим. За дуже низьких температур воно вимагає підігріву. Нагрівач біопалива, який запропонований мною, уможливорює перехід двигуна на біопаливо.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

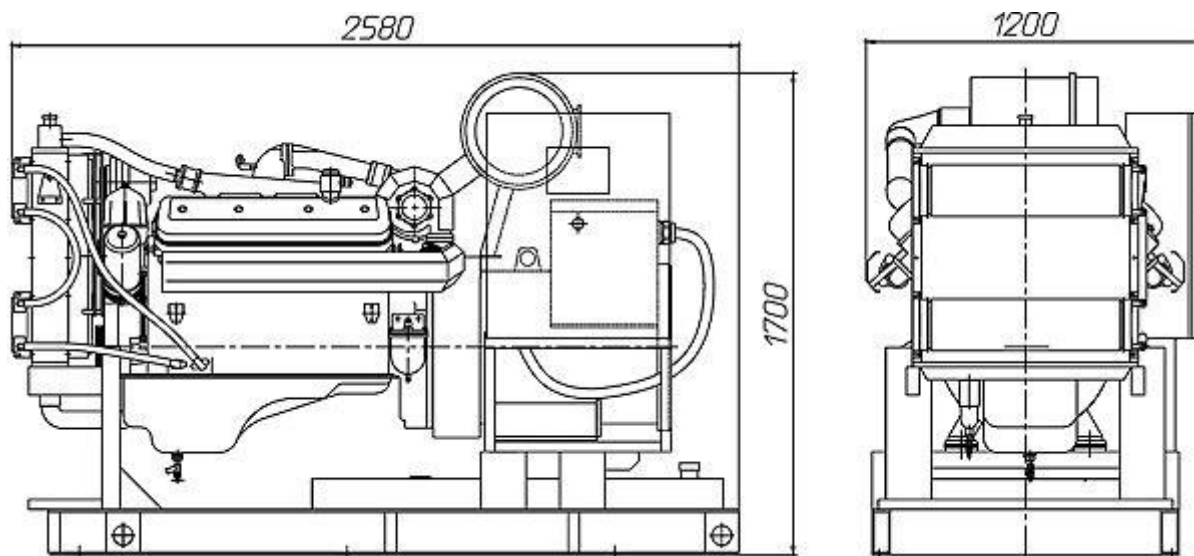
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

При розробці електростанції на базі двигуна внутрішнього згорання, що може забезпечити електроенергією споживачів загальною потужністю 110 кВт, в якості базового двигуна був обраний дизель 8ЧН 13/14.

Дизель-генератор призначений для установки на стаціонарних електростанціях, як основне або резервне джерело живлення електроенергією змінного струму різних споживачів в режимі автономної роботи, або паралельної роботи з промисловою мережею.

1.1 Технічна інформація про об'єкт використання двигуна.

Стаціонарна автоматизована електростанція потужністю 110 кВт на базі дизель-генератора 8ЧН13/14, розміщена в капітальному приміщенні, призначена для використання як основне та резервне джерело електропостачання трифазним змінним струмом для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.



Електростанція 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 більш 88%;
- висота над рівнем моря до 1000 м;

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Загальний устрій електростанції.

Силова установка розташована на масивному фундаменті для зменшення вібрації та шуму, також в машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання обслуговуюче двигун, а саме: акумулятори, балон господарських потреб та повітряні компресори для закачування повітря в балони, радіаторна система охолодження, а також елементи системи паливоподачі.

Глушник-іскрогасник винесений з приміщення станції.

Вентиляція двигуна складається з легкоз'ємного зонта, від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення системи підготовки палива також вентиляється.

Також в машинному приміщенні, встановлена автоматизована протипожежна система.

1.2 Опис конструкції базового двигуна

Двигун Ярославського моторного заводу 8ЧН13/14 виконаний по конструктивній схемі з V-образним розташуванням циліндрів що обумовлено прагненням зменшити довжину двигуна і його масу.

Даний двигун 8ЧН 13/14 має високі техніко-економічні показники: значну потужність, підвищений термін служби, експлуатаційну надійність і хорошу паливну економічність.

Високі потужнісні і економічні показники обумовлені досконалим робочим процесом по чотиритактному циклу і застосуванням неподіленої камери згорання в поршні. Всережимний регулятор автоматично з високою точністю підтримує будь-яке задане число оборотів двигуна.

До основних особливостей конструкції двигунів ЯМЗ відносяться:

кут розвалу циліндрів, рівний 90°, дві взаємозамінні головки блоку циліндрів;

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повноопорний колінчастий вал із загальною шатуною шийкою для кожної пари шатунів;

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

паливна апаратура розділеного тип.

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

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

Водяний насос приводяться в дію ременем безпосередньо від шківа колінчастого валу двигуна.

У верхній передній частині двигуна розташовані фільтр тонкого очищення палива, генератор системи електроустаткування, які кріпляться до верхньої кришки блоку. Генератор приводяться в дію ременем від шківа, встановленого на валу вентилятора.

На передньому торці блоку циліндрів з лівого боку розміщені фільтри грубого і тонкого (відцентровою) очищення масла.

Поздовжній і поперечний розрізи двигуна 8ЧН 13/14 показані на рис. 2 і 3. Вузли і агрегати двигуна розміщені в блок-картері. До переднього торця блоку болтами кріпляться лита нчовоподібна кришка шестерень газорозподілу і приводу агрегатів. У порожнині між кришкою і передньою стінкою блоку розташовані передня противага системи урівноваження двигуна і шестерні приводу

вентилятора, паливного насоса і газорозподіли, що знаходяться в зачепленні з шестернею колінчастого валу. Від шестерні колінчастого валу приводиться

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

в дію також масляний насос, закріплений на кришці переднього корінного підшипника.

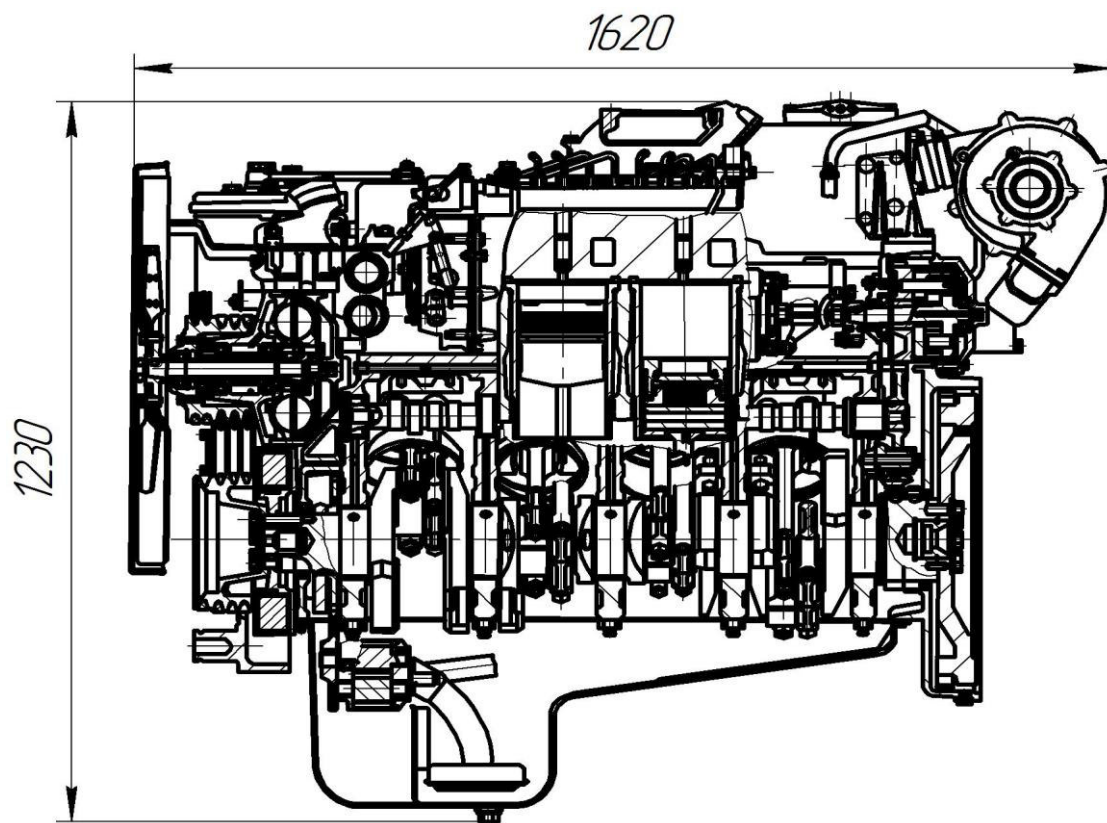


Рисунок 1.2 Повздовжній переріз

Знизу блок-картер закритий піддоном, який одночасно служить ємкістю системи мастила двигуна. З правого боку нижньої частини блок-картера на спеціальних ліжках 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 слугує для заливки масла в двигун.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

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

В головці циліндрів розташовані клапани механізму газорозподілу – по одному впускному і одному випускному на кожний циліндр, а також форсунка. До верхньої плити головки циліндрів кріпляться стойки з коромислами приводу клапанів, зверху вона закрита ковпаком. До торця головки кріпиться водозбірний трубопровід, по якому вода з порожнини охолодження відводиться до радіатора.

Клапани виготовлені із жароміцної сталі. На посадочну фаску випускного клапана направлений прошарок твердого сплаву. Сідла випускних клапанів, виготовлені з жароміцного чавуна, запресовані в головку циліндрів. Направляючі втулки клапанів із пористої металокераміки мають хороші антифрикційні властивості при високій температурі поверхневого тертя.

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

Розподільчий вал – один на два ряди циліндрів, стальний, 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 сталі. До заднього торця колінчастого вала кріпиться болтами чавунний маховик, який фіксується на валу двома призонними штифтами.

Кришки корінних підшипників, товщина яких збільшена в поперечному напрямленні, кріпляться до поперечних перегородок блок-картера чотирма болтами, чим досягається необхідна жорсткість опор колінчастого вала. поверхня стикування кришок з опорами в блоці плоска.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Шатуни двотаврового перерізу штампуються зі сталі. Поршневий підшипник шатуна представляє собою дві запресовані в його верхню головку втулки із антифрикційної бронзи. Масло для змащування підшипника підводиться від кривошипного підшипника по каналу в стрижні шатуна. Нижня головка шатуна має косий роз'їм під кутом 55° . Кришка цієї головки шатуна кріпиться двома болтами, які стопоряться замковими шайбами. Поверхня стикування кришки з шатуном плоска.

Поршні відлиті з чавуну. З шатуном поршень з'єднується пальцем плаваючого типу, який захищений від осьового зміщення стопорними пружинними кільцями. Три компресійних кільця трапецієвидного перерізу і одне маслосаз'ємне розташовані у верхній частині поршня. Поверхня тертя верхнього кільця покрита шаром пористого хрому. Виїмка в поршні створює камеру згоряння. Тангенціальний напрямок впускного каналу створює в процесі наповнення вихровий рух заряду в камері згоряння, що покращує сумішоутворення і згоряння.

Паливні форсунки закритого типу зміщені відносно вісі циліндра для підвищення термічної міцності перемичок головки між клапанами.

Паливний насос шестиплунжерний, розміщений між рядами циліндрів. Його привід виконується відцентровою муфтою з автоматичним регулюванням випередження впорскування палива. Паливо проходить два ступені очищення – фільтри грубого та тонкого очищення.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шестилопасний вентилятор приводиться в дію від колінчастого вала шестернями.

Масляний насос двосекційний, шестеренчастий з приводом від колінчастого вала.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна.

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

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

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

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу.

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання дизельного палива знаходиться в межах $\alpha = 1,8 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля.

г) Тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа і обмежується в основному механічною міцністю деталей двигуна, так як максимальний тиск згорання при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

д) Коефіцієнт продувки камери згорання.

Коефіцієнт продувки $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,2$.

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

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$

з) Ступінь підвищення тиску

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 $\lambda = 1,35 \dots 2,2$.

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД зпроектowanego двигуна $\eta_m = 0,90$.

л) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 60^\circ\text{C}$.

м) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$.

н) Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$.

о) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	$P_e =$	110	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	1500	хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	16	
Число циліндрів	$i =$	8	
Тиск наддуву	$P_b =$	0,13	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,3	
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	$P_r =$	0,12	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	

Паливо:

Пальне - ріпакова олія

Середній елементарний склад палива

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

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 35800 \text{ кДж/кг}$$

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

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

$$M_1 = 1,1385 \text{ кмоль/кг}$$

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 : $M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,135 кмоль/кг

Кількість N_2 : $M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,899 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль / кг}$ 1,171 кмоль/кг

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$T_b = 322,1 K$

Тиск в кінці впуску.

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

число з інтервалу = 0,95

$P_d = 0,124 \text{ МПа}$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $\Delta T_1 = (30 - 80^0)$ ступінь охолодження повітря

$\Delta T_1 = 40 K$

$\gamma_r = 0,025$

Температура в кінці впуску.

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

$T_d = 303,3 K$

Коефіцієнт наповнення.

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

$\varphi_H = 0,919$

Густина заряду на впуску.

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

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

$$\rho_{\text{в}} = 1,606 \text{ кг/м}^3$$

5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

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

$$n_1 = 1,39$$

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

$$P_c = 5,83 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 894,4 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

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

$$mCv' = 22,24 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,029$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,028$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей 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 теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 23,0158$$

$$v = 0,0017$$

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:

$$a = 31,150$$

$$v = 0,00175$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 11,65 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,02$$

$$C = 59801,5$$

Звідки:

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

$$T_z = 1704,4 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 0,98$$

7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 16,33$$

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.

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

$$P_{\varepsilon} = 0,35 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 847,8 \text{ К}$$

8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 0,86 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 0,77 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,455$$

Питома індикаторна витрата палива.

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

$$g_i = 0,186 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год.)}$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

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

$$V_{П.СР} = 7,00 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,172 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 0,598 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,78$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,35$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$v_e = 0,240 \text{ кг/(кВт. год)}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 26,36 \text{ кг/год}$$

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.

$$V_{st} = 14,70 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 1,838 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

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

$$d_{\text{пп}} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 1,077$$

$$d = 129,55 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 139,5 \text{ мм}$$

1 Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 140 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 14,86 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 111,2 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 110,6 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 1,04 \%$$

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

1. Вихідні дані

Ефективна потужність:	$P_e =$	111,2 кВт
Частота обертання колінвалу:	$n =$	1500 хв ⁻¹
Діаметр циліндру:	$d =$	130 мм
Хід поршня:	$S =$	140 мм
Число циліндрів:	$i =$	8
Коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання ріпакової олії ⁴ :	$Q_H =$	35800 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	26,36 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,45
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,35
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,139 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,171 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	303,3 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,3

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:

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

$$Q_{IT} = 262,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{IT} приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 111,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 42,41 \%$$

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

$$Q'_e = 103,8 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 6,6 \%$$

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.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09 - 0,16 \quad 0,1$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01 - 0,05 \quad 0,02$$

$$Q_w = 31,45 \text{ кВт}$$

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

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

$$C_m = 7,00 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,00186 \text{ м}^3$$

$$P_n = 13,37 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 13,37 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{Г.П.}$$

$$Q'_B = 44,82 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{m\epsilon} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

K = 1,2 - 1,5 - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

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

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

$\Delta T_{\epsilon} = (6 - 10) \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\epsilon} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00201 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,55$$

$$P_{\epsilon.н.} = 0,36 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\epsilon.н.} = 0,36 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 40,66 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\epsilon} = 15,51 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$$mC_p'' = 29,58 \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

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

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477 \quad \text{- температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 30,3$ - температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 102,3 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 39,0 \%$$

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

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.

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

$$\Delta_{MD} = 0,0866$$

тоді

$$Q_{MD} = 22,71 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 13,50 \text{ кВт}$$

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00125 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{M.H.} = 0,77 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{M2} = P_{MH}$

$$Q_{M2} = 0,77 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 14,27 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 5,44 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 9,5 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 3,6 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	111,2	42,4
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	40,7	15,5
теплота, яка виноситься випускними газами	102,3	39,0
теплота, яка відводиться маслом	14,3	5,4
невраховані теплові втрати	9,5	3,6
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	277,8	106,0

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми [10]

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН13/14 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	0,851
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,71
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,33
4.Ступінь стиску	ϵ	-	16
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	9,42
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,20
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,05
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	14,76
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$P_{ct} = P_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} = 6,29 / (V/V_c)^{1,33} \quad (1)$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{roz} = P_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 9,42,08^{1,20} / (V/V_c)^{1,20} = 11,34 / (V/V_c)^{1,20}, \text{ МПа} \quad (2)$$

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	4,47	94,2		
1,05	4,394	87,9	9,419	188,4
1,5	2,747	54,9	6,165	123,3
1,75	2,237	44,7	5,124	102,5
2	1,873	37,5	4,365	87,3
3	1,093	21,9	2,683	53,7
4	0,745	14,9	1,900	38,0
5	0,554	11,1	1,454	29,1
6	0,435	8,7	1,168	23,4
7	0,354	7,1	0,971	19,4
8	0,296	5,9	0,827	16,5
9	0,253	5,1	0,718	14,4
10	0,220	4,4	0,633	12,7
11	0,194	3,9	0,564	11,3
12	0,173	3,5	0,508	10,2
13	0,155	3,1	0,462	9,2
14	0,141	2,8	0,423	8,5
15	0,128	2,6	0,389	7,8
16	0,118	2,4	0,360	7,2

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 8ЧН13/14 [10]

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 - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття випускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття випускного клапану.

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 АВ = 300 мм

3. Кут затримки згоряння $\Delta \varphi_1 = 10$ ПКВ

4. Тиск залишкових газів $P_r = 0,09$ МПа

5. Масштаб тиску $m_p = 0,035$ МПа/мм

6. Хід поршня $S = 0,14$ м

7. Тиск в кінці стиску $P_c = 4,71$ МПа

8. Максимальний тиск $P_{\max} = 9,42$ 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	18	0,0730	9,1
f, до ВМТ	8	0,0189	1,8
b, після ВМТ	130	1,715	257,4
r', до ВМТ	20	0,767	11,2
r'', після ВМТ	20	0,1647	11,2
d, до ВМТ	120	1,8968	239,1

Ордината точки r'' $P_r/m_p = 0,16/0,05 = 3,2$ мм.

Тиск газів у ВМТ $P_{c'1,2} = P_c = 1,26,29 = 7,55$ МПа;
 $P_{c''}/m_p = 7,55/0,05 = 151,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = P_{max} = 12,58$ МПа.

$P_{zd}/m_p = 12,58/0,05 = 251,6$ мм.

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

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 70/300 = 0,233$ мм/мм.

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 8,78/0,233 = 37,7$ мм.

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 4 графічної частини кваліфікаційної роботи. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 8ЧН13/14.

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

$$F_r = p_{\text{ц}} \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{\text{ц}}$ – 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

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

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

$$F_d = F_r + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

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

$$F_N = F_d \tan \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Динамічний розрахунок двигуна 8ЧН 13/14 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,13\text{м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 1500 \text{ об/хв}$
в) Ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 257,4 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 9,42\text{МПа}$
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 $\omega = \pi n/30 =$ $= 3,141500/30 = 157 \text{ рад/с.}$	

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

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						34
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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	-18,55	-17,22	0,00	-17,22	0,00	2,0	-28,0	-26,0	0,0	-26,0	0,0
15	2,0	1,33	-17,55	-16,22	-1,05	-15,39	-5,21	2,0	-26,5	-24,5	-1,6	-23,2	-7,9
30	2,0	1,33	-14,71	-13,38	-1,69	-10,74	-8,15	2,0	-22,2	-20,2	-2,5	-16,2	-12,3
45	2,0	1,33	-10,49	-9,17	-1,65	-5,32	-7,65	2,0	-15,8	-13,8	-2,5	-8,0	-11,5
60	2,0	1,33	-5,56	-4,24	-0,94	-1,31	-4,14	2,0	-8,4	-6,4	-1,4	-2,0	-6,2
75	2,0	1,33	-0,63	0,70	0,17	0,01	0,72	2,0	-0,9	1,1	0,3	0,0	1,1
90	2,0	1,33	3,71	5,04	1,30	-1,30	5,04	2,0	5,6	7,6	2,0	-2,0	7,6
105	2,0	1,33	7,05	8,38	2,09	-4,18	7,55	2,0	10,6	12,6	3,1	-6,3	11,4
120	2,0	1,33	9,27	10,60	2,35	-7,34	8,01	2,0	14,0	16,0	3,5	-11,1	12,1
135	2,0	1,33	10,49	11,82	2,12	-9,86	6,86	2,0	15,8	17,8	3,2	-14,9	10,3
150	2,0	1,33	11,00	12,32	1,55	-11,45	4,82	2,0	16,6	18,6	2,3	-17,3	7,3
165	2,0	1,33	11,12	12,45	0,81	-12,23	2,44	2,0	16,8	18,8	1,2	-18,4	3,7
180	2,0	1,33	11,13	12,46	0,00	-12,46	0,00	2,0	16,8	18,8	0,0	-18,8	0,0
195	2,0	1,33	11,12	12,45	-0,81	-12,23	-2,44	2,0	16,8	18,8	-1,2	-18,4	-3,7
210	2,2	1,46	11,00	12,46	-1,57	-11,57	-4,87	2,2	16,6	18,8	-2,4	-17,4	-7,3
225	2,4	1,59	10,49	12,08	-2,17	-10,08	-7,01	2,4	15,8	18,2	-3,3	-15,2	-10,6
240	2,6	1,72	9,27	11,00	-2,44	-7,61	-8,31	2,6	14,0	16,6	-3,7	-11,5	-12,5
255	3,1	2,06	7,05	9,11	-2,27	-4,55	-8,21	3,1	10,6	13,7	-3,4	-6,9	-12,4
270	3,8	2,52	3,71	6,23	-1,61	-1,61	-6,23	3,8	5,6	9,4	-2,4	-2,4	-9,4
285	5,4	3,58	-0,63	2,95	-0,74	0,05	-3,04	5,4	-0,9	4,5	-1,1	0,1	-4,6
300	7,9	5,24	-5,56	-0,32	0,07	-0,10	0,32	7,9	-8,4	-0,5	0,1	-0,2	0,5
315	13,0	8,62	-10,49	-1,87	0,34	-1,08	1,56	13,0	-15,8	-2,8	0,5	-1,6	2,4
330	24,1	15,99	-14,71	1,28	-0,16	1,03	-0,78	24,1	-22,2	1,9	-0,2	1,6	-1,2
345	43,7	28,99	-17,55	11,44	-0,74	10,86	-3,68	43,7	-26,5	17,2	-1,1	16,4	-5,5
360	71,0	47,10	-18,55	28,55	0,00	28,55	0,00	71,0	-28,0	43,0	0,0	43,0	0,0
375	130,4	86,50	-17,55	68,95	4,47	65,45	22,16	130,4	-26,5	103,9	6,7	98,7	33,4
390	74,8	49,62	-14,71	34,91	4,40	28,03	21,26	74,8	-22,2	52,6	6,6	42,3	32,1
405	42,3	28,06	-10,49	17,57	3,15	10,19	14,65	42,3	-15,8	26,5	4,8	15,4	22,1
420	35,8	23,75	-5,56	18,18	4,03	5,60	17,76	35,8	-8,4	27,4	6,1	8,4	26,8
435	25,0	16,58	-0,63	15,96	3,97	0,29	16,44	25,0	-0,9	24,1	6,0	0,4	24,8
450	18,6	12,34	3,71	16,05	4,14	-4,14	16,05	18,6	5,6	24,2	6,2	-6,2	24,2

Продовження таблиці 2.5

465	15,3	10,15	7,05	17,20	4,28	-8,59	15,51	15,3	10,6	25,9	6,5	-12,9	23,4
480	14,0	9,29	9,27	18,56	4,12	-12,85	14,02	14,0	14,0	28,0	6,2	-19,4	21,1
495	12,4	8,23	10,49	18,72	3,36	-15,61	10,86	12,4	15,8	28,2	5,1	-23,5	16,4
510	10,5	6,96	11,00	17,96	2,26	-16,69	7,02	10,5	16,6	27,1	3,4	-25,2	10,6
525	8,4	5,57	11,12	16,69	1,08	-16,40	3,27	8,4	16,8	25,2	1,6	-24,7	4,9
540	6,9	4,58	11,13	15,71	0,00	-15,71	0,00	6,9	16,8	23,7	0,0	-23,7	0,0
555	3,7	2,45	11,12	13,57	-0,88	-13,34	-2,66	3,7	16,8	20,5	-1,3	-20,1	-4,0
570	2,0	1,33	11,00	12,32	-1,55	-11,45	-4,82	2,0	16,6	18,6	-2,3	-17,3	-7,3
585	2,0	1,33	10,49	11,82	-2,12	-9,86	-6,86	2,0	15,8	17,8	-3,2	-14,9	-10,3
600	2,0	1,33	9,27	10,60	-2,35	-7,34	-8,01	2,0	14,0	16,0	-3,5	-11,1	-12,1
615	2,0	1,33	7,05	8,38	-2,09	-4,18	-7,55	2,0	10,6	12,6	-3,1	-6,3	-11,4
630	2,0	1,33	3,71	5,04	-1,30	-1,30	-5,04	2,0	5,6	7,6	-2,0	-2,0	-7,6
645	2,0	1,33	-0,63	0,70	-0,17	0,01	-0,72	2,0	-0,9	1,1	-0,3	0,0	-1,1
660	2,0	8,59	-5,56	3,03	-0,67	0,93	-2,96	12,9	-8,4	4,6	-1,0	1,4	-4,5
675	2,0	1,33	-10,49	-9,17	1,65	-5,32	7,65	2,0	-15,8	-13,8	2,5	-8,0	11,5
690	2,0	1,33	-14,71	-13,38	1,69	-10,74	8,15	2,0	-22,2	-20,2	2,5	-16,2	12,3
705	2,0	1,33	-17,55	-16,22	1,05	-15,39	5,21	2,0	-26,5	-24,5	1,6	-23,2	7,9
720	2,0	1,33	-18,55	-17,22	0,00	-17,22	0,00	2,0	-28,0	-26,0	0,0	-26,0	0,0

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПІДГРІВАЧА ПАЛИВА

3.1 Показники дизельного палива та ріпакової олії.

Нижче проаналізовано найважливіші характеристики ріпакового масла (порівняно з товарним дизельним паливом).

Рослинні олії є ліпідами, ефірами жирних кислот або гліцеринами. Маючи високу теплотворну здатність, вони містять прямі вуглеводневі ланцюги, що обумовлює їх відносно високі цетанові числа. У таблиці 1 наведено значення нижчої теплоти згоряння, в'язкості та цетанового числа ріпакової олії та дизельного палива середнього складу.

Таблиця 3.1 Фізико-хімічні показники ріпакової олії та товарного оС дизельного палива.

Вид палива	Нижча теплота згоряння, кДж/кг	Щільність при 15 °С, кг/м ³	Цетанове число	В'язкість при 20 °С, мм ² /с
Ріпакова олія	37300	915	32...37,6	68,8
Диз. паливо	42500	840	45	6

Як видно з таблиці 3.1, ріпакова олія має близькі енергетичні можливості по відношенню до дизельного палива, але його в'язкість в 11с зайвому разу вище. Це створює певні труднощі у створенні робочого процесу дизеля, т.к. збільшує опір паливоподачі, зменшує продуктивність паливного насоса, погіршує розпилювання та сумішоутворення. Все це призведе (якщо не вжити необхідних заходів) до збільшення питомої витрати палива та інтенсивного нагаровідкладення на стінки деталей циліндро-поршневої групи двигуна.

З метою зниження в'язкості ріпакової олії можна знижувати її температуру (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2 Вплив температури на щільність та в'язкість ріпакової олії.

В'язкість, мм ³ /с при температурах, °С			
69,5	31,5	16,8	10,2
Плотность масла, кг/м ³			
20 °С	40 °С	60 °С	80 °С
918	904,2	890,5	877

Дані таблиці 3.2 свідчать про можливість зниження в'язкості рапсової олії шляхом її підігріву.

При використанні ріпакового масла в якості моторного палива потрібно ввести в паливну систему двигуна спеціальні підігрівачі (теплообмінники), що забезпечують його локальний підігрів і, як наслідок, знижує в'язкість.

В'язкість ріпакової олії можна знижувати, як показують літературні дані, і заміщенням тривалентних молекул гліцерину за допомогою додавання невеликої кількості метанолу або етанолу. На 1000 кг олії зазвичай додають 110 кг метилового або етилового спирту і отримують 1000 кг метилового або етилового ефіру і 110 кг гліцерину.

Після такої трансетерфікації (заміщення тривалентних молекул гліцерину трьома одновалентними молекулами спирту) ріпакова олія набуває властивостей, дуже близьких до дизельного палива (таблиці 3).

Таблиця 3.3 Показники ріпакової олії після метилетерфікації.

Температура займання, °С	В'язкість при 20 °С, мм ² /с	Мінімальне цетанове число	Нижча теплотворна здатність, кДж/кг
81	5,1	54	34300

Досягнуті, позитивні якості пояснюються тим, що додані метили та етилефіри порівняно з ріпаковою олією мають кращі моторні якості. До того ж, при їх використанні на стінках деталей циліндро-поршневої групи не утворюють нагаровідкладення.

Однак ефіри (особливо метилефіри) нестабільні (при низьких температурах утворюють кристали олійного ефіру) і тому вимагають частого контролю якості. До того ж вони взаємодіють із матеріалами деталей паливної системи. Ці обставини ускладнюють застосування трансетерфікації.

Важливими характеристиками ріпакової олії є йодне число, що характеризує термічну стабільність ріпакової олії, і кислотність, що визначає корозійне зношування деталей системи паливоподачі і ступінь на тепловиділення при згорянні.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Як видно з таблиці 3.4, рапсова олія має незначні показники кислотності та йодного числа.

Таблиця 3.4 Деякі хімічні показники рослинних олій.

Ріпакова олія	Йодное число	Кислотість, мгКОН/г
	95...106	4...6

Це результат того, що насичені олії, до яких належать і рапсова, мають кращі власними силами характеристики, ніж насичені, наприклад, соняшникове.

Величина поверхневого натягу масла дозволяє судити про можливість виникнення проблем її випаровування та відриву крапель з поверхні камери згоряння. У таблиці 3.5 наведено дані поверхневого натягу рапсового масла на межі паливо-повітря при 101,3 кПа.

Таблиця 3.5 Значення величини поверхневого натягу ріпакового масла та дизельного палива.

Вид палива	Величина поверхневого натягу, дин/см (при 20°C)	
Ріпакова олія	неочищена	рафінована
	34,5	35,8
Дизельне паливо	26..30	

Характеристики результатів випробувань ріпакової олії та дизельного палива при знижених температурах дозволяють передбачити заходи для збереження працездатності систем паливоподачі та фільтрації. У таблиці 3.6 наведено ці характеристики для ріпакової олії та дизельного палива - температури помутніння, застигання, фільтрування та плавлення.

Таблиця 3.6 Деякі фізичні показники ріпакової олії та дизельного палива.

Вид палива	Температура, °C		
	помутніння	застигання	фільтрованості
Ріпакова олія	-9	-5	15
Дизельне паливо	≤0	≤-7	≤0

В цілому, за сукупністю розглянутих фізико-хімічних показників в цілому можна затвердити, що для виробництва біопалива цілком може використовуватися ріпакова олія. Основою при цьому є обов'язковий підігрів з метою зниження його в'язкості.

3.2 Конструювання підігрівача палива.

Підігрівачі для паливних систем двигунів, що працюють на дизельному та біодизельному паливі при низьких температурах.

Прогріву вимагають майже всі елементи паливної системи - паливні баки, фільтри тонкої та грубої очистки палива та паливопроводи (від бака до паливних насосів).

У разі промерзання зазначених елементів паливних систем запуск двигуна без попереднього підігріву взагалі стає неможливим (навіть при добре прогрітому блоці самого дизеля). Тому при використанні ріпакового масла поряд з рідинними підігрівачами, що забезпечують прогрівання блоку холодного двигуна, повинні бути передбачені підігрівачі палива та в елементах паливної системи. Найефективнішим за доступністю і простотою конструкції слід визнати електропідігрів від акумуляторної батареї, причому протягом короткого часу для того, щоб сильно не розряджати при цьому саму батарею.

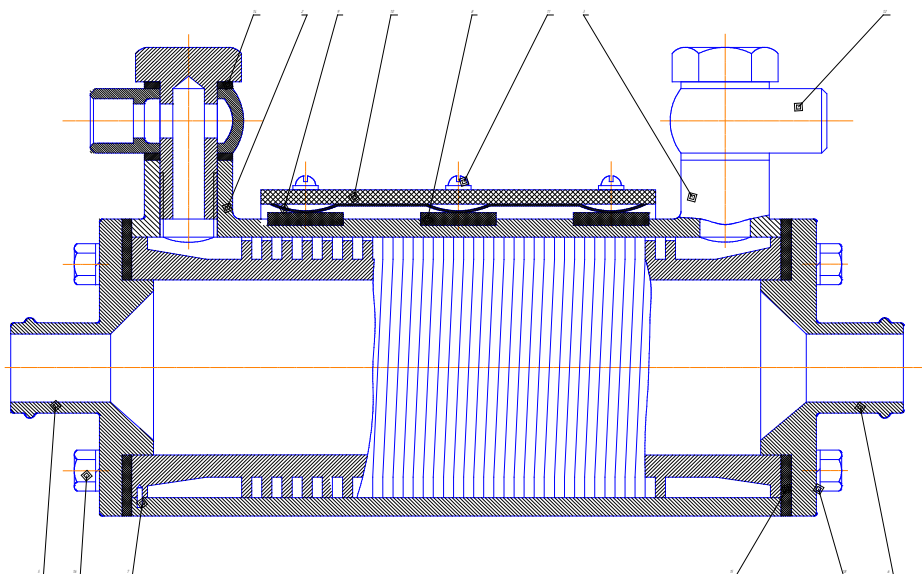
Нагрівач дизеля транспортного засобу містить корпус 1 а вигляді циліндричної труби з патрубком 2 для підведення і патрубком 3 для відведення палива і розміщений всередині корпусу 1 співвісно йому тепло-передавальний елемент у вигляді труби 4 з фланцями 5 і 6 для циркуляції теплоносії теля з рідинного контуру системи охолодження дизеля. Для правильної установки труби 4, а корпусі 1 використовується штифт 7. На зовнішній поверхні труби між патрубками 2 і 3 виконані багатозахідні гвинтові ребра 8 утворюють в міжтрубному просторі гвинтові канали 9, які повідомлені з патрубками. На зовнішній поверхні корпусу, вздовж нього між патрубками 2 і 3 розміщені електронагрівальні елементи (позистори) 10. Вони встановлені в гніздах на корпусі і фіксуються контактною пластиною 11. з'єднаною позитивною клемою джерела живлення, і тепловим екраном 12 за допомогою гвинтів 13 Навпаки позисторів вершини 14 ребер усічені таким чином, що між ними і внутрішньою поверхнею корпусу утворені поздовжні канали (зазор) 15, прохідний переріз яких становить переважно 2-4% загального прохідного перерізу гвинтових каналів 9.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вершини решти ребер в попереч ном перерізі корпусу по його периметру пов'язані з внутрішньою поверхнею корпусу.

Нагрівач працює наступним чином. Перед запуском двигуна подають електроживлення на нагрівач. Під дією тепла, що виділяється позисторами, прогріваються стінки, між якими утворений поздовжній зазор, і це забезпечує руйнування парафінових фракцій, прокачування палива через нього, впевнений пуск і роботу дизеля на холостому ході. При цьому ефект прогріву палива від позисторів посилюється його прогріванням від рідкого теплоносія. Надалі в міру прогріву двигуна температура охолоджуючої рідини підвищується, збільшується тепловіддача, нагрівач повністю розблокується від парафінів, рух палива здійснюється по всьому прохідному перерізу, нагрівач виходить на робочий режим і позистори відключають.

При прогріванні двигуна, коли рух палива здійснюється по всьому прохідному перерізу всередині корпусу нагрівача, виконання ребер, сполучених вершинами з внутрішньою поверхнею корпусу на більшій частині периметра його поперечного перерізу, сприяє додатковому підвищенню ефективності роботи нагрівача. Найбільша ефективність досягається в тому випадку, якщо прохідний переріз подовжного каналу 15 становить від 2-4% загального прохідного перерізу гвинтового каналу всередині корпусу.



					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Малюнок 3.3 Нагрівач біопалива: 1 корпус; 2,3 - патрубки для підведення та відведення палива відповідно; 4 - теплопередавальний елемент; 5,6 – фланці для циркуляції вихлопних газів; 7 – штифт; 8 - гвинтові ребра; 9 - гвинтові канали; 10 - позистори; 11-контактна пластина; 12 – кришка; 13 – гвинти; 14 -вершини ребер; 15-подовжні канали (зазор).

Таким чином, використання комбінації ребреної (на більшій частині прохідного перерізу) і неореброваної (у вигляді подовжнього зазору) поверхонь у напрямку руху палива за наявності позисторів навпроти цього зазору забезпечує підвищення ефективності роботи нагрівача, як наслідок, підвищення надійності пуску двигуна при від'ємних температурах навколишнього повітря і надійну роботу в післяпусковий період.

Метою виконання конструкторської частини є розрахунок проектного нагрівача палива, а саме розмірів його основної деталі - теплопередаючого елемента. Також необхідно вибрати позистор і ТЕН для забезпечення необхідних умов нагрівання палива для його подальшої експлуатації.

3.3 Розрахунок основних параметрів теплопередаючого елемента

Теплообмінні апарати (теплообмінники) – пристрої, призначені передачі теплоти від одного теплоносія до іншого. Як теплоносій в даному нагрівачі біопалива будуть використані вихлопні гази, що йдуть від двигуна, що мають спочатку високу температуру.

За схемою руху теплоносія теплообмінні апарати поділяються на прямоточні, протиточні, перехресного струму та багатоходові. Даний нагрівач біопалива працюватиме за протиточною схемою руху теплоносія. Це робиться, щоб підвищити ефективність теплообміну між теплоносіями. Так як даний теплопередавальний елемент є рекуперативним теплообмінником, то розрахунок вестимемо як у рекуперативних теплообмінників.

Теплотехнічний розрахунок рекуперативного теплообмінника полягає у визначенні теплового потоку Φ , що передається холодному теплоносію; витрати гарячого теплоносія G ; необхідної поверхні теплообміну A .

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тепловий потік Φ в Вт визначаємо за рівнянням:

$$\Phi = G_1 \cdot C_1 \cdot (t_{1k} - t_{1n}), \quad (3.1)$$

де G_1 - витрата холодного теплоносія, кг/с ;

C_1 - ізобарна теплоємність холодного теплоносія, Дж/(кгК);

t_{1k}, t_{1n} - кінцева та початкова температури, $^{\circ}\text{C}$.

Оскільки нам відома годинна витрата палива яка дорівнює $G_T = 4,39$ кг/год, то можна знайти $G_1 = 4,39/3600 = 0,00122$ кг/с .

$C_1 = 358$ Дж/кг·К - це значення було розраховано раніше.

$t_{1k} = 100$ $^{\circ}\text{C}$ – тому що нам необхідно нагрівати біопаливо до такої температури, щоб зменшити його в'язкість.

$t_{1n} = 20$ $^{\circ}\text{C}$ – попередньо паливо буде підігріте у паливному баку.

Знайдемо значення теплового потоку:

$$\Phi = 0,00122 \cdot 358 \cdot (100 - 20) = 35 \text{ Вт}$$

Далі знайдемо необхідну передачі теплового потоку Φ поверхню теплообміну A в м^2 з формули:

$$A = \frac{\Phi}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (3.2)$$

де K - коефіцієнт теплопередачі, Вт/($\text{м}^2 \text{K}$);

Δt_{cp} - Середня по поверхні теплообміну різниця температур теплоносіїв, $^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі K дорівнює кількості теплоти, що передається через одиницю площі перегородки від одного рухомого середовища до іншої за одиницю часу, при різниці температур в один градус і знаходиться за формулою:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.3)$$

де α_1, α_2 – коефіцієнти теплопередачі, від гарячого середовища до стінки та від стінки до холодного середовища, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{K}$);

$1/\alpha_1$ та $1/\alpha_2$ – термічний опір тепловіддачі $R_{\alpha 1}$ і $R_{\alpha 2}$;

δ/λ – термічний опір теплопровідності R_{λ} ;

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

В даному випадку розглянемо теплопередачу через дюралюмінієву стінку завтовшки 4,5 мм від вихлопних газів до біопалива, при якому коефіцієнти мають такі значення:

- теплопередача від газів до стінки $\alpha_1 = 35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- теплопровідність стінки $\lambda = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- тепловіддача від стінки до біопалива $\alpha_2 = 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Підставивши ці значення знайдемо коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{35} + \frac{0.02}{50} + \frac{1}{2000}} = 33,93$$

Для випадків прямого та протитечії Δt_{cp} знаходять як середню логарифмічну різницю за формулою:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}})}, \quad (3.4)$$

де $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ – найбільша та найменша різниця температур теплоносіїв у теплообмінному апараті, $^{\circ}\text{C}$.

Для цього випадку $\Delta t_{\text{б}} = 75^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_{\text{м}} = 10^{\circ}\text{C}$.

Тепер знайдемо Δt_{cp} :

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{75 - 10}{\ln(\frac{75}{10})} = 32,2^{\circ}\text{C}$$

Визначивши всі значення знайдемо A :

$$A = \frac{35}{33,93 \cdot 32,2} = 0,032 \text{ м}^2$$

Поверхню теплообміну можна розписати як:

$$A = \pi \cdot l \cdot d, \quad (3.5)$$

де l – Довжина поверхні теплообміну, м;

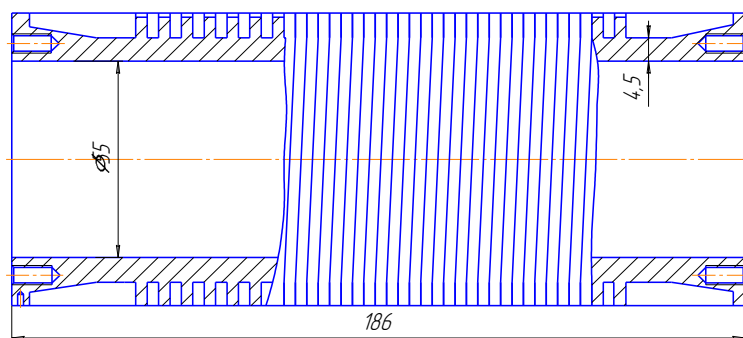
d – діаметр поверхні теплообміну, м.

Враховуючи, що розміри підігрівач повинен бути невеликим і компактним, ми задавшись його довжиною $l = 0,0186 \text{ м}$ і знайдемо його діаметр d в м з формули:

$$d = \frac{A}{\pi \cdot l}, \quad (3.6)$$

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d = \frac{0,032}{3,14 \cdot 0,186} = 0,055 \text{ м}$$



Малюнок 3.4 Схема теплопередаючого елемента.

Вибір позистора

Перед запуском двигуна нам необхідно подавати нагріте паливо, оскільки вихлопні гази не мають достатньої теплоти для цього, то нам необхідно вибрати нагрівальний елемент (позистор), для попереднього нагріву біопалива.

Позистори - вироби електронної техніки, основна властивість яких полягає в здатності змінювати свій електричний опір під дією керуючих факторів: температури, напруги, магнітного поля та ін.

Позистори - напівпровідникові резистори з нелінійною ВАХ, . відмінною особливістю яких є різко виражена залежність електричного опору від температури.

Позистори характеризують такими основними параметрами:

Номинальний опір R_H - електричний опір

Температурний коефіцієнт опору ТКС - характеризує оборотну зміну опору на один градус Кельвіна або Цельсія.

Максимально допустима потужність розсіювання P_T , - найбільша потужність, яку тривалий час може розсіювати позистор, не викликаючи незворотних змін характеристик, при цьому його температура не повинна перевищувати максимальну робочу температуру.

Коефіцієнт температурної чутливості B - визначає характер температурної - залежності даного типу позистора .

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Постійна часу t - характеризує теплову інерційність .

Знаючи температуру, на яку нам необхідно нагріти біопаливо, можна вибрати позистор із стандартного ряду, який відповідатиме необхідним вимогам.

Вибираємо позистор моделі СТ6-5Б, у якого такі характеристики:

- Діапазон номінальних опорів 3 ... 20 Ом;
- максимальна потужність 2,5 Вт;
- Діапазон робочих температур $-60 \dots 125$ ^{про}З;
- Діапазон температур позитивного ТКС 20 ... 125 ^{про}С;
- кратність зміни опору в галузі позитивного ТКС 1000;
- Постійна часу 10 с.

Розрахунок ТЕНа

Тепер необхідно розрахувати основні параметри ТЕНу.

ТЕН можна розглядати як нагріте тіло, що бере участь у теплообміні з довкіллям. У стаціонарному режимі потужність P_n повністю передається довкіллю.

Розрахувати потужність ТЕНу P_n в Вт можна за формулою:

$$P_n = \frac{\lambda}{l} \cdot (t_2 - t_1) \cdot F_t, \quad (3.7)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·^{про}С;

t_1 і t_2 - температури нагрівається середовища і нагрівача, ^{про}С;

F_t - Площа поверхні, що бере участь в теплообміні теплопровідністю, м²;

l - Довжина ТЕНа, м;

Для цих умов:

- температури середовища, що нагрівається $t_1 = 5$ ^{про}С
- температури нагрівача $t_2 = 40$ ^{про}С
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 10 \cdot 0,6$ Вт/м·^{про}З;
- Задамося довжиною ТЕНу, що дорівнює $l = 0,7$ м;
- Площа поверхні $F_t = 0,022$ м².

Знайдемо необхідну потужність ТЕНу:

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$P_n = \frac{10 \cdot 0,6}{0,7} \cdot (40 - 5) \cdot 0,022 = 6,6 \text{ Вт}$$

Зі стандартного ряду значень приймемо $P_n = 7 \text{ Вт}$.

Тепер можна знайти діаметр d в м ТЕНу з формули:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P_n^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot U^2 \cdot \omega_n}}, \quad (3.8)$$

де ρ – питомий опір матеріалу нагрівача, Ом·м;

U - напруга підведена до ТЕНу, В;

ω_n - Питома поверхнева потужність нагрівача, Вт/м²;

Питомий опір матеріалу нагрівача $\rho = 1,3 \text{ Ом·м}$;

Напруга підведена до ТЕНу $U = 12 \text{ В}$;

А питому поверхневу потужність нагрівача ω_n можна знайти за формулою:

$$\omega_n = \frac{P_n}{F_t}, \quad (3.9)$$

Знаючи потужність і площу поверхні знайдемо ω_n :

$$\omega_n = \frac{7}{0,022} = 318,18 \text{ Вт/м}^2$$

Тепер знайдемо діаметр ТЕНу:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 7^2 \cdot 1,3}{\pi^2 \cdot 12^2 \cdot 318,18}} = 0,024 \text{ м}$$

Зі стандартних значень вибираємо найближче $d = 0,025 \text{ м}$.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим фактор не завжди можливо провести чітку границю. Один і той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

При роботі двигуна, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003-83.

Паливо та пари мастила

Випаровування пального та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Установлені припустимі границі концентрації парів у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

По СНиПу 245-71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

4.2 Захист навколишнього середовища

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні палива у двигуні можна розділити на три основні групи:

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

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

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

Основний негативний вплив оксиду вуглецю на організм людини полягає у порушенні газового обміну в організмі. Гемоглобін крові в легенях у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем, утворюючи карбоксигемоглобін (COHb), і втрачає здатність переносити кисень від легенів до окремих органів та виносити з них вуглекислий газ. Міра впливу оксиду вуглецю на організм людини залежить від концентрації його в атмосфері і від тривалості впливу. Вміст CO у повітрі 0,01% з тривалістю дії більше однієї години викликає головний біль, погіршення реакції та зменшення працездатності. Більші концентрації CO спричиняють більш важкі наслідки, аж до втрати свідомості. Довготривале вдихання CO призводить до серцево-судинних захворювань, появи атеросклерозу, враження центральної нервової системи, виникнення інфаркту міокарда, роз-

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

витку легеневих захворювань. Особливо впливає оксид вуглецю на людей, що страждають коронарною недостатністю.

Високі концентрації СО призводять до втрати свідомості, навіть до смерті. Дослідження показали, що перебування в атмосфері із вмістом СО лише 0,001-0,0015 % ($10-15 \text{ млн}^{-1}$) протягом 8 годин спричиняє у окремих людей погіршення здатності до сприйняття часу. Процес утворення карбоксигемоглобіну є зворотним. За зупинки вдихання СО його концентрація на кожні 3-4 години зменшується удвічі. Дослідження щодо впливу СО, на рослинний світ довели, що за концентрації СО нижче 0,01 % такого впливу не відбувається навіть у випадку витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких дослідженнях погіршувалось утворення пилку.

З великої кількості вуглеводнів, які містяться у відпрацьованих газах, найбільшої шкоди завдають ароматичні вуглеводні олефінового ряду, тобто ненасичені вуглеводні етилового ряду, що мають високу активність і є вихідними продуктами для утворення фотохімічного смогу. Вплив вуглеводнів на організм людини різноманітний: від виникнення неприємних відчуттів до появи різних захворювань. Характерною особливістю дії вуглеводнів на організм людини є їх вплив на центральну нервову систему. Великі концентрації вуглеводнів можуть призвести до наркотичного сп'яніння, що неприйнятно, особливо під час керування автомобілем. Окрім того, вуглеводні спричиняють виникнення серцево-судинних захворювань, аритмію серця, порушують діяльність шлунково-кишкового тракту, викликають зміни у складі крові.

Особливу групу вуглеводнів складають канцерогени – речовини, що спричиняють ракові захворювання. Серед них особливою канцерогенною активністю відрізняється бенз(б)пірен ($\text{C}_{20}\text{H}_{12}$), що має вигляд кристалів жовтого кольору. Він добре розчиняється в оливах, жирах, сировотці людської крові, в місцях безпосереднього контакту кристалів з тканинами

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

органів спричиняє виникнення злоякісних пухлин, має властивість накопичуватися в організмі людини і, досягнувши критичних концентрацій, спричиняє ракове захворювання.

Основними альдегідами, що надходять у атмосферу з відпрацьованими газами, є формальдегід і акролеїн.

Формальдегід (мурашковий альдегід) – газ без кольору із задушливим, подразнюючим запахом. Охолоджуючись, перетворюється в рідину за температури мінус 21°C. Легко розчиняється у воді. Розчин, який містить 40 % формальдегіду, називається формаліном.

Газ шкідливо впливає на органи дихання і слизові оболонки, є дуже сильним подразником, вражає діяльність центральної нервової системи, печінки, нирок. За концентрації формальдегіду у атмосфері 0,007 % має місце легке подразнення дихальних шляхів та слизових оболонок очей і носа, за концентрації 0,18 % - подразнення сильне. Запах сприймається людиною за концентрації 0,000015 %, і це має бути сигналом, що перебування в такій атмосфері небезпечне.

Відпрацьовані гази ДВЗ є основним джерелом викиду в атмосферу твердих частинок і в першу чергу сажі (кіптяви).

Частинки сажі розміром 0,5-2 мкм затримуються в легенях, викликаючи алергію.

Основна небезпека сажі полягає у тому, що на своїй поверхні вона адсорбує велику кількість вуглеводневих сполук, зокрема поліциклічних ароматичних вуглеводнів, і серед них найбільш активний і небезпечний – бенз(а)пірен. Саме за допомогою сажі ці сполуки надходять в організм людини через дихальні шляхи.

Основна частина оксидів азоту, які знаходяться в атмосфері, надходить з відпрацьованими газами.

Оксиди азоту NO і NO₂ отруйні для організму людини, мають сильну подразнюючу дію, особливо на слизові оболонки, зокрема очей. Здатні

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

глибоко проникати в легені, викликаючи пошкодження їх тканин. За високої концентрації можливі виникнення хронічних респіраторних захворювань.

Двооксид азоту в концентрації 4-6 мг/м викликає порушення життєдіяльності рослин, пригнічуючи їх зростання. Тривалий вплив NO_2 призводить до хлорозу рослин (передчасного старіння).

Двооксид азоту є вихідним продуктом утворення озону під впливом ультрафіолетового випромінювання. А надмірне накопичення озону у приземному просторі дуже шкідливе. Крім того, NO_2 має вирішальну роль в утворенні фотооксидантів. Розчин NO_2 у воді є складовою "кислотних дощів".

Сірчистий газ SO_2 – основний токсичний продукт сполук сірки, що надходить у атмосферу з відпрацьованими газами. У вільному стані SO – це газ без кольору з різким запахом, кислий на смак, отруйний, подразнює слизові оболонки очей і дихальних шляхів. Легко розчиняється у воді, утворюючи сірчисту кислоту H_2SO_3

Газ вражає органи дихання, змінює склад крові, погіршує імунітет, порушує білковий обмін речовин в організмі. Крім того, він руйнує вітамін B1 у крові, збільшує накопичення цукру і білку.

Висока концентрація SO_2 в атмосфері викликає гострий бронхіт, задуху, можливу смерть внаслідок рефлексорного спазму горла.

Сполуки сірки SO_2 , SO_3 , H_2SO_3 і H_2SO_4 наносять значний збиток лісовому і сільському господарствам – вони закислюють ґрунт, підвищують вразливість рослин захворюваннями. Окрім того, ці речовини є основними складовими класичного смогу і складовою "кислотних дощів".

Сполуки сірки наносять значних збитків комунальному господарству міст, руйнуючи металеві конструкції, бетон, піддають руйнації пам'ятки архітектури.

4.3 Заходи по зниженню токсичності та димності відпрацьованих газів.

Розробку та впровадження ефективних заходів із суттєвого зниження токсичності викидів з відпрацьованими газами слід проводити у таких основних напрямках:

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

— оптимізація робочого процесу та конструктивне вдосконалення. Це можна досягти такими методами як: оптимізація сумішоутворення та згоряння; інтенсифікація і вибір закону паливоподачі, пошук раціональних регулювань паливної апаратури; поліпшення повітропостачання; підвищення ефективності згоряння на часткових швидкісних режимах і при мінімальній частоті обертання холостого ходу; запровадження присадок до палив та використання водопаливних емульсій; вдосконалення перехідних процесів; рівномірний розподіл палива по циліндрах; пошук раціональних фаз газорозподілу, ступеня стиску та інших конструктивних параметрів, що безпосередньо впливають на екологічні характеристики робочого процесу; збіднення суміші у двигунах з іскровим запалюванням; проміжне охолодження наддувочного повітря.

— нейтралізація та рециркуляція випускних газів.

— постійне корегування нормативів на токсичність ДВЗ з посиленням уваги до їхніх канцерогенних компонентів, з розширенням спектра токсидів, що підлягають нормуванню; треба при цьому виходити з експлуатаційних оцінок з урахуванням всіх без винятку експлуатаційних режимів.

— 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;

4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації.

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

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

Двигуни внутрішнього згоряння є одними з основних джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум – це комплекс звуків, що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо, звук має хвильову природу, розповсюджується у будь-якому середовищі і приймається органами слуху людини у результаті дії на них звукових хвиль. В основному, двигуни випромінюють хвилі з частотою від 20 до 8000 Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між миттєвим значенням тиску в хвилі і барометричним тиском.

Найменший тиск звуку, що сприймається людиною, і який називають пороговим, становить $2 \cdot 10^{-5}$ Н/м².

Сила звуку – кількість енергії, яка переноситься хвилею в одиницю часу через одиницю площі. Сила звуку вимірюється у Вт/м² і є величиною, пропорційною квадратові тиску звуку. Порогове значення сили звуку становить 10^{-12} Вт/м². Тиск і сила звуку змінюються у широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці – децибели (дБ). Рівнем шуму називають двадцяти-кратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її порогового значення.

Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів у рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

З іншого боку, це шум газодинамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають у процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливо-повітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згорання на номінальному режимі досягає 110-120 дБ. Він значною мірою залежить, від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання. Зменшення частоти обертання знижує рівень шуму на 10-15 дБ.

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4–30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Для зменшення рівня шуму двигуна використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками.

До конструктивних засобів, що спрямовані на зниження шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів у рухомих з'єднаннях, застосування дезаксимального кривошипно-шатунного механізму, кулачка розподільного валу з безударним профілем, використання шумопоглинаючих накладок, збільшення товщини стінок циліндра у тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування таких конструкцій камер згорання, які забезпечують плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, у яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні розширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму впуску на 30-35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Для інших моделей цей глушник не буде забезпечувати необхідного зниження шуму. Найбільш розповсюджені глушники, у яких для глушіння використовуються розширювальні і резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

У період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування дизель-генераторів необхідно дотримуватися вимоги техніки безпеки, охороні праці і пожежної безпеки і, крім того, необхідно виконувати і дотримувати наступного:

- В приміщенні електростанції повинна бути медична аптечка для надання першої допомоги при опіках, травмах і отруєнні газами, а також вогнегасники. Їх вміст і готовність до використання повинні регулярно перевірятися.
- При ремонті двигуна у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею палива і стислого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного керування вивісити попереджувальні таблички, які застерігають про те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні і його майданчиках не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування. Пролите мастило або вода повинні бути негайно прибрані.
- Паливна система непрацюючого дизель-генератора повинна бути перекрита від подачі палива.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

- Перед пуском дизель-генератора перевіряти на герметичність місця з'єднання трубопроводів. Категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим полум'ям.
- Перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну здійснювати з відкритими декомпресійними кранами не менше двох оборотів, після чого зняти важіль повороту колінчастого валу і закрити декомпресійні крани.
- Щодня перевіряти розрідження в картері і у разі відхилення від допустимих меж виявляти і усувати несправність.
- Люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше ніж через 15 хв. після зупинки двигун-генератора.
- Машинне відділення повинне бути забезпечене природною або штучною вентиляцією. Вентиляційні канали не можна закривати.
- При поміченій несправності необхідно зупинити працюючий дизель-генератор і усунути несправність.
- Перед шафами управління повинні бути встановлені гумові килимки, на яких обслуговуючий персонал повинен знаходитися при проведенні будь-яких робіт по шафах.
- При роботі в картері двигуна використовувати переносні електролампи напругою 6-36 В. електролампа повинна бути захищена металевією сіткою.
- У приміщенні електростанції забороняється палити і користуватися відкритим вогнем.
- У приміщенні електростанції допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні для експлуатації дизель-генератора.
- Дизель-генератор і його основні частини: електрогенератор, дроти, кабелі і розподільні пристрої (шафи) – регулярно (щонеділі), а двигун щоденно, очищати від паливо - мастильних речовин, пилу.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- У нічний час при ремонті повинне бути забезпечене якісне освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує спостереження за свідченнями приладів під час відключення освітлювальної мережі.
- При експлуатації двигуна в контейнері рекомендується носити облягаючий одяг.
- Особи, обслуговуючі дизель-генератор (працюючий) з рівнем шуму вище 85 дБа повинні мати засоби індивідуального протишумного захисту по ГОСТ 12.4.051-78.

Забороняється:

- пускати двигун при знятому кожусі, що закриває маховик;
- обтирати рухомі і деталі, що обертаються, підтягувати гайки і болти з'єднань трубопроводів, що знаходяться під тиском, на працюючому двигуні;
- торкатися без застосування теплозахисних засобів до незахищених деталей, не призначених для обслуговування, які мають температуру більш +45°C;
- відкривати декомпресійні крани на працюючому двигуні без приєднаних до них вимірювальних приладів;
- працювати в шафах управління, що знаходяться під напругою;
- проводити зварювальні роботи електрозварювальним апаратом на працюючому дизель-генераторі.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по двигуну 8ЧН13/14 з паливної системи при роботі на біопаливі, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркуша формату А1.

В пояснювальній записці виконаний опис конструкції двигуна з наведення основних параметрів.

На початку розробки кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 110$ кВт, $n = 1500$ хв⁻¹) визначений двигун-прототип 8ЧН13/14 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

З теплового розрахунку було взято необхідні вихідні дані для розрахунку підігрівача палива.

Зважаючи на те, що розроблений дизельний двигун є джерелом шуму і вібрації, значну частину кваліфікаційної роботи відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьак Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К. «Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности», К.: Техника, 1992.
2. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 2. М.: Машиностроение, 1973.
3. Ваншейдт В.А. «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей». Ленинград.: «Судостроение», 1969.
4. Ваншейдт В.А., Иванченко Н.Н., Колерова Л.К. «Дизели. Справочник» Ленинград.: «Машиностроение». 1977.
5. Вешкельский С.А. «Справочник моториста установок с ДВС». Ленинград.: «Машиностроение», 1985.
6. Захаров Ю.С. «Экономическое обоснование дипломных проектов».
7. Зенкин А.С., Петков В.И. Допуски и посадки в машиностроении: Справочник – 3^е издание. К.: Техника, 1990.
8. Каширин Р.В., Голубев Л.Ю., Соколов М.Ф. «Пособие для должностных лиц и специалистов по курсу «Охрана труда»». Николаев: «Учебный центр», 2003.
9. Кинжалов О.С., Литвин С.Н., Горбань А.И. «Показатели качества и экономическое обоснование принятых технических решений при проектировании двигателей внутреннего сгорания» Учебное пособие для студентов специальности 090210 «Двигатели внутреннего сгорания» Николаев 2006.
10. Орлин А.С., Круглова М.Г. Двигатели внутреннего строения. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: «Машиностроение». 1983.
11. Полтев В.Н. «Охрана труда в машиностроении».

					ПННІ НУК 142.54.23.05 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		