

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

Завідувач кафедри
«15» листопада 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Використання палива на основі соєвого масла в середньообертовому двигуні стаціонарної електростанції 8ЧН25/34

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-233
Забія Т В

Злоба Т.В.

Керівник роботи:

канд. техн. наук,

ТЕХН. наук,
(посада, науковий ступень, вчене звання)

Галинкін (підпис) **Галинкін Ю.М.**

Первомайськ - 2024 р.

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

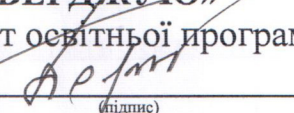
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


_____ (підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

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

Студенту Злоба Таїсія Валентинівна

1. Тема роботи: «Використання палива на основі соєвого масла в середньообертовому двигуні стаціонарної електростанції 8ЧН25/34».

Керівник роботи к.т.н. Галинкін Ю.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 за № 52.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8ЧН25/34 з потужністю $N_e = 600$ кВт.

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

Вступ. 1. Загальна характеристика силової установки електростанції. 2. Розрахунок робочого циклу двигуна. 3. Модернізація системи подачі палива для роботи на рослинній олії. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Поздовжній переріз двигуна (СК). 2. Поперечний переріз двигуна (СК). 3. Загальний вигляд електростанції (СХ). 4. схема паливної системи двигуна (СХ).

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент

(підпис)

Злоба Т.В.

Керівник
роботи

(підпис)

к.т.н. Галинкін Ю.М.

Анотація

Представлена кваліфікаційна робота містить у собі 75 сторінок, 47 рисунків, 6 таблиць. При підготовці проекту було використано 12 джерел інформації.

У кваліфікаційній роботі розроблений комплекс заходів щодо переобладнання середньообертового двигуна 8ЧН 25/34 для роботи на соєвому маслі у складі стаціонарної електростанції, виконано розрахунок паливного факелу, а також розрахунок на міцність основних деталей кривошипно-шатунного механізму.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, соєве масло, паливна система, паливний факел

Abstract

The diploma project includes 75 pages, 47 drawings, 6 tables. At design preparation it has been used 12 information source.

The qualification work developed a set of measures to re-equip the 8CHN25/34 medium-speed engine to operate on soybean oil as part of a stationary power plant, performed a fuel flare calculation, as well as a strength calculation of the main parts of the crank mechanism.

Keywords: internal combustion engine, soybean oil, fuel system, fuel flare

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ.....	5
1.1 Опис електростанції.....	5
1.2 Опис двигуна-прототипу	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА	21
2.1 Особливості розрахункової схеми.....	21
2.2 Обґрунтування вибору вхідних параметрів робочого циклу двигуна...	23
2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна.....	25
2.4 Розрахунок деталей двигуна на міцність.....	35
РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА ДЛЯ РОБОТИ НА РОСЛИННІЙ ОЛІЇ	47
3.1 Паливо рослинного походження на основі соєвого масла	47
3.2 Спеціальні камери згоряння.....	51
3.3 Проектування камери згорання	55
3.4 Розрахунок паливного факелу	58
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	60
4.1 Техніка безпеки та протипожежний захист.....	60
4.2 Охорона навколишнього середовища	64
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	74

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ			
Вим..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Злоба Т.В.			Використання палив рослинного походження в середньообертовому двигуні 8ЧН25/34 стаціонарної електростанції	Лит.	Лист	Листов
Перевір.		Галинкін Ю.М.					3	75
						61 ТЕМмаг-23з		
Н. Контр.		Галинкін Ю.М.						
Затв		Нестеренко В.В.						

ВСТУП

В даний час однією з глобальних проблем у світі є виснаження енергетичних ресурсів. У всьому світі йдуть інтенсивні дослідження з пошуку альтернативних джерел енергії. Віддається перевага заміні невідновлюваних джерел енергії на поновлювані.

Одним з рішень цієї проблеми є використання палив рослинного походження першого покоління, до яких відносяться біодизельне паливо і рослинні масла. У міру вдосконалення технології отримання палива з біомаси та зниження витрат можливо говорити про використання палив рослинного походження другого покоління.

Використання таких палив в двигунах здійснюється двома шляхами. Перший полягає в отриманні з рослинної олії біодизельного палива. Воно може практично без змін в конструкції використовуватися у всіх двигунах. Але виникає завдання забезпечення європейської якості цього палива. Другий спосіб полягає у використанні безпосередньо сирих масел, що вимагає застосування спеціальних камер згоряння, що забезпечують високу температуру стінок камери згоряння, або переоснащення паливної апаратури.

Технічні рішення, що використовуються у конструкції нових дизелів, дозволять при високих рівнях форсування досягти найкращих значень технікоекономічних показників і високої економічності щодо палива і масла, тривалих термінів служби до перебирання та капітального ремонту, низької питомої металоемкості, а також відповідати жорстким екологічним вимогам.

Україна має великий потенціал для вирощування культур, з яких виробляють палива рослинного походження, однією з таких культур є соя.

Завданням кваліфікаційної роботи є проектування двигуна потужністю 600 кВт на базі ДВЗ 8ЧН25/34, що працює на альтернативному паливі – соєвому маслі.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

1.1 Опис електростанції

Електростанція на базі двигуна 8ЧН25/34, яка представлена на рис.1.1 та рис.1.2 призначена для забезпечення електричної енергії промислового заводу по переробці природного газу у синтез-газ. Вона складається з силової установки (поз.1) в яку входить: двигун типу 8ЧН25/34 та генератор електричною потужністю 600 кВт, встановлені на загальній рамі. Потужності даної установки вистачить забезпечити споживачів загальною потужністю 600 кВт.

Силова установка розташована на масивному фундаменті для зменшення вібрації та шуму.

В машинному приміщенні електростанції знаходиться також обладнання обслуговуюче двигун, а саме: стаціонарні циркуляційні насоси охолодження (поз.7), балони пускового повітря (поз.4), балон господарських потреб (поз.3), та компресори (поз.6).

На першому поверсі в щитовому приміщенні знаходяться розподільчі електричні щити (поз.11), та щит заземлення (поз.8).

Над щитовим приміщенням, на другому поверсі розташований, звукоізований пост керування, що має гарний огляд машинного приміщення. Він обладнаний пультом керування (поз.10) та приладними панелями, на яких імітовані схеми систем обслуговуючих установку, з точками від яких потрапляє інформація про стан установки (температура та тиск робочих рідин, газу повітря, також контролюється частота обертання колінчатого валу).

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

В машинному приміщенні біля двигуна, розташований приладний щит (поз.12) з контрольною та пусковою апаратурою.

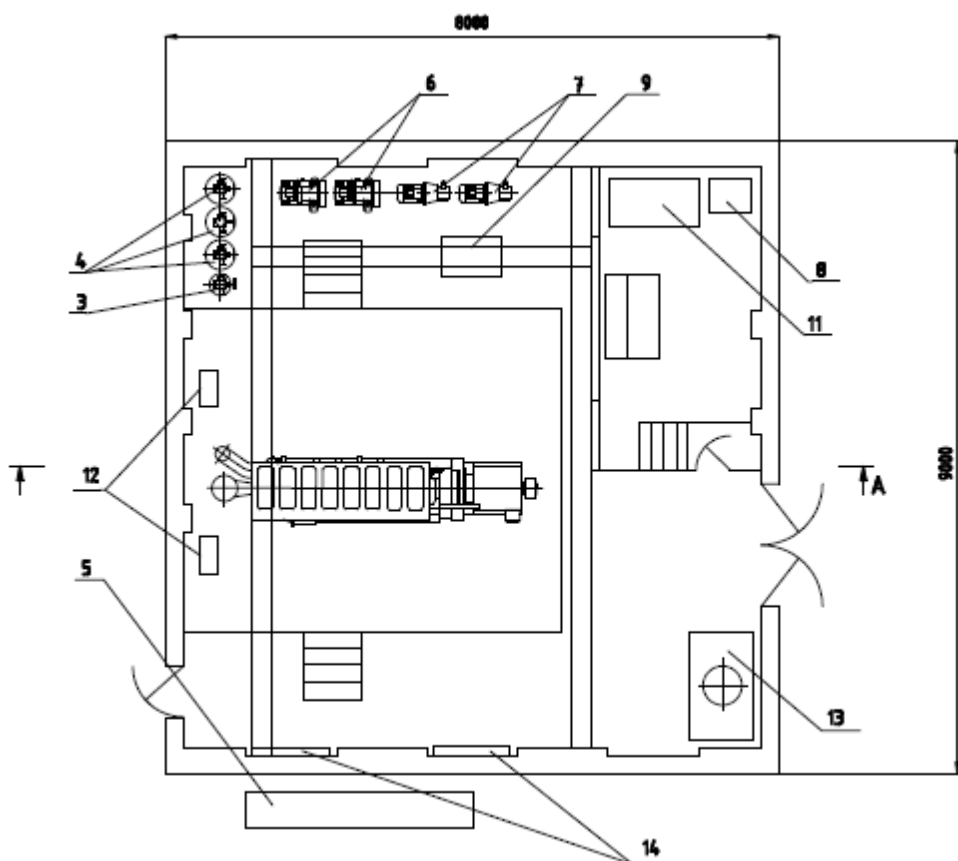


Рисунок 1.1 – Загальне розташування обладнання в приміщенні електростанції

Блок повітряного охолодження циркуляційної води зовнішнього контуру (поз. 5), що складається з вентилятора та радіатора винесений з приміщення.

Вентиляція двигуна складається з легкоз'ємного зонта (поз.2), від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу.

Машинне приміщення обслуговується 15-тонним мостовим краном (поз.9), що має висячу колодку з кнопками керування.

Також в приміщенні знаходяться протипожежні щити (поз.14).

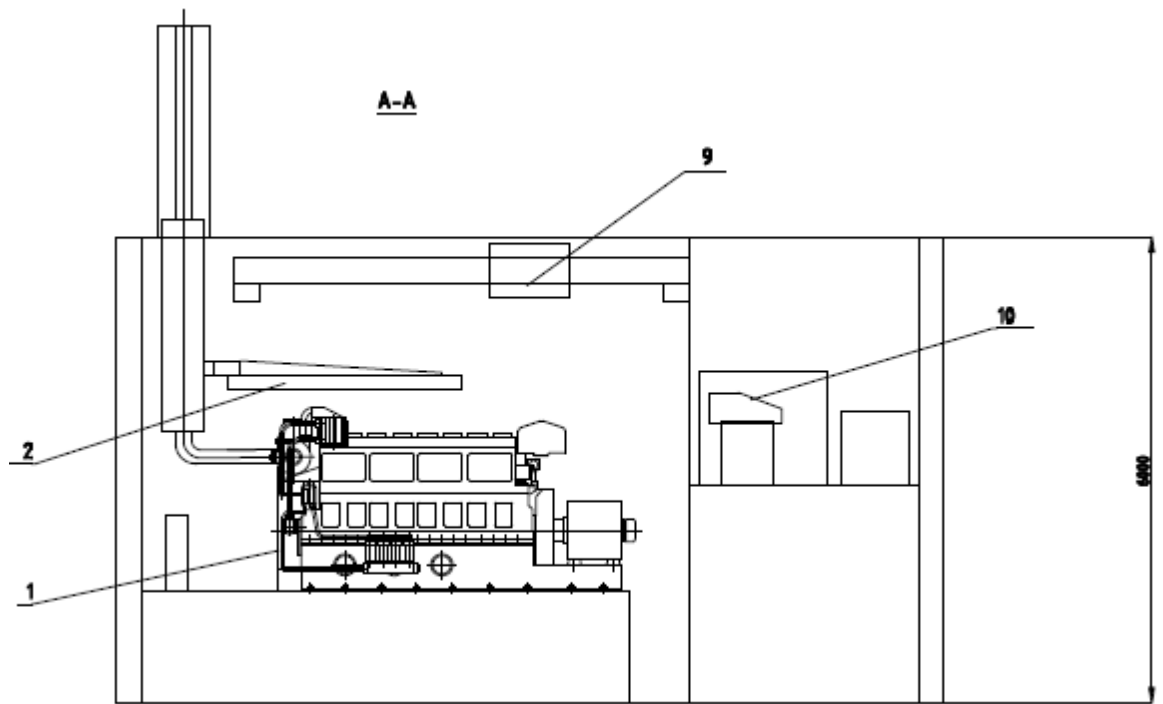


Рисунок 1.2 – Розташування двигуна в приміщенні електростанції, вид збоку

1.2 Опис двигуна-прототипу

Конструкція дизеля 8ЧН25/34 типова для чотиритактних дизелів середньої потужності стаціонарного і суднового типів. Дизель 8ЧН25/34 з'єднується з генератором і встановлюється на суднових і стаціонарних електростанціях.

Дизель має газотурбінне наддування. Осьова імпульсна турбіна використовує енергію випускних газів і служить для приводу відцентрового компресора, що подає повітря під тиском 0,2 МПа у впускний трубопровід. Турбіна і компресор установлені на одному валу й об'єднані в одному агрегаті-турбокомпресорі типу ТК 23.

Деталі остову дизеля відливаються з чавуна. До них відносяться: фундаментна рама з маслзбірником, блок-картер і окремі на кожен циліндр кришки. Блок-картер з'єднується з фундаментною рамою анкерними болтами. Кришки циліндрів кріпляться до блоку-картера шпильками.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Управляючі механізми системи керування і пуску двигуна розміщені на посту керування. До них відносяться механізми, за допомогою яких провадиться пуск і зупинка двигуна і регулювання числа оборотів колінчатого вала. Двигун обладнаний пневматичною системою пуску.

Система змащення комбінована. З порожнини фундаментної рами двигуна мастило через сітчастий фільтр надходить в відкачуючу секцію шестерного масляного насоса і подається через фільтр грубого очищення у видатковий масляний бак. Відтіля нагнітаюча секція насоса подає мастило через другий фільтр грубого очищення і холодильник у головну масляну магістраль. Рівнобіжно мастило проходить через фільтр тонкого очищення. Перед пуском до поверхонь тертя, ручним поршневым насосом нагнітається мастило.

Система охолодження двоконтурна. Циркуляція води в сорочці двигуна створюється одним відцентровим насосом, а іншим прокачується забортна вода через холодильники води й масла.

Технічні характеристики проектового двигуна

Діаметр циліндра D.....0,25 м
 Хід поршня S.....0,34 м
 Ефективна потужність двигуна N_e600 кВт
 Частота обертання n500 хв⁻¹

Двигун, який проектується відноситься до середньо-обертових дизельних двигунів. Дизель 8ЧН25/34 – чотирьохтактний, тронковий з газотурбінним наддувом, нереверсивний, з циліндровою потужністю $N_{e_{ц}}=75$ кВт при 500 об/хв.

Дизель призначений для використання в якості приводу електричного генератора. В процесі проектування дизеля враховувались високі теплові і

механічні навантаження на деталі і вузли дизеля. Були також враховані вимоги, які вимагаються від дизелів:

- забезпечення високої економічності;
- висока надійність і довговічність роботи;
- забезпечення допустимого рівня шуму і вібрації;
- здатність до ремонту і обслуговування.

Питання компоновання і конструкції дизеля вирішувались з урахуванням вище перерахованих вимог. При розробленні аналізувалися загальні компоновання, конструкції окремих вузлів і деталей.

Фундаментна рама вилита з чавуну, суцільна, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня порожнина рами призначена для збору масла, яке стікає з деталей двигуна які підлягають тертю, і масла після охолодження поршня.

В постелях, розташованих в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

Двигун 8ЧН25/34 має дев'ять рамових підшипників. Останній підшипник, якщо рахувати зі сторони маховика, упорний. З обох сторін по всій довжині, фундаментна рама має приливні лапи з отворами для болтів кріплення двигуна до фундаменту.

З сторони вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних та масляних насоси, а зі сторони маховика кожух фланця колінчастого валу і масло відбивним кільцем та сальниковим ущільнюванням.

В днищі, з двох кінців фундаментної рами є два зливних отвори, до яких кріпиться два зливних трубопроводи.

На бокових стінках рами з внутрішньої сторони є приливи, на яких встановлюються масло-заспокійливі сітки.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладається ущільнювальний гумовий шнур.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

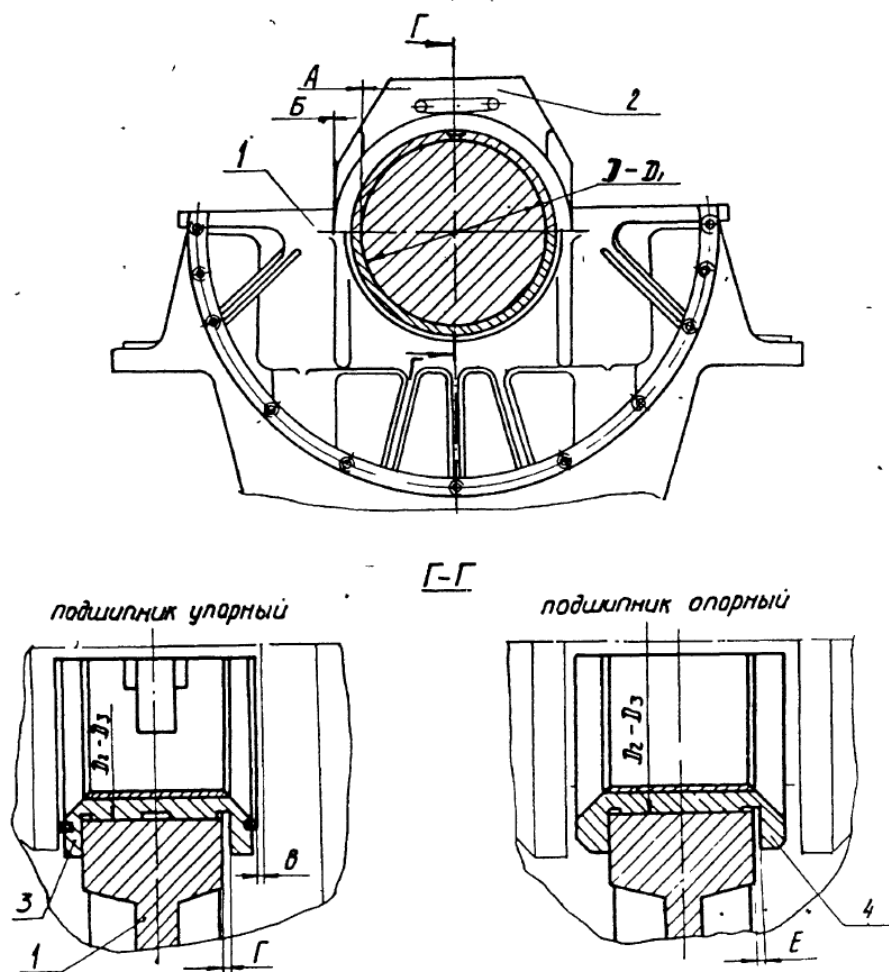


Рисунок 1.3 – Фундаментна рама

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній бурт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна

полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільного валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами.

Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін передбачені люки зачинені кришками.

На кришках люків зі сторони випуску встановлені запобіжні клапани. До переднього торця блока кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами.

Кожен *рамовий підшипник* складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення. Вкладиші сталєво-бабітові. Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

Упорний вкладиш від маховика має бронзові на півкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні на півкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу.

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

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

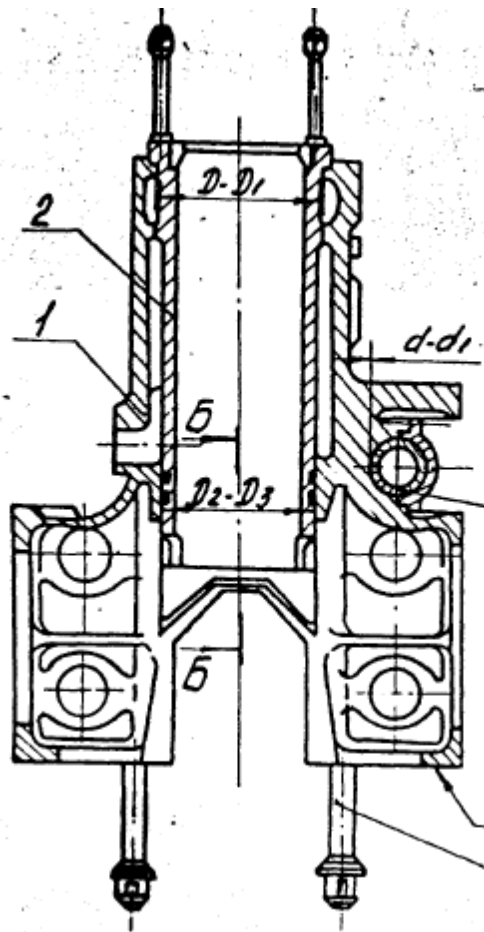


Рисунок 1.4 – Блок-картер

Мастило в підшипники надходить з головної магістралі по трубі і отвору в кришці. З рамового підшипника, масло по каналам в колінчастому валі подається до шатунних підшипників.

Звідти масло по каналам в стержнях шатуна подається до головних підшипників і на охолодження головки поршня.

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

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній край втулки не закріплений. Верхній бурт втулки високий та товстостінний. В ньому розташовані свердлення під нахилом по всьому колу втулки, які призначені для протікання охолоджуючої рідини. На кінці бурта розташована кільцева виточка для ущільнювального гумового кільця.

Під час роботи двигуна, втулки змащуються мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) дизеля внутрішня поверхня втулки фосфатується.

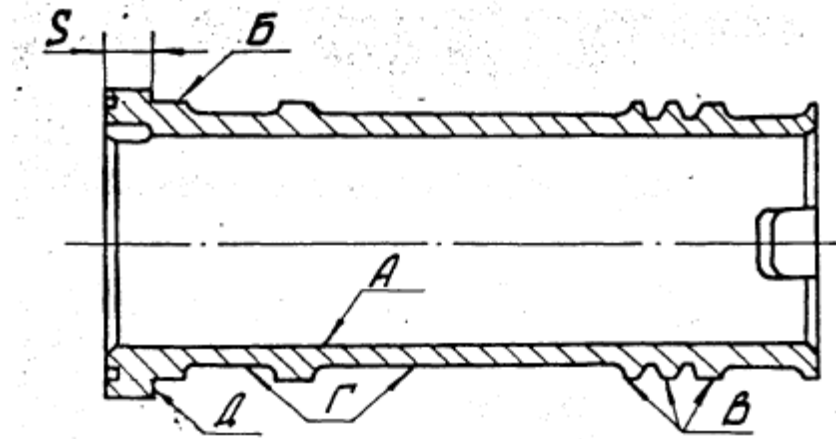


Рисунок 1.5 – Втулка циліндру

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. Величина витяжки шпильок повинна бути в межах 0.3 - 0.33 мм. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів. Змащення їх підшипників відбувається мастилом з системи мащення двигуна. На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача.

В центрі кришки розташована форсунка, яка кріпиться двома шпильками та фланцем. Для ущільнення торцевих поверхонь між форсункою та кришкою встановлюється мідна прокладка.

В кришці є два газових канали, які за допомогою впускних та випускних клапанів циліндр дизеля сполучають з впускним та випускним колекторами.

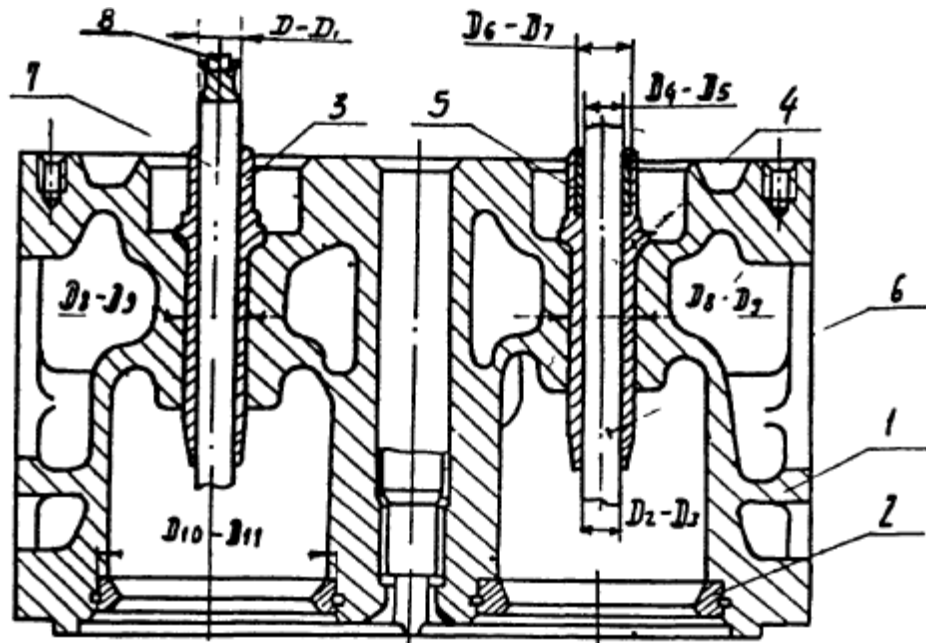


Рисунок 1.6 – Кришка робочого циліндру

Впускні та випускні клапани відрізняються за конструкцією. У випускних клапанів перехід від тарілки до штоку виготовлений ступінчастим, а у впускного плавно. При установці клапанів необхідно звернути увагу та встановити в отвори, які їм відповідають. Клапани виготовлені з жаростійкої сталі.

Направляючі втулки запресовані в кришку. Клапани притерті до сідел і притемнюються до них зовнішньою та внутрішньою пружинами. Верхні кінці пружини втираються в тарілку, яка з'єднана зі штоком клапана конусним розрізним замком.

Фаски випускних клапанів дизельного двигуна мають наплавку з твердого сплаву. Сідла виготовлені з високоміцного сплаву, запресовані в днище кришки. Сідла клапанів охолоджуються водою. На кришці зі сторони випуску розміщений пусковий клапан, зі сторони впуску запобіжний клапан.

На кришці розташований також декомпресійний клапан, на вільному кінці якого є різьба для кріплення пристрою, з метою визначення максимального тиску згоряння в циліндрі. Вогневе днище виконане товстостінним, має радіальні свердлення, для кращого відводу тепла.

Водяна порожнина утворена стінками та двома днищами. Охолоджена вода, яка виходить від поверхонь, які виконані у верхньому бурті втулки циліндру, поступає в кільцеву порожнину між буртом та кришкою. Цей кільцевий простір закривається сталеву втулкою, яка утворює сорочку. Вона ущільнюється двома гумовими кільцями на втулці та кришці. Вода з кільцевого простору поступає у систему радіальних сверделень, які виконані у вогневому днищі кришки, а потім крізь вісім сверделень у центрі кришки перетікає у загальну порожнину кришки, де охолоджує інші елементи кришки. Для очищення водяної порожнини кришки, є люки закриті кришками.

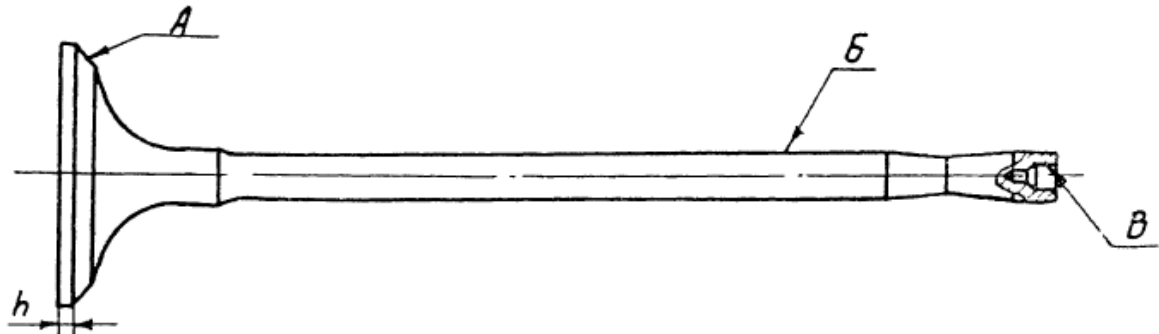


Рисунок 1.7 – Випускний клапан

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ), до якого входять: колінчастий вал, шатуни та поршні, призначений для перетворення поступального руху поршня у обертальний рух колінчастого валу.

Колінчастий вал сталевий, суцільний, має вісім рамових, шість шатунних шийок. Для дизеля 8ЧН25/34 кривошипи розташовані по відношенню один до одного під кутом 90° .

Масло з канавок рамних підшипників надходить до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамні шийки з шатунними, мінаючи внутрішні порожнини шийок.

Свердлення в останній рамній шийці глухе, служить для встановлення спеціального пристрою, за допомогою якого зайвий вкладиш рамного підшипника викочують. Для викочування вкладишів останніх підшипників використовуються свердлення для проходу масла.

На передньому кінці колінчастого валу встановлені шестерні привода масляного та водяного насосів, приводи первинного перетворювача тахометра К18031.

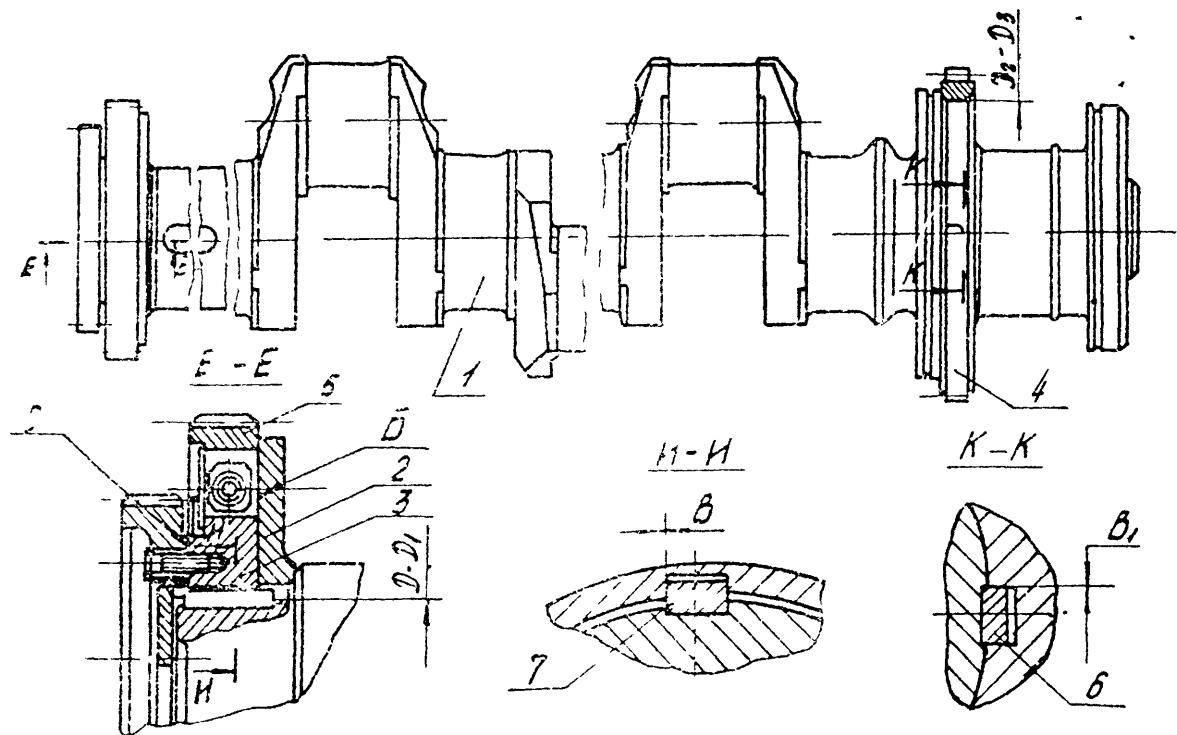


Рисунок 1.8 – Колінчастий вал

Шестерня привода масляного насосу жорстко з'єднана болтами, штифтами, з демпферною шестернею водяних насосів, пружними елементами якої є шість пружин. Демпферна шестерня жорстко з'єднана з

колінчастим валом за допомогою шпонки. Це забезпечує надійну роботу зубчатих зачеплень привода водяних насосів.

Від осьового зміщення демпферна шестерня утримується опорним кільцем та чотирма болтами. Маховик за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і стримується від вістового зміщення опорним кільцем з однієї сторони та буртами колінчастого валу з другої.

На задньому торці валу є борт, який упирається в торець опорного підшипника та попереджує вістове зміщення валу.

На фланці валу насаджена шестерня колінчастого валу, яка служить для приводу розподільного валу і утримується від вістового переміщення шістьма пружинами. За останньою рамною шпилькою валу є масло відбивач, який перешкоджає проникненню масла, яке виходить з останнього рамного підшипника, на фланець, до якого кріпиться маховик.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі, штампований. Стержень шатуна двотаврового перерізу має масляний канал, по якому з нижньої головки до верхньої надходить масло. Верхня голівка шатуна має скоси.

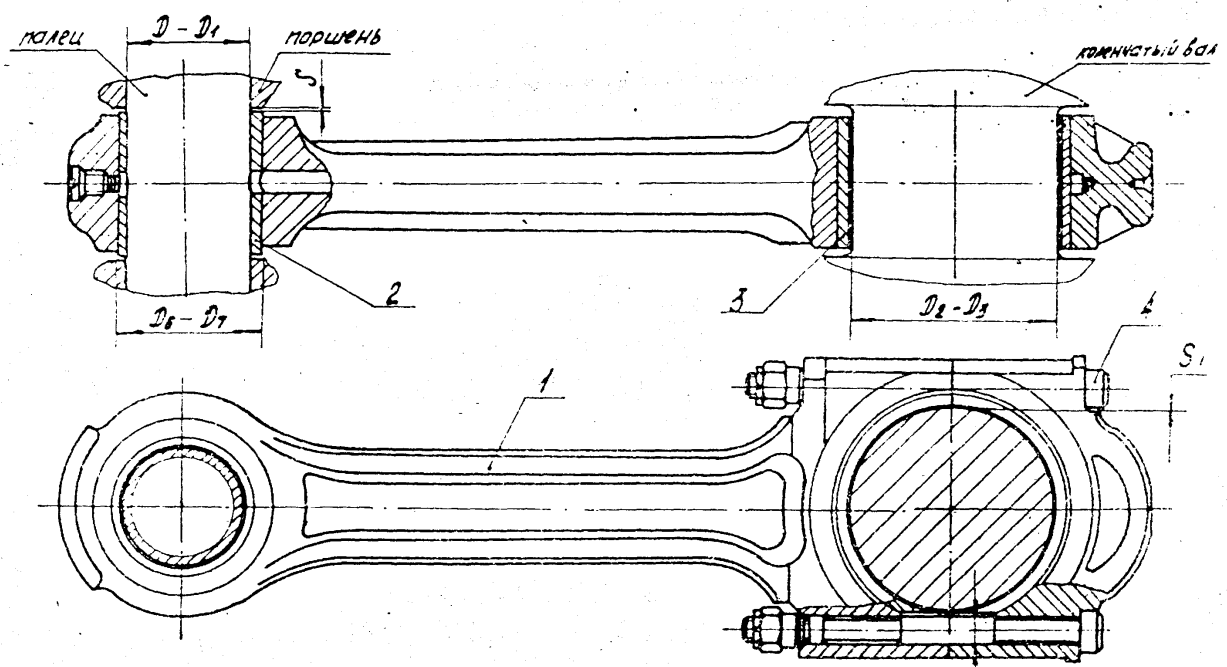


Рисунок 1.9 – Шатун двигуна

У розточку верхньої голівки шатуна запресована втулка, яка являється головним підшипником. На зовнішній поверхні втулки виготовлена шлицева канавка. Масло з каналу в стержні шатуна надходить до кільцевої канавки у верхній головці шатуна, а потім крізь отвори у втулці до поршневого пальця.

У нижній голівці шатуна розташовані тонкостінні вкладиші шатунного підшипника, які виготовлені зі сталі-бабіту. Від провертання та осьового зміщення вкладиші утримуються шатунними шпильками.

Вкладиші мають перевищення розміру по площині роз'єму в кришці, дякуючи чому після обтискання підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишу.

Поршень та шатун з'єднуються сталним пустотілим *поршневим пальцем*. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від вістового зміщення палець втримується стопорними кільцями, які встановлені в кільцевих канавках внутрішніх бобишках поршня.

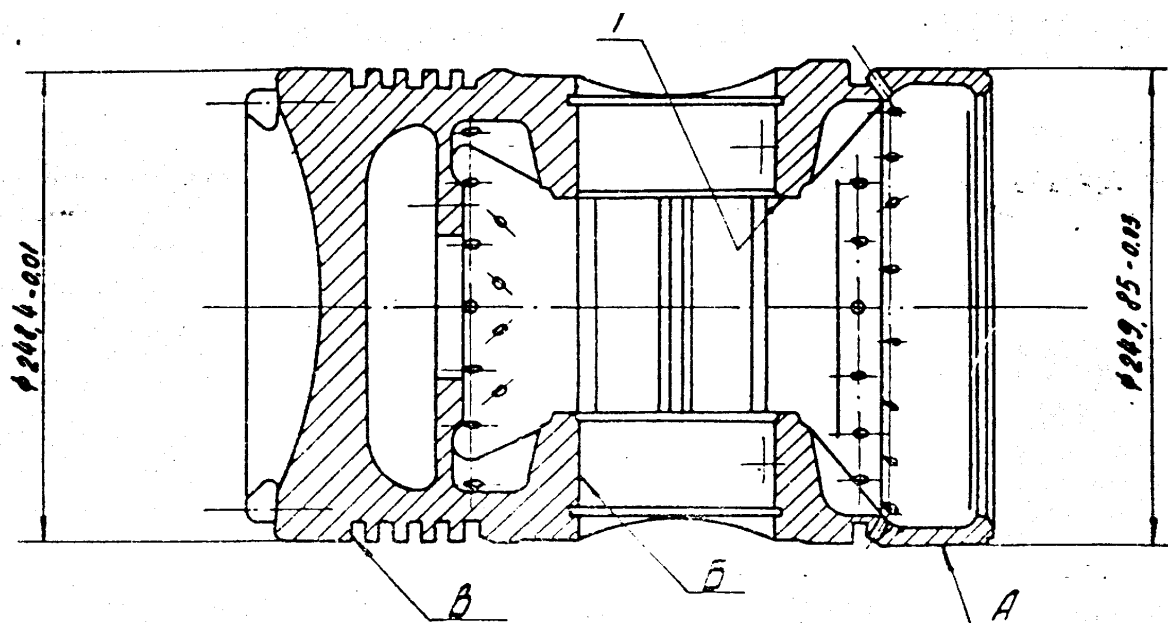


Рисунок 1.10 - Поршень

На кінцях поршневого пальця встановлено заглушки, які на зовнішньому діаметрі мають кільцеву канавку установки ущільнювальних

кілець. Заглушки утримуються пружинними стопорними кільцями. Одна з заглушок має в центрі різьбовий отвір для зняття їх з поршневого пальця. Поршень охолоджується маслом, яке з шатунної шийки крізь маслопровідні канали подається до поршневого пальця.

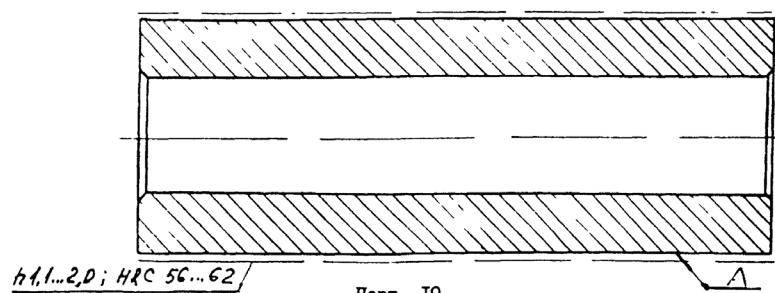


Рисунок 1.11 - Палець

Крізь отвори в середній частині пальця масло підводиться до внутрішньої порожнини пальця, а потім крізь отвори, які знаходяться на кінцях поршневого пальця, в кільцеву канавку, та отвори (які виконані в бобиках поршня) в охолоджуючу порожнину поршня. Залишки масла крізь отвір в голівці поршня стікає в картер. На поршні виконані чотири канавки, в яких розташовані поршневі кільця, в верхній частині поршня розташовані три компресійних кільця, а в нижній маслосбірна кільце.

Компресійні кільця мають в розтині прямокутну форму, замок косий. Верхнє компресійне кільце на боковій поверхні має зносостійке покриття. Маслосбірна кільця коробчатого типу, при контакті з втулкою знімається надлишок масла двома гострими кромками.

Для підвищення радіального тиску на стінку циліндру кільце постачається розширювачами (експандерами) з витих пружин.

У розточку верхньої голівки шатуна запресована втулка, яка являється головним підшипником. На зовнішній поверхні втулки виготовлена шліцева канавка. Масло з каналу в стержні шатуна надходить до кільцевої канавки у верхній голівці шатуна, а потім крізь отвори у втулці до поршневого пальця.

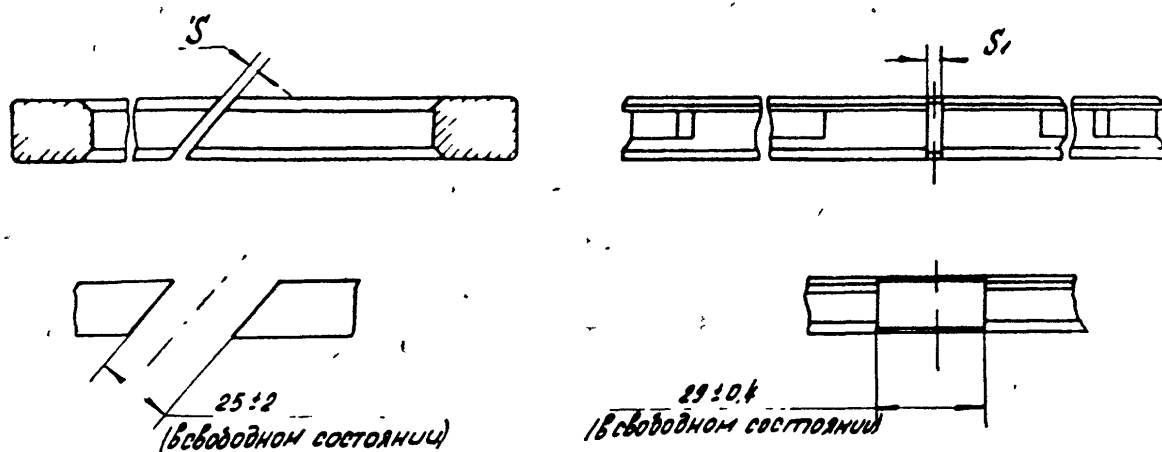


Рисунок 1.12 – Компресійне та маслоз'ємне кільця

Поршневі кільця не зафіксовуються від провертання в канавках. При встановленні поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені відносно один одного на кут 120° та розташовані по гвинтовій лінії.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

2.1 Особливості розрахункової схеми

У цьому дипломному проекті буде детально розглянуто розрахунковий цикл двигуна внутрішнього згоряння, який базується на класичному методі теплового розрахунку, розробленому професором В. І. Гриневецьким ще в 1907 році. Цей метод став важливою віхою в розвитку теорії теплових розрахунків для різних типів двигунів. В наступні роки, вчені, такі як Е. К. Мазінг, Н. Р. Брілінг, А. С. Орлін і Б. С. Стечкін, значно розширили й удосконалили підхід Гриневецького, адаптувавши його до умов роботи з різними типами поршневих двигунів. Їхні дослідження стали важливим внеском у розвиток науки про двигуни внутрішнього згоряння і їхні теплові процеси.

Метод теплового розрахунку, який застосовується у проекті, спирається на загальновідомі положення термодинаміки та термохімії. Цей метод дозволяє всебічно охопити й аналізувати складні теплові явища, які відбуваються всередині робочого циліндра двигуна. Унікальність даного підходу полягає в тому, що він дозволяє провести точне аналітичне дослідження теплових процесів, які є основними для забезпечення ефективної роботи двигуна. Це дослідження є ключовим етапом при проектуванні та модернізації двигунів, оскільки на його основі можна: – кількісно оцінювати теплові явища на етапах проектування, а також під час експлуатації та тестування вже побудованих двигунів; – надавати точне уявлення про основні параметри робочого циклу, а також про фактори, які суттєво впливають на перебіг робочих процесів у двигуні; – обчислювати

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розрахункові значення стану робочого тіла в ключових точках циклу, що є необхідними для визначення ефективних показників роботи двигуна загалом.

Важливо розуміти, що розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння суттєво відрізняється від ідеальних циклів, які розглядаються в теоретичній термодинаміці. У реальних умовах роботи двигуна, кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості змінюються під впливом різних факторів. Наприклад, згоряння палива не є миттєвим процесом, оскільки воно відбувається з кінцевою швидкістю. Крім того, дисоціація продуктів згоряння впливає на загальний процес, оскільки енергія, що міститься в паливі, вивільняється поступово. У процесі розширення, який відбувається після згоряння, відбувається догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, що супроводжується виділенням додаткової кількості теплоти.

Однією з важливих особливостей розрахункового циклу є те, що робоче тіло в двигуні не можна вважати таким, що має постійну теплоємність. Це пояснюється тим, що температура та склад газів у циліндрі змінюються досить значно впродовж усього циклу. Крім того, у реальних двигунах існують суттєві теплові та аеродинамічні втрати, які також потрібно враховувати під час розрахунку. Саме через ці фактори реальний розрахунковий цикл двигуна має бути набагато складнішим, ніж ідеальний цикл, щоб забезпечити точність і адекватність прогнозів щодо роботи двигуна.

Таким чином, метод теплового розрахунку дозволяє враховувати всі ці реальні умови й забезпечує досить точні результати, що важливо для практики. Незважаючи на те, що при описі робочого процесу в двигуні використовуються прості термодинамічні моделі, введення низки експериментальних коефіцієнтів дозволяє врахувати реальні умови протікання робочих процесів і досягти високої точності в розрахунках.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунковий цикл для поршневого двигуна складається з п'яти основних процесів: наповнення, стиск, згоряння палива, розширення та випуску. Кожен із цих процесів є важливим етапом у циклі, і точність їхнього розрахунку безпосередньо впливає на загальні характеристики двигуна. Важливою умовою є те, що похибка між розрахованими значеннями і фактичними показниками потужності двигуна не повинна перевищувати 0,5%.

У разі використання двигунів із газотурбінним наддувом, розрахунки стають ще більш складними, оскільки необхідно забезпечити баланс потужності між турбіною і компресором турбокомпресора. Для цього використовують метод підбору значень коефіцієнта надлишку повітря та тиску повітря за компресором. Результатом є такий розрахунок, при якому потужність турбіни і компресора будуть збалансовані, що дозволяє забезпечити ефективну роботу двигуна при різних режимах навантаження.

Для виконання цих складних розрахунків використовують спеціальне програмне забезпечення, зокрема середовище Mathcad, яке дозволяє автоматизувати процеси обчислень. Завдяки цьому забезпечується висока точність отриманих результатів і суттєво скорочується час, необхідний для проведення складних інженерних розрахунків.

2.2 Обґрунтування вибору вхідних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293 \text{ K}$.

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, тип двигуна, його швидкохідності і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15,4$.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Приймаємо α дизельного двигуна 1,6.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,025$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для цього двигуна коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,8 \dots 0,96$; $\xi_b = 0,82 \dots 0,99$;

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m . Механічний ККД оцінює механічні втрати двигуна, являє собою відношення корисної до використаної потужності. Значення механічного ККД двигуна залежить від якості масла, від теплового стану двигуна. Значення ККД для чотирьохтактних дизельних СОД η_m знаходиться у межах $0,85 \dots 0,95$. Приймаємо $\eta_m = 0,88$

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $700 \dots 1200$ К. Приймаємо $T_r = 700$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на соєве масло середнього складу:

$C = 0,775$ кг/кг – кількість вуглецю;

$H = 0,115$ кг/кг – кількість водню;

$O = 0,110$ кг/кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda=1,2$.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92...0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Відношення тиску перед турбіною до тиску після компресора Ψ_r . У цьому двигуні $\Psi_r = 0,82$.

Підігрів заряду від стінок циліндру. Приймаємо $\Delta T = 15$ К.
Ступінь підвищення тиску. $P_k = 1,8$.

Адіабатний ККД ткрбокомпресору $\eta_{ад}$. Приймаємо $\eta_{ад} = 0,81$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{мт}$. Приймаємо $\eta_{мт} = 0,98$.

Діаметр циліндру: $D = 0,25$ м.

Хід поршня: $S = 0,34$ м.

Частота обертів колінчатого валу: $n = 500$ хв⁻¹.

Число циліндрів: $I = 8$.

Ефективна потужність $N_e = 600$ кВт.

2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,18}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,81} \right] = 357,641$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 357,641 - 0,8 \times (357,641 - 293) = 305,928$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{305,928 + 15 + 0,025 \times 700}{1 + 0,025} = 330,174$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,18 - 0,004 = 0,176$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,176 = 0,171$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15,4}{15,4 - 1,0} \times \frac{0,171}{0,176} \times \frac{305,928}{330,174} \times \frac{1}{1 + 0,025} \times (1 - 0) = 0,938$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_I = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_I = 1,364$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_I} = 0,394 \times 15^{1,364} = 7,107$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_I-1} = 330,174 \times 15^{1,364-1} = 892,493$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1,6}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,496$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,167} = 1,0874$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,0853$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,99} = 0,96$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,087 - 1}{1 + 0,025} \right) \times 0,96 = 1,082$$

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z}{\alpha} \times \frac{Q_H}{L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z}{\alpha} \times \frac{Q_H}{L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,026$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,92}{0,95} = 0,968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,027 - 1}{1 + 0,025} \right) \times 0,968 = 1,026$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z}{\alpha} \times \frac{Q_H}{L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1695$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 7,107 = 7,87$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,026}{1,2} \times \frac{1695}{892,493} = 1,712$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15,4}{1,712} = 8,993$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,267$$

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1695 \times \frac{1}{8,993^{1,267-1}} = 943,287$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{8,52}{8,993^{1,267}} = 0,528$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{7,107}{15,4 - 1} \times \left[1,2 \times (1,712 - 1) + \frac{1,2 \times 1,712}{1,364 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,993^{1,284-1}} \right) - \frac{1}{1,267 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15,4^{1,267-1}} \right) \right] = 1,252$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 1,252 \times 0,99 \times (1 - 0) = 1,227$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,176 \times 0,938}{1,6 \times 0,495 \times 305,928 \times 1,227} = 0,24$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,24 \times 42700} = 0,52$$

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,227 \times 0,95 = 1,08$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,52 \times 0,95 = 0,458$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,24}{0,95} = 0,273$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,25^2 \times 0,34 \times 0,5 \times 1,08 \times 500 \times 8 = 601,292$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{601,292 - 600}{600} = 0,215\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного Π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287 \text{ [ж/кг*К]}$

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,25^2}{4} \right) \times 0,34 \times \left(\frac{0,176 \times 10^6}{287 \times 305,828} \right) \times 0,938 \times 8 \times 0,5 \times \left(\frac{500}{60} \right) \times 1 = 1,098$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 1,098 + 0,273 \times \frac{5390,439}{3600} = 1,144$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,82 \times 0,18 = 0,148$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 943,287 \times \left(\frac{0,148}{0,528} \right)^{\frac{1,284-1}{1,284}} = 721,271$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$
$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (1,6 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 1,6 \times 0,495) = 0,797$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,2 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,2 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (1,6 - 1) \times 0,495}{1,2 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 1,6 \times 0,495}{1,2 \times 296,8}} = 292,943$$

Показник адіабаты розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 745,332) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 745,332} = 1,372$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t \right]}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_e}{k_e - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,377}{1,377 - 1} \right) \times 287,457 \times 745,332 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,33}{0,101} \right)^{\frac{1,377 - 1}{1,377}}} \times 0,98 \times 0,82 \times 1,144 \right]}{1,144 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,81}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 1,775$$

Дійсний тиск надуву, МПа

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_{kd} = \Pi_{\kappa} \times P_0 = 1,775 \times 0,101 = 0,1798$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,1798 - 0,18}{0,18} = -0,085\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

По результатам моделювання будуюмо індикаторну діаграму двигуна, представлену на рисунку 2.1.

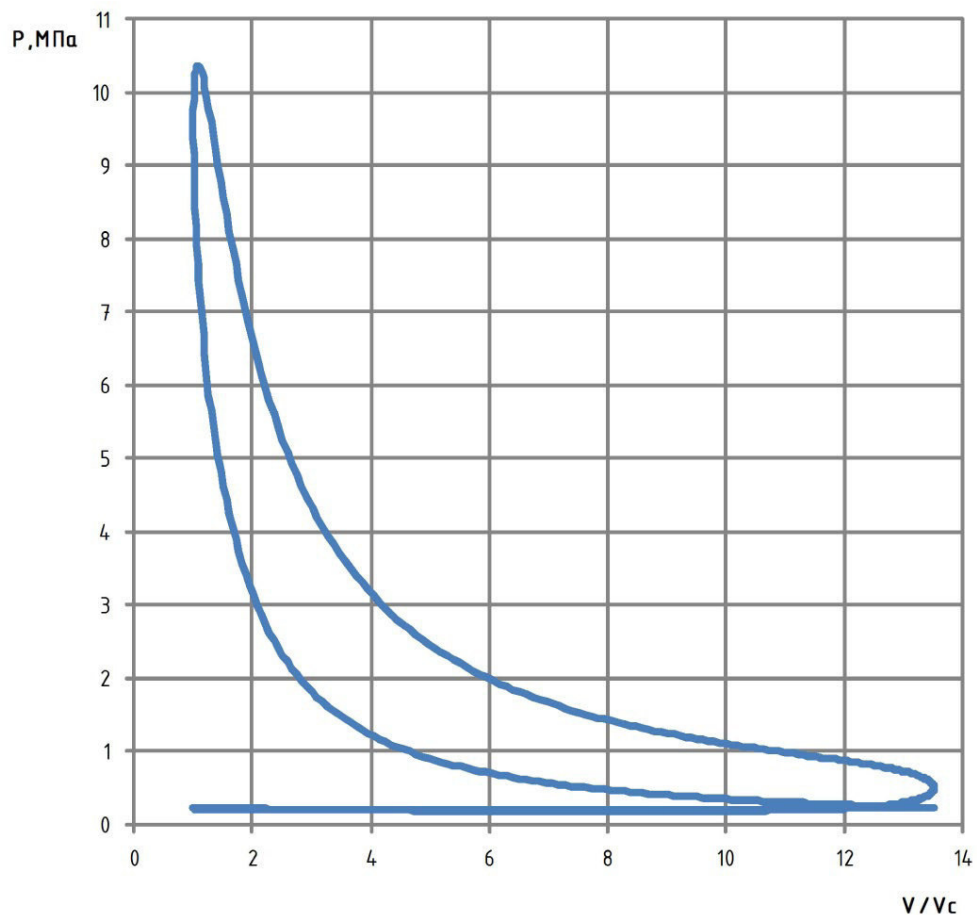


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

2.4 Розрахунок деталей двигуна на міцність

2.4.1 Розрахунок динамічних зусиль діючих в КШМ

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_g і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила:

$$P_{руш} = P_g + P_j$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рисунок 3.1)

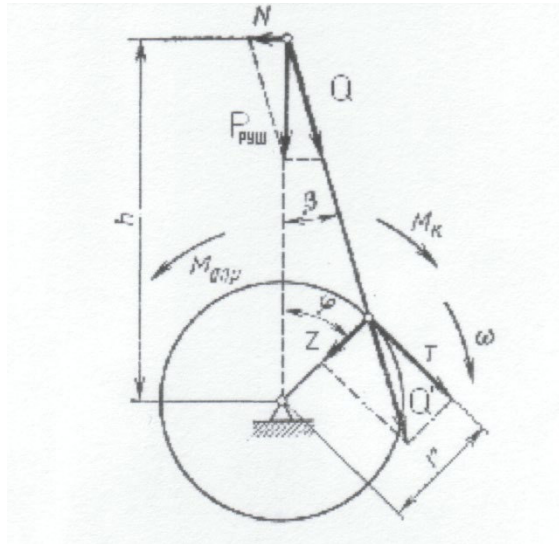


Рисунок 2.2 - Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила $P_{руш}$ давить вниз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких Q направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра

$$N = P_{руш} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Сила Q діє по шатуну, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$Q = P_{pyu} / \cos \beta$$

Перенесемо силу Q по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{пер} = -N \cdot h$$

де $h = r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$

Перекидаючий момент у точності дорівнює моменту, що крутить, зі зворотним знаком. У результаті дії на опори двигуна перекидаючого моменту в них розвивається рівний йому і протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямку сил і моменту, що крутить, по годинній стрілці прийнято вважати позитивними. Зворотні ним - негативними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначають силу тиску газів при будь-якому положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, що діє на поршень, знаходять на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_{sj} \cdot a$$

Як масу m_s беруть масу всіх деталей, що разом з поршнем роблять зворотно-поступальний рух.

Аналіз виконаних конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, віднесеної до осі поршневого пальця, приходить 0,25-0,33 загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75 - 0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем,

$$P_j = -m_s \cdot r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi)$$

де m_s - маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куту повороту колінчатого валу.

Таблиця 2.1 – Вхідні данні для динамічного розрахунку двигуна

Діаметр поршня	м	D	0,25
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	7,87
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,229
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,24
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,24
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	93
Радіус кривошипа	м	r	0,17
Ступінь стиснення		ε	12,5
Показник політропи стиснення		n ₁	1,363
Показник політропи розширення		n ₂	1,267
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,742
Кількість циліндрів		i	8

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 2.1-2.2. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.2 – 2.4.

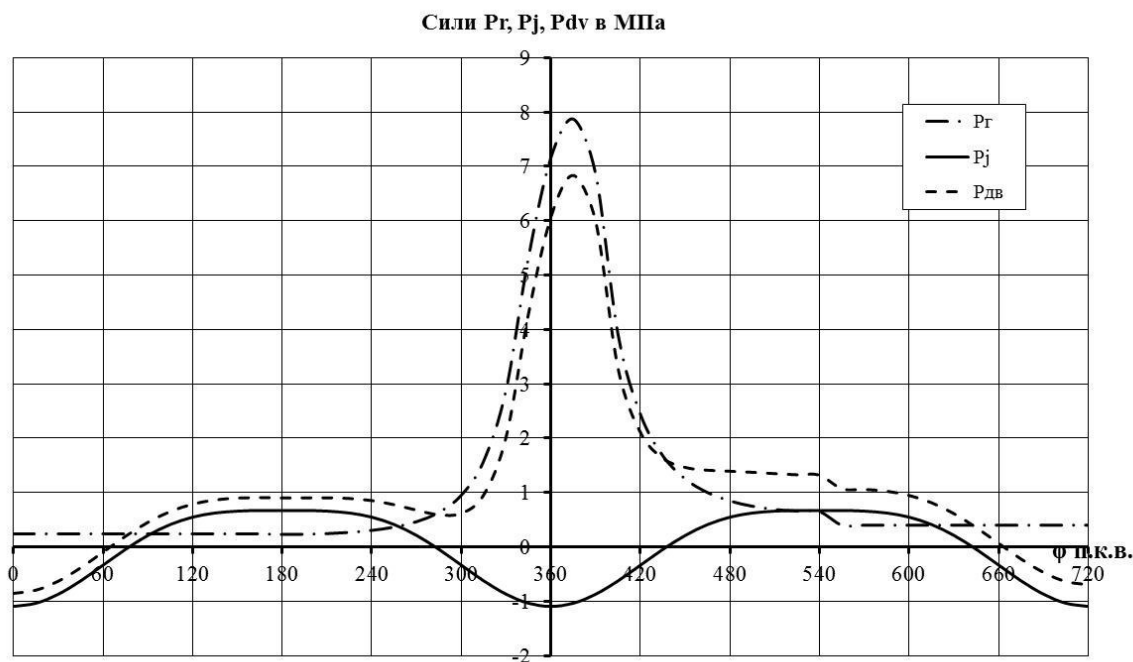


Рисунок 2.3 - Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

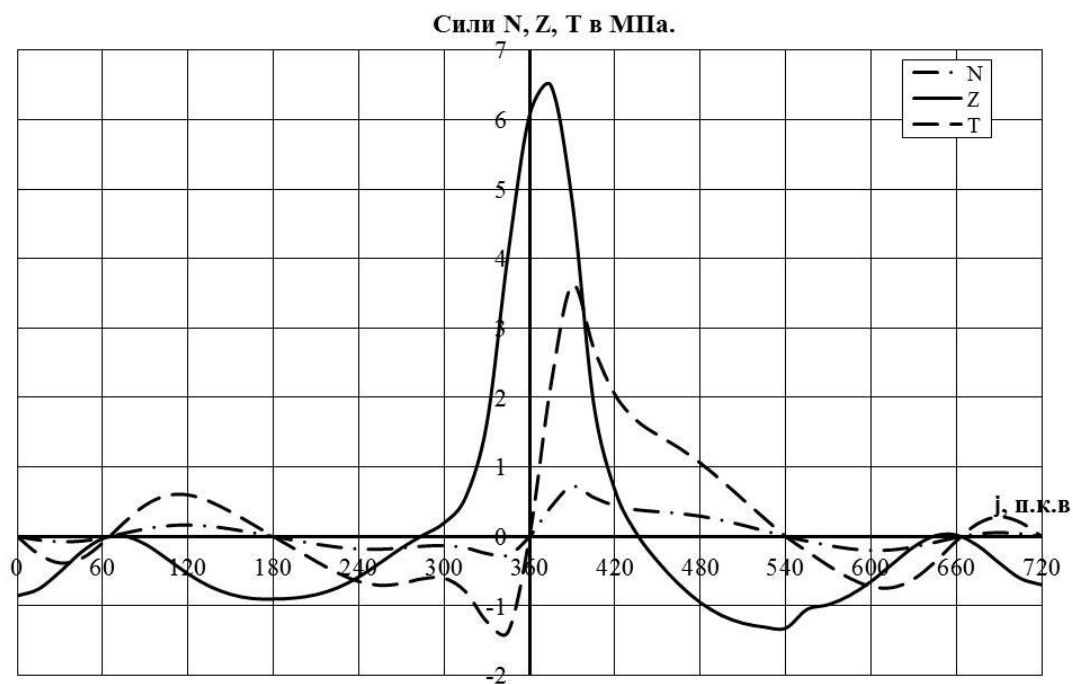


Рисунок 2.4 - Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

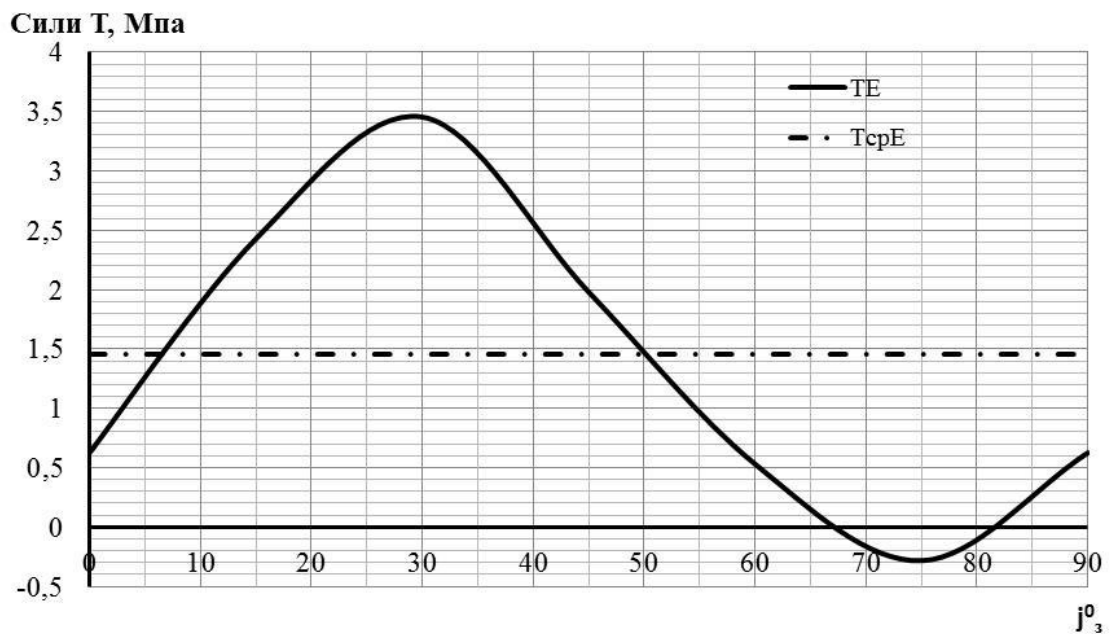


Рисунок 2.5 - Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

2.4.2 Розрахунок на міцність основних деталей системи руху

Розрахунок деталей кривошипно – шатунного механізму проводимо за допомогою програми розробленої на кафедрі ДВЗ.

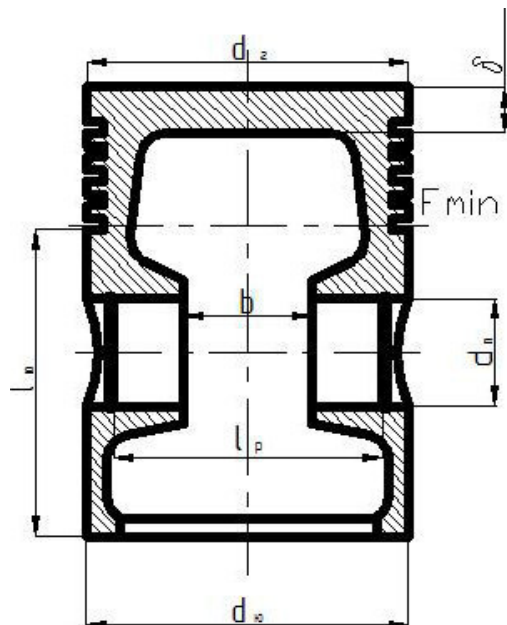


Рисунок 2.6 - Розрахункова схема поршня

Розрахунок поршня

Вихідні дані

Діаметр циліндра $D := 0.25$ м

Максимальний тиск згоряння $P_z := 7.873$ МПа

Частота обертання $n := 500 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$

Середній індикаторний тиск $P_{mi} := 1.28$ МПа

Матеріал поршня - сталь

Основні конструктивні розміри

1 Товщина днища поршня $\delta := 0.08 \cdot D$ для Al (0.1-0.2)
для Ст (0,04-0,08)
 $\delta = 0.02$

2 Висота поршня $H := 1.4 \cdot D$ для СОД и МОД (1.4-2)
для ВОД (1-1.6)
 $H = 0.35$

3 Відстань від днища поршня до вісі під поршневий палець

$$h_1 := 0.8 \cdot D \quad h_1 = 0.2 \quad 0.6 - 1$$

4 Висота юбки поршня

$$l_y := 1.1 \cdot D \quad l_y = 0.275 \quad 0.6 - 1.1$$

5 Відстань до першої кільцевої канавки

$$l_1 := 0.14 \cdot D \quad l_1 = 0.035 \quad 0.11 - 0.2$$

6 Діаметр головки поршня

$$d_g := D - 0.0006 \quad d_g = 0.2494 \quad \begin{array}{l} \text{для Al (0.0007-0.0009)} \\ \text{для Ст (0,0004-0,0006)} \end{array}$$

7 Діаметр юбки поршня

$$d_y := D - 0.00015 \quad d_y = 0.2498 \quad \begin{array}{l} \text{для Al (0.00018-0.00023)} \\ \text{для Ст (0,0001-0,00015)} \end{array}$$

8 Відстань між торцями бобишек

$$b := 0.25 \cdot D \quad b = 0.063 \quad 0.2 - 0.5$$

9 Товщина стінки головки поршня

$$S := 0.095 \cdot D \quad S = 0.024 \quad 0.05 - 0.3$$

10 Висота перемичок

$$h_n := 0.04 \cdot D \quad h_n = 0.01 \quad 0.04 - 0.07$$

11 Діаметр поршневого пальця

$$d_p := 0.38 \cdot D \quad d_p = 0.095 \quad 0.3 - 0.38$$

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

12 Довжина пальця

$$l_p := 0.92 \cdot D \quad l_p = 0.23$$

закрепленный (0,88-0,83)
плавающий (0,8-0,92)

13 Глибина проточки під кольца:

- компресійні $t_1 := 0.044 \cdot D \quad t_1 = 0.011$

-маслоземні $t_2 := 0.044 \cdot D \quad t_2 = 0.011$

14 Висота проточки під кольца:

- компресійні $h_{kk} := 0.7 \cdot t_1 \quad h_{kk} = 0.008 \quad 0,6 - 1$

-маслоземні $h_{km} := 0.7 \cdot t_2 \quad h_{km} = 0.008$

15 Діаметр масляних каналів

$$d_m := 0.39 \cdot h_{km} \quad d_m = 0.003 \quad 0.3 - 0.5$$

16 Кількість масляних каналів

$$n_m := 8 \quad 6 - 14$$

Розрахунок поршня на міцність

1 Напряга стиснення

$$F_{\min} := \left[\frac{\pi \cdot \left[(d_g - t_2 \cdot 2)^2 - (d_g - t_2 \cdot 2 - 2 \cdot S)^2 \right]}{4} - S \cdot d_m \cdot n_m \right]$$

$$\sigma_c := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{d_g^2}{4} \right)}{F_{\min}} \quad \sigma_c = 26.29 \text{ МПа} \quad F_{\min} = 0.0146$$

Допустима напряга стиснення для Al (60МПа)
для Ст (80МПа)
для Ч (40 МПа)

2 Набільший тиск на юбку поршня

$$N := 0.4 \text{ МПа} \quad N \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D \cdot 1000)^2}{4} \right] = 19634.954$$

$$P_y := \frac{N \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{l_y \cdot D \cdot 1000000} \quad P_y = 0.286 \text{ МПа}$$

Допустимий питомий тиск для Ч (0,35МПа)
для Al (1,2МПа)

4 Напруга згину

$$\sigma_u := P_z \cdot \frac{3}{16} \cdot \left[\frac{(d_g - S \cdot 2)}{\delta \cdot 2} \right]^2 \quad \sigma_u = 37.609$$

Допустима напруга згину для АІ
 без ребер (15МПа)
 з заребрінням (50МПа)
 для Ст
 без ребер (45МПа)
 з заребрінням (150МПа)
 для Ч
 без ребер (30МПа)
 з заребрінням (100МПа)

5 Температурні напруги в днищі

- теплова наруга

$$K := 1$$

$$P_{mi} = 1.28$$

$$q := K \cdot (71000 + 310 \cdot n) P q = 289280$$

$$a := 0.02$$

$$a = \text{для АІ } 0.00547$$

$$\sigma_t := q \cdot \delta \cdot a \quad \sigma_t = 115.712$$

$$\text{для Ст } 0.02$$

$$\text{для Ч } 0.00835$$

6 Сумарні напруги в днищі

$$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma_t \quad \sigma_{\Sigma} = 153.321 \text{ МПа}$$

$$\text{для АІ } 150$$

$$\text{для Ст } 400$$

$$\text{для Ч } 200$$

Розрахунок втулки циліндра

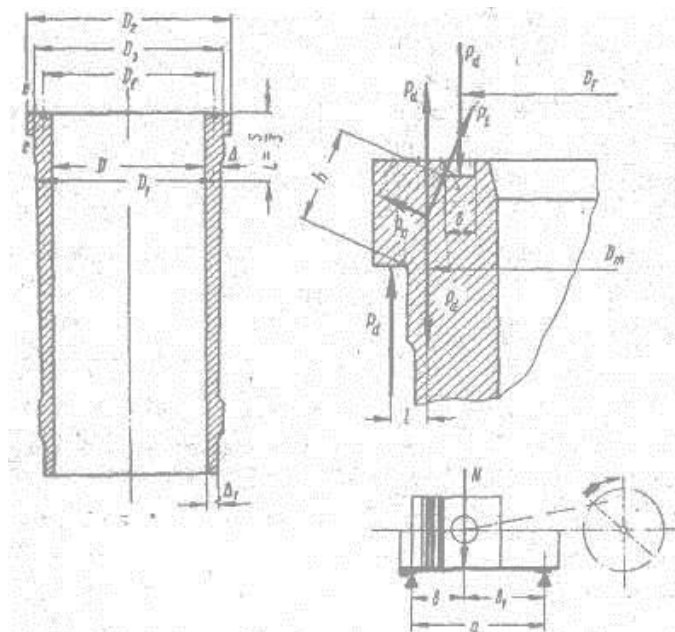


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема втулки

Вихідні данні

Діаметр циліндра $D := 25$ см

Хід поршня $S := 34$ см

Максимальний тиск згоряння, МПа $P_Z := 7.873$

Максимальний тиск згоряння, $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ $p_Z := P_Z \cdot 10$

Матеріал втулки - *чавун* $p_Z = 78.73$

Конструктивні співвідношення

Товщина стінки втулки

- у верхній частині $\Delta := 0.09 \cdot D$ $\Delta = 2.25$ см $(0.06 - 0.1)D$

- у нижній частині $\Delta_1 := 0.07 \cdot D$ $\Delta_1 = 1.75$ см $(0.04 - 0.07)D$

Найбільший діаметр
опорного бурта

$D_2 := 1.26 \cdot D$ $D_2 = 31.5$ см $(1.25 - 1.35)D$

Зовнішній діаметр поясу

$D_1 := 1.16 \cdot D$ $D_1 = 29$ см $(1.15 - 1.2)D$

Довжина втулки

$L := 2 \cdot S$ $L = 68$ см $(1.35 - 1.45)S$ Крейцкопфні
(1.7 - 2)S Тронкові

Розрахунок втулки циліндра

1) Зусилля, яке розриває циліндрову втулку, кг

$P := p_Z \cdot D \cdot L$ $P = 1.3384 \times 10^5$ кг

2) Напруга, яка розриває циліндрову втулку, $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$

$\sigma_p := \frac{p_Z \cdot D}{2 \cdot \Delta}$ $\sigma_p = 437.4$ $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ $(\sigma_{p' \max}) := 600$ $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$

3) Зусилля затягання шпильок, що кріплять кришку, кг

$D_f := 27.2$ - середній діаметр ущільнюючої кільцевої канавки, см

$K := 1.1$ (1,1-1,6) коеф зтяжки

$$P_d := K \cdot D_f^2 \cdot p_z \quad P_d = 6.407 \times 10^4 \quad \text{кг}$$

4) Перевірка ущільнюючої канавки b на смяття, від найбільшого тиску зтягання шпильок P_d :

$b := 1.3$ - ширина ущільнюючої канавки, см

$$K_0 := \frac{P_d}{\pi \cdot D_f \cdot b} \quad K_0 = 576.8 \quad \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \quad (K_0'_{\max}) := 1000 \quad \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

5) Перевірка торця опорного поясу циліндра змяття від сили P_d :

$$D_3 := 29.3$$

$$K_1 := \frac{4 \cdot P_d}{\pi \cdot (D_2^2 - D_3^2)} \quad K_1 = 609.9 \quad \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \quad (K_1'_{\max}) := 800 \quad \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

6) Нормальна максимальна сила, кг

$$F_{\Pi} := \pi \cdot D^2 \div 4 \quad F_{\Pi} = 490.874 \quad \text{см}^2 \quad \text{- площа поршня;}$$

$$P_{z1} := p_z \cdot F_{\Pi} \quad P_{z1} = 3.865 \times 10^4 \quad \text{кг} \quad \text{- розрахункова сила;}$$

$$\beta := 14$$

$$N_{fm} := P_{z1} \cdot \tan(\beta)$$

$$N_{fmax} := P_{z1} \cdot \tan\left[\frac{\pi}{\left(\frac{180}{\beta}\right)}\right] \quad N_{fmax} = 9.636 \times 10^3 \quad \text{кг}$$

7) Визначаємо момент вигину, кг см

$$b_0 := 20.5 \quad \text{см}$$

$$b_1 := 32.2 \quad \text{см}$$

$$a_1 := 52.7 \quad \text{см}$$

$$M_{\Pi} := N_{fmax} \cdot \frac{b_0 \cdot b_1}{a_1} \quad M_{\Pi} = 1.207 \times 10^5 \quad \text{кг/см}^2$$

8) Визначаємо напругу вигину, кг/см²

$$\sigma_{\Pi 1} := N_{fmax} \cdot \frac{b_0 \cdot b_1 \cdot D_1}{0.1 \cdot a_1 \cdot (D_1^4 - D^4)} \quad \sigma_{\Pi 1} = 110.5 \quad \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$(\sigma_{1\max}) := 200$$

9) Найбільша стріла прогибу в точці приложення сили $N_{f\max}$ складає:

$$E := 800000 \quad - \text{модуль пружності чавуну, } \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

$$I := 0.05 \cdot (D_1^4 - D^4) \quad - \text{момент інерції перетину, } \text{см}^4$$

$$f := N_{f\max} \cdot \frac{(b_0)^2 \cdot (b_1)^2}{3 \cdot a_1 \cdot E \cdot I} \quad f = 2.097 \times 10^{-3} \quad \text{см}$$

10) Визначаємо деформацію втулки, віднесену до довжини циліндра

$$\delta := \frac{f}{a_1} \quad \delta = 0.0000398 \quad \frac{\text{мм}}{\text{см}}$$

ця відносна деформація не повинна перевищувати 0,001-0,002 мм/см.

Розрахунок поршневого пальця

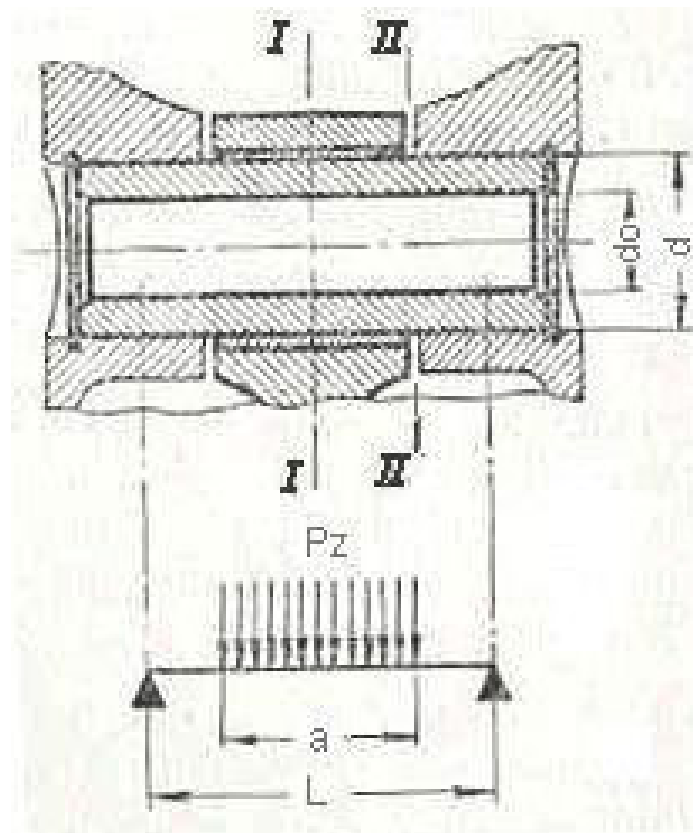


Рисунок 2.8 - Розрахункова схема пальця

Вихідні дані

Діаметр циліндра $D := 25 \text{ см}$

Максимальний тиск згоряння, МПа $P_z := 7.873$

Максимальний тиск згоряння, $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ $p_z := P_z \cdot 10$ $p_z = 78.73$

1) Момент вигину відносно небезпечного перетину I-I

- відстань між серединами опор пальця, см

$b := 11.5$ відстань між торцями бобишек, см

$l_p := 20.8$ довжина пальця, см

$$L := b + \frac{(l_p - b)}{2} \quad L = 16.15 \text{ см}$$

- Довжина підшипника верхньої головки шатуна, см

$a := 11.4 \text{ см}$

$$M_u := \frac{p_z \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right)}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right) \quad M_u = 100964 \text{ кг см}$$

2) Напруга згину:

- Момент опору згину I-I, см³

де:

$d := 10.5$ - зовнішній діаметр пальця, см

$d_o := 4.0$ - внутрішній діаметр пальця, см

$$W := 0.1 \cdot \frac{d^4 - d_o^4}{d} \quad W = 113.32 \text{ см}^3$$

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА ДЛЯ РОБОТИ НА РОСЛИННІЙ ОЛІЇ

3.1 Паливо рослинного походження на основі соєвого масла

Використання альтернативних джерел палива для двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) набуває дедалі більшої популярності на тлі зростаючої уваги до екологічних проблем і зниження залежності від викопних енергоресурсів. Одним із перспективних напрямків є застосування біодизеля, отриманого з рослинних масел, зокрема соєвого масла. Соєве масло як основа для виробництва біодизеля володіє багатьма перевагами, серед яких його відновлюваність, екологічність і можливість вирощування сої на сільськогосподарських угіддях. Використання такого палива має потенціал суттєво знизити викиди парникових газів та інших шкідливих речовин, що робить його привабливим варіантом для екологічно чистих транспортних рішень. Однак, для широкого застосування цього виду палива вимагається вирішення ряду технічних і економічних питань.

Соєве масло, яке перетворюють на біодизель, є складною органічною речовиною, що складається переважно з тригліцеридів – складних ефірів гліцерину і жирних кислот. Біодизель отримується в результаті хімічного процесу трансестерифікації, під час якого масло реагує з метанолом або етанолом у присутності каталізатора, зазвичай гідроксиду натрію або калію. В результаті цієї реакції утворюється метиловий або етиловий ефір жирних кислот – біодизель, та побічний продукт гліцерин.

Соєве масло як паливо має кілька специфічних властивостей, які роблять його привабливим для використання в дизельних двигунах:

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

екологічність, відновлюваність ресурсу. Біорозкладність, зменшення викидів парникових газів, мазутоподібні властивості.

Біодизель з соєвого масла значно зменшує викиди в атмосферу шкідливих речовин порівняно з традиційними викопними видами палива. Зокрема, викиди сірчистих сполук, які викликають кислотні дощі, практично відсутні. На відміну від нафти, соєве масло є відновлюваним ресурсом, оскільки соя – це сільськогосподарська культура, яка вирощується щорічно. Це дозволяє постійно відновлювати запаси сировини для виробництва біодизеля. Біодизель з соєвого масла є повністю біорозкладним, що знижує ризик забруднення навколишнього середовища в разі витоків або розливів. Виробництво та спалювання біодизеля з соєвого масла сприяє зменшенню викидів вуглекислого газу в атмосферу. Вуглець, що міститься в біодизелі, був попередньо поглинутий рослинами під час фотосинтезу, тому викиди CO₂ при його спалюванні не є "новими" для атмосфери. Біодизель з соєвого масла має схожі характеристики з традиційним дизельним паливом за своєю енергетичною цінністю, хоча і трохи нижчу енергоємність.

Для використання соєвого масла в двигунах внутрішнього згорання, насамперед дизельних, його необхідно переробити в біодизель за допомогою процесу трансестерифікації. В результаті цього процесу отримується кінцевий продукт, який може використовуватися як паливо або змішуватися з традиційним дизельним паливом. Для сучасних дизельних двигунів характерною є здатність працювати на сумішах біодизеля з дизелем (наприклад, B20: 20% біодизеля і 80% звичайного дизеля) без будь-яких серйозних змін у конструкції двигуна.

Однак, при використанні чистого біодизеля (B100) можливі деякі технічні труднощі, які потребують врахування: біодизель має вищу в'язкість порівняно зі звичайним дизельним паливом, що може призвести до проблем із подачею палива при низьких температурах. У зимовий час можливі проблеми із закупорюванням паливних систем, тому в умовах холодного

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

клімату необхідно використовувати спеціальні добавки або суміші з традиційним паливом. Деякі матеріали, з яких виготовлені паливні системи та ущільнювачі в дизельних двигунах, можуть піддаватися прискореному зносу або корозії при використанні чистого біодизеля. Це пов'язано з хімічними властивостями біодизеля, тому для тривалої експлуатації двигунів можуть знадобитися певні модифікації. Через підвищену в'язкість біодизеля, може виникнути потреба в модернізації паливних насосів або систем впорскування палива для забезпечення стабільної роботи двигуна. Це стосується особливо тих двигунів, які були розроблені виключно для роботи на традиційному дизелі.

Виробництво біодизеля з соєвого масла має певні економічні переваги та виклики. Однією з основних переваг є відносно доступна сировина – соєве масло широко використовується в харчовій промисловості, тому його побічні продукти можуть використовуватися для виробництва біодизеля. Це відкриває можливості для утилізації відходів і збільшує ефективність використання ресурсів.

Однак виробництво біодизеля потребує додаткових витрат на технологічний процес трансестерифікації, який вимагає спеціального обладнання та хімічних речовин (метанол, етанол, каталізатори). Крім того, вартість виробництва біодизеля може бути вищою, ніж традиційного дизельного палива, особливо без державних субсидій або податкових пільг, що надаються для стимулювання використання відновлюваних джерел енергії.

На ринку біодизеля існує також залежність від коливань цін на сировину – оскільки соя є сільськогосподарською культурою, ціни на соєве масло можуть залежати від врожайності, погодних умов та інших аграрних факторів. Це може впливати на стабільність цін на біодизель і робить його вразливим до змін на ринку.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Переваги використання соєвого масла як палива: зменшення викидів парникових газів, підтримка аграрного сектора, зниження залежності від імпорту нафти.

Соєве масло знижує викиди вуглекислого газу приблизно на 78% порівняно з традиційним дизельним паливом, що робить його ефективним засобом боротьби зі зміною клімату.

Виробництво соєвого масла сприяє розвитку сільського господарства, надаючи фермерам додаткові ринки для збуту своїх продуктів. Крім того, збільшення попиту на сільськогосподарські культури, такі як соя, стимулює економіку та створює робочі місця.

Виробництво соєвого масла з локально вирощених ресурсів допомагає зменшити залежність від імпорту нафтопродуктів, що сприяє підвищенню енергетичної безпеки країн.

Недоліки та виклики соєвого масла зводяться до нижчої енергоємності, в порівнянні зі звичайним дизельним паливом, певні проблеми використання такого палива можуть виникнути при низьких температурах, а також виникає потреба в окремій інфраструктурі.

Хоча соєве масло має високі енергетичні характеристики, воно все ж поступається традиційному дизельному паливу за показником енергії на одиницю об'єму. Це означає, що для досягнення аналогічної потужності двигуна може знадобитися більша кількість соєвого масла, що впливає на економічність його використання. Висока в'язкість соєвого масла може призводити до проблем з пуском двигуна при низьких температурах, що є суттєвим недоліком для регіонів з холодним кліматом.

Широкі впровадження соєвого масла вимагає розвитку відповідної інфраструктури для виробництва, транспортування та зберігання палива. Це включає модернізацію нафтобаз, АЗС і транспортних мереж, що вимагає значних інвестицій.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Використання соєвого масла як палива для двигунів внутрішнього згоряння має значний потенціал у контексті глобальної стратегії переходу на відновлювані джерела енергії. Біодизель з соєвого масла пропонує екологічно чисту альтернативу традиційному дизельному паливу, сприяючи зниженню викидів парникових газів та інших шкідливих речовин. Крім того, використання соєвого масла підтримує розвиток аграрного сектора і сприяє підвищенню енергетичної незалежності країн.

Однак, для повноцінної реалізації цього потенціалу необхідно подолати низку технічних і економічних викликів. Це включає вдосконалення технологій виробництва соєвого масла, адаптацію двигунів і паливних систем для його використання, а також створення відповідної інфраструктури.

3.2 Спеціальні камери згоряння

Основним принципом створення камер згоряння для роботи на маслах є забезпечення інтенсивного перемішування згоряє суміші при наявності високої температури. Ці заходи дозволяють нівелювати недоліки олії як палива, а саме укрупнення крапель уприснуто масла і збільшення дальності, що призводить до підвищення пристеночної частки сумішоутворення на відносно холодних стінках камери згоряння. Для зменшення закоксовуваності отворів розпилювача використовуються не многодірчатого розпилювачі з діаметром отворів 0,1 -0,25 мм, а одне дірчастий з діаметром отвору 1-2 мм.

Піонером у галузі використання РМ у дизелях була фірма «Elsbitt» (Німеччина), яка створила двигун для роботи на рапсовій олії. При створенні камери згоряння для цього двигуна ставилася мета зниження втрат корисної енергії у формі теплоти поза камері згоряння. З цієї причини тепло

сконцентровано всередині камери так, щоб зменшити тепло втрати в стінку (рис. 3.1).

Принцип камери згоряння ELBEST заснований на циркуляції повітря усередині камери згоряння і розміщенні його в різних шарах згідно відмінностей в теплоємності і щільності, таким чином, формуючи центральну гарячу повітряну область згоряння і зовнішній шар надлишкового охолодженого повітря. Камера згоряння повинна бути сферична і розташована безпосередньо в поршні. Форма і розмір входних каналів підібрані таким чином, щоб повітря у входних каналах переміщалося по обертальному руху.

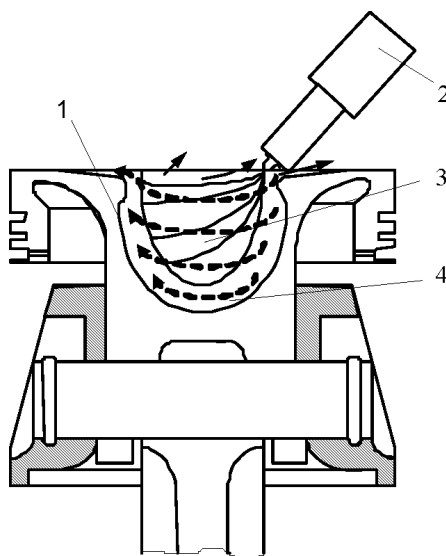


Рисунок 3.1 – Схема камери згоряння двигуна фірми ELSBETT: 1 - стінка камери згоряння; 2 - розпилювач; 3 - зона стехіометричного згоряння; 4 - теплоізоляційний шар повітря

Паливо впорскується тангенціально та направлено до внутрішньої частини області згоряння таким чином, щоб повністю змішуватися з повітрям. Паливо не торкається стінок камери згоряння і тому не виникають небажані відкладення. Зовнішній шар охолодженого надлишкового повітря діє як тепловий та акустичний ізолятор і не дозволяє паливу контактувати зі

стінами камери. Зменшений розмір поверхні стінок камери згоряння знижує тепловий потік і втрати енергії.

Днище поршня виготовлено з сірого чавуну, який піддається мінімальному тепловому розширенню і має низькі теплопровідні властивості. Теплове розширення матеріалу днища поршня аналогічно такому ж тепловому розширенню матеріалу, який використовувався для створення блоку циліндрів. Поверхня стінки камери згоряння має підібраний розмір, щоб мінімізувати тепловий потік і, отже, запобігти непотрібному перегріванню матеріалу.

Корпус поршня забезпечує бічну опору (нормальні сили) і допомагає охолодженню внутрішніх стінок циліндра завдяки розподілу мастила. З цієї причини він забезпечений направляючими і зроблений з алюмінію.

Паливо у такому двигуні впорскується локально (у певному місці) і тангенціально усередині центральної області згоряння. Цей процес запобігає контакту залишку палива зі стінками циліндра, таким чином зменшуючи втрати теплоти.

З цієї причини розпилювачі форсунки мають один отвір з голкою, що самоочищається, і воно орієнтоване в певному положенні і під певним кутом.

Дослідження виявили, що двигуни з безпосереднім уприскуванням через багатосоплові розпилювачі при роботі на рослинній олії істотно погіршують свої показники. Так для ріпакової олії не придатний процес безпосереднього впорскування палива з чотирма або п'ятьма отворами у форсунках, слабо нагрітим повітрям в камері згоряння з алюмінієвим поршнем. FM процес і його модифікація підтримує горіння в дизелі з використанням свічки розжарювання і має дуже великі технічні недоліки.

Існуючі в розпорядженні газові двигуни внутрішнього згорання і двигуни для роботи на метанолі не можуть бути використані для роботи на рослинному маслі з безпосереднім уприскуванням.

Для використання рослинної олії був створений терморпоршень (Ferrotherm-Kolben). Найбільш раціонально для цієї мети застосування двигуна, у якого поршень містить леговану вставку або верхню частину, виконану з термостійкої сталі.

Щоб створити схожі умови сумішоутворення в дизелі для рослинного масла необхідно створити в камері згоряння в кінці такту стиснення більш високу температуру. Такі температури реалізуються в вихорокамерних і передкамерних дизельних двигунах, а також за рахунок спеціальних конструктивних особливостей камери згоряння, а саме теплоізоляції і використання термічних вставок (рис. 3.2).

Подальший розвиток серійної камери згоряння (3.2, а) призвело до створення поршня (3.2, б), забезпеченого нікелевою вставкою, яка забезпечувала температуру, рівну 420 °С. Але дана температура не задовольняла поставленому завданню. Тільки після створення головки поршня з термостійкої сталі, так званого «терморпоршня», вдалося підвищити температуру в камері згоряння до 550 °С, що призвело до більш швидкого випаровуванню палива (3.2, в) і забезпечило можливість нормальної роботи дизеля на рослинному маслі.

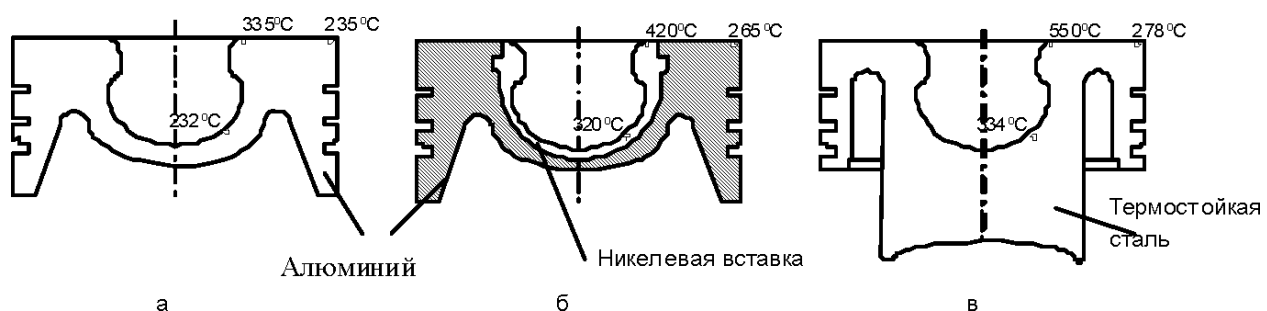


Рисунок 3.2 – Відмінності схем камери згоряння для забезпечення роботи на рослинному маслі

Крім цього були виконані наступні додаткові удосконалення: поліпшення закрутки повітря на впуску та використання одне дірчастої розпилювача з прохідним перетином, збільшеним з 0,2 до 0,3 мм².

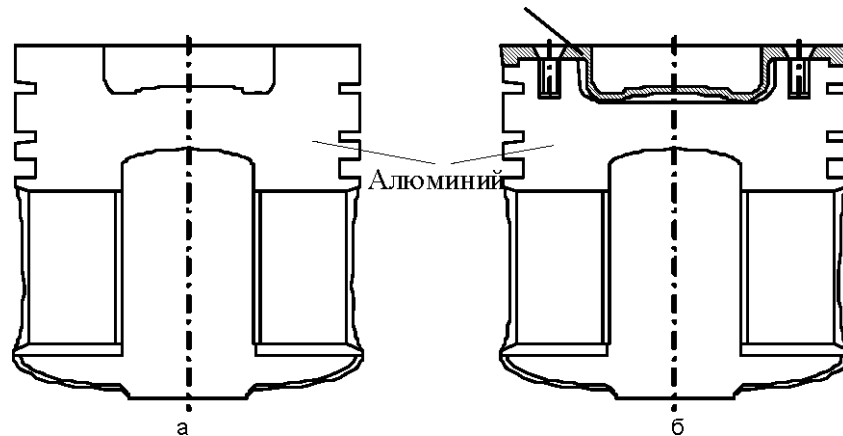


Рисунок 3.3 – Схеми серійного і дослідного поршня для роботи на соняшниковому маслі

Відзначається підвищений на 7% рівень виділення NO_x . При цьому димність двигуна при роботі на рослинному маслі нижче, ніж при роботі на дизельному паливі, відповідно рівні 0,8 і 1,5 одиниць за шкалою Bosch.

Також для цієї ж мети використовується сталева накладка на поршні (рис. 3.3).

Випробування двигуна з серійним поршнем на соняшниковій олії показали високу схильність до нагаро відкладення як на поверхні поршня, так і розпилювача. Одним із шляхів боротьби з нагаровідкладенням є підвищення температури деталей камери згорання шляхом теплоізоляції поршня при використанні сталевий накладки на поршні з повітряним зазором. Такому технічному рішенню передували дослідження з визначення швидкості випаровування крапель дизельного палива та рослинного масла.

3.3 Проектування камери згорання

Одним із найважливіших моментів при переведенні двигуна на рослинну олію є адаптування існуючої згорання камери для паливного факела, що змінився. Змінювати камеру згорання корінним чином не є

доцільним як по технологічним міркуванням, так і по конструктивним, оскільки призведе до змінення конструкції та параметрів таких важливих вузлів двигуна як паливна апаратура високого тиску, кришка циліндра та поршень при мінімальному виграші у паливній економічності. До того ж, не можна забувати, що досить тривалий час дизель працює на дизельному паливі, а для цього режиму експлуатації двигуна існуюча камера згорання підходить оптимально. Тому, пропонується з'ясувати, як змінюються умови впорскування рослинної олії в циліндр, здійснення сумішоутворення та протікання процесу згорання і спираючись на ці дані сформулювати перелік необхідних змін у конструкцію двигуна для забезпечення нормальних умов роботи двигуна на рослинній олії.

На двигуні прототипі 8ЧН25/34 застосовується об'ємне сумішоутворення з використанням камери згорання типу Гесельман, що є типовим для дизелів такої розмірності. Така камера згорання відноситься до нерозділених камер згорань. нерозділена камера згорання являє собою єдиний об'єм, що обмежений поверхнями днища поршня та кришки циліндра. В камері згорання типу Гесельман основну роль у формуванні об'єму, в який впорскується паливо, відіграє форма днища поршня.

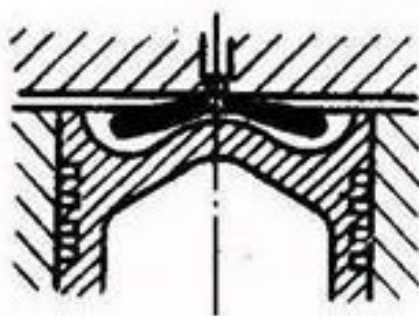
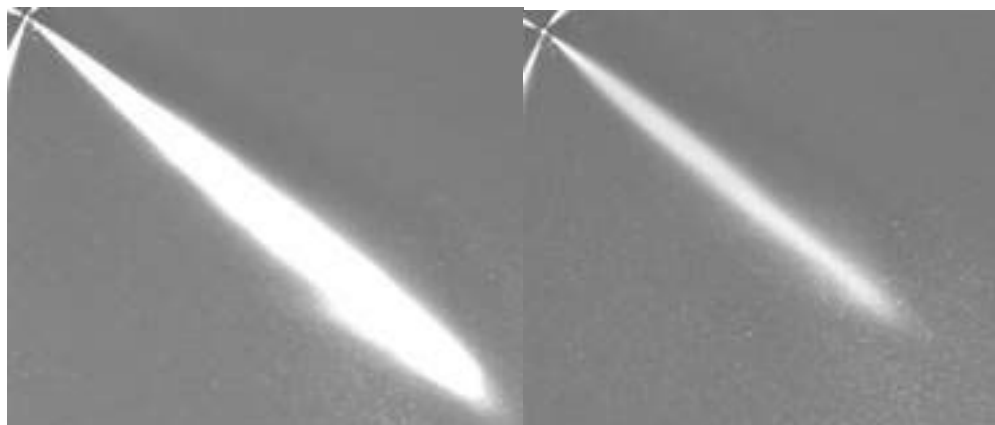


Рисунок 3.3 – Камера згорання типу Гесельман

Структура факела рослинної олії має більш високу нерівномірність в розподіленні концентрації крапель палива в поперечному перетині факела,

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

середній діаметр часток палива, які складають факел, більшість, а кут розкриття факела до 40% менше ніж на дизельному паливі. Факел рослинної олії має більшу далекобійність, що являється слідством покрупнення крапель палива через більш високих значень в'язкості та поверхневого натягіння, а також, більш високої густини рослинної олії в порівнянні з дизельним паливом. На основі цих даних можна зробити висновок про доцільність використання розпилювачів з більшим діаметром соплових отворів для забезпечення кращої якості розпилювання.



а)

б)

Рисунок 3.4 – Дизельний паливний факел та паливний факел рослинної олії

Також, при переведенні двигуна на рослинну олію спостерігаються такі зміни робочого процесу: збільшення максимального тиску подачі палива; погіршення паливної економічності; зменшення вибросів оксиду азота; збільшення вибросів оксиду вуглецю; зменшення жорсткості роботи двигуна; незначне підвищення температури вихлопних газів; зменшення вибросів сажі, тобто, є як негативні, так і позитивні моменти.

В якості заходів по оптимізації робочого процесу необхідно застосувати наступне: збільшити кут випередження впорскування палива на 2-3 градусів повороту колінчастого валу, забезпечити температуру палива при подачі у двигун 80-900 °C, застосовувати розпилювач із збільшеним діаметром соплових отворів (з 0,35 мм до 0,5 мм).

3.4 Розрахунок паливного факелу

Паливо - дизельне Л-0,2-40

Діаметр соплових отворів форсунки $d_c = 0,5 \text{ мм}$ $d_c = 0,00050 \text{ м}$

Кількість соплових отворів $i_c = 8$

Площа прохідного перетину соплових отворів $A_c = 1,391 \text{ мм}^2$

Густина палива $\rho_T = 850 \text{ кг/м}^3$

Циклова подача палива $B_{ц\text{max}} = 0,00160 \text{ кг/цикл}$

Час витікання палива із соплових отворів $t_b = 0,003 \text{ с}$

Коефіцієнт динамічної вязкості палива $\mu_T = 0,0059 \text{ Па с}$

Коефіцієнт поверхностного натягіння $\sigma_f = 0,016 \text{ Н/м}$

Щільність повітряного заряду під час впорскування $\rho_a = 26,3 \text{ кг/м}^3$

Розрахунок

Середня швидкість витікання палива під час впорскування

$$U_0 = B_{ц\text{max}} / (A_c \times i_c \times \rho_T \times t_b) = 0,00160 / (1,391 \times 8 \times 850 \times 0,003) = 66,34 \text{ м/с}$$

Крітерій Вебера

$$W_b = U_0^2 \times d_c \times \rho_T / \sigma_T = 66,34^2 \times 0,0005 \times 850 / 0,016 = 116884$$

Крітерій М

$$M = \mu_T^2 / (d_c \times \rho_T \times \sigma_T) = 0,0059^2 / (0,0005 \times 850 \times 0,016) = 0,0051$$

Відношення густин повітря та палива

$$\rho = \rho_a / \rho_T = 26,3 / 850 = 0,0309$$

Довжина основної ділянки паливного факела

$$l_T = C_S \times d_c \times W_b^{0,25} \times M^{0,4} \times \rho^{-0,6} = 8,85 \times 0,0005 \times 116884^{0,25} \times 0,0051^{0,4} \times 0,0309^{-0,6} = 0,080 \text{ м}$$

де $C_s = 8,85$ - емпіричний коефіцієнт.

Час досягнення паливного струменя стінок камери згорання

$$\tau_s = l_T^2 \times D_s \times \sqrt{2} \times \rho_T^{0,37} \times \sigma_T^{0,37} \times \mu_T^{-0,37} = 0,080^2 \times 5 \times \sqrt{2} \times 850^{0,37} \times 0,016^{0,37} \times 0,0059^{-0,37} = 0,79085 \text{ с}$$

де $D_s =$ - емпіричний коефіцієнт.

Кут розсіювання струменя впорскненого палива

$$\gamma_T = 2 \times \arctg(F_s \times W_b^{0,32} \times M^{-9,07} \times \rho^{0,5}) = 2 \times \arctg(0,009 \times 116884^{0,32} \times 0,005^{-9,07} \times 0,0309^{0,5}) = 12,3$$

де $F_s = 0,009$ - емпіричний коефіцієнт.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Техніка безпеки та протипожежний захист

Заходи з техніки безпеки можливо розділити на організаційні та технічні. До організаційних заходів відносяться інструктаж з техніки безпеки безпосередньо на робочому місці, обладнання ділянки плакатами та інструкціями.

Безпосередню відповідальність за дотриманням техніки безпеки на ділянці несе бригадир і майстер складального цеху. Майстер проводить 1 раз на квартал інструктаж з техніки безпеки. До технічних заходів з техніки безпеки відносяться:

- періодична перевірка обладнання ділянки складання. В даному випадку в цеху знаходиться внутрішньоцеховий кран, який перевіряється 1 раз в квартал. Також раз в квартал перевіряються стропи, якими користуються на ділянці;
- інструмент і пристосування якими користуються на ділянці повинні бути справні, не зношені і відповідають вимогам техніки безпеки;
- на ділянці складання повинна знаходитись аптечка укомплектована згідно вимог;
- ділянки повинні бути обладнані стелажми для зберігання деталей, настилами для верстатів.

Заходи з протипожежного захисту на ділянці складання поршня також можливо розділити на організаційні та технічні.

Організаційні заходи: навчання робітників ділянки правилам пожежної безпеки, проведення лекцій, бесід, друкування необхідних інструкцій, обладнання ділянки плакатами.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

З технічних заходів на ділянці потрібні:

- обладнати ділянку протипожежним щитом, який укомплектувати згідно вимог;
- укомплектувати ділянку ящиком з піском для тушіння ізоляції дротів, які знаходяться під напругою;
- пролите масло потрібно негайно прибрати. Для цього на ділянці повинен бути ящик для використаного ганчір'я;
- для місцевого освітлення потрібно використовувати тільки електричну лампочку під напругою 6-36 V, яка захищена металевою сіткою;
- обладнати планом евакуації робітників у випадку пожежі.

4.2 Техніка безпеки на ділянці складання

Надягніть спецодяг, застібніть всі гудзики.

Підготуйте своє робоче місце до роботи.

Перевірте роботу механічного обладнання на холостому ході.

Під час роботи дотримуйтесь чистоти та порядку на робочому місці, не загороджуйте проходів, проїздів, складайте деталі та вузли, агрегати та спеціальні стелажі, підставки, контейнери.

Застосовуйте гайкові ключі з губками, з відповідним розміром гайок і головок гвинтів. Не подовжуйте гайкові ключі приєднанням другого ключа або труби, не підкладайте металеві пластинки між гайкою і головкою гвинта, губками ключа. Не вдаряйте молотком по ключу. Не відривайте гайки, гвинти за допомогою зубила і молотка. Напшабери та інші інструменти із загостреними кінцями (неробочими) повинні мати рукоятки з болдажними кінцями. На ударній поверхні зубил, бороданів та інших інструментів не повинно бути заусениць, вибивки та інших тріщин. Спостерігайте за тим, щоб інструменти були сухими та чистими.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При розпресовці або знятті окремих деталей застосовуйте тільки спеціальні або універсальні зйомники, а при запресовці користуйтеся пресом.

При перевірці співпадання отворів застосовуйте спеціальні оправки. Не перевіряйте співпадання отворів пальцями.

При роботі на поворотному стенді систематично перевіряйте фіксацію, щоб не допустити самовільного зміщення закріплених на ньому агрегатів, вузлів.

Тиски повинні бути міцно закріплені на верстаті. Працювати з тисками, які мають зношену насічку губок, заборонено.

Установка свердла в патроні свердлильного станка виконувати тільки при зупиненому циліндрі. Надійно закріплюйте свердло в патроні, а деталь на самому станку.

При роботі з пневматичним ручним гайковертом забороняється:

- а) виконувати наладку, розбирання та інші роботи по обслуговуванню гайковерта, не від'єднавши його від повітропроводу;
- б) переходити з одного місця на інше з працюючим гайковертом;
- в) накладати змінну головку на гвинт або гайку при обертаючомуся шпинделі гайковерта.

Вантажі вагою понад 20 кг дозволяється піднімати тільки підйомними механізмами з кріпленням спеціальних захватів. Піднімайте вантаж тільки вертикально.

Інструменти і прилади повинні використовуватися за призначенням.

4.1.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

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

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- двигун і всі допоміжні механізми і пристрої установки повинні експлуатуватися в строгій відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;
- не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;
- необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування і інвентар;
- постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду дизельної установки і її допоміжних механізмів;
- не дозволяється захащувати якими-небудь предметами проходи в машинному відділенні. Отвори і трубопроводи для наповнення і огляду цистерн рідкого палива повинні бути закриті і не мати пропусків;
- дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;
- не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;
- при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент і т.п. на деталях механізму руху;
- пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією. При цьому обслуговуючий персонал повинен бути віддалений від дизельної установки;
- необхідно оберегати від ударів і пошкоджень балони стислого повітря;
- слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;
- при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду. При продуванні індикаторних кранів необхідно знаходитися в стороні від струменя газів.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.2 Охорона навколишнього середовища

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У *першу групу* входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – *окис вуглецю* чи *чадний газ* – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушення). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив *окису вуглецю* залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У *третю групу* входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Діоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в сердечно – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні нитроолефіни. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення метгемоглобіна; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних

шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У шосту групу виділяють *сажу*. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає

екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Для бензинових двигунів такими є окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів). Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

- смог крижаний (аляскинського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель туману і пари опалювальних систем;
- просто смог (лондонського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель туману;
- смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий) – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O₃). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіологічні – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив газів двигунів, що відробили, на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

4.2.2 Основні способи зниження токсичності і димності відпрацьованих газів

Удосконалення робочих процесів і сумішоутворення. Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатокамерні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

Рециркуляція ВГ. Невелику кількість ВГ (10 – 12 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (по іншим даним до 20%). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (по іншим даним на 40 – 50%). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення пальної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно трохи знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH у цьому випадку може небагато зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча тут і так викиди NO_x невеликі. Рециркуляція ВГ більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, чим для двигунів з розділеними камерами.

Паливо і присадки. Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Додатки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетілсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим змістом тетраетилсвинця дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ. Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (масло, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У процесі підготовки та виконання цього дипломного проєкту було здійснено детальне дослідження конструктивних особливостей чотиритактного середньообертового двигуна типу 8 ЧН 26/34. Особлива увага приділялася аналізу робочого процесу двигуна, його ключових характеристик та впливу конструктивних параметрів на ефективність роботи. Також розглянуто сучасні напрями вдосконалення, які спрямовані на підвищення економічності, зниження витрат енергоресурсів і покращення екологічних показників двигуна.

Проведений аналіз показав, що використання соєвого масла як альтернативного палива є перспективним рішенням для зменшення залежності від традиційних нафтових палив. Це паливо не лише сприяє економії фінансових витрат на отримання енергії, але й дозволяє значно знизити залежність від коливань цін на нафту на світовому ринку. Додатковою перевагою використання соєвого масла є його менший вплив на довкілля порівняно з традиційними паливами, що відповідає сучасним екологічним трендам.

Результати проведених розрахунків підтвердили можливість застосування соєвого масла як палива в серійних дизельних двигунах. Утім, для забезпечення стабільної та ефективної роботи двигуна необхідно провести ряд технічних змін. Зокрема, слід модифікувати схему паливної системи, адаптувати паливну апаратуру для роботи з новим видом палива, а також врахувати специфічні фізико-хімічні властивості соєвого масла. Ці властивості, зокрема, впливають на формування паливного факела, що зумовлює необхідність удосконалення профілю камери згоряння. У ході роботи було виконано проєктування відповідних змін і запропоновано конструктивні рішення, які дозволять забезпечити адаптацію двигуна до нового виду палива.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Окрім технічних аспектів, проєкт охоплює питання охорони праці та екологічної безпеки. Детально розглянуто заходи, спрямовані на забезпечення безпеки працівників під час проведення складальних робіт на виробничих дільницях. Зокрема, описано процедури монтажу вузлів, які мінімізують ризики для персоналу. Також у роботі враховано екологічні аспекти — запропоновано методи мінімізації впливу виробничих процесів на навколишнє середовище, а також шляхи утилізації відходів та зменшення викидів.

Усі зазначені рішення спрямовані на підвищення ефективності роботи двигуна, оптимізацію витрат палива, а також забезпечення відповідності сучасним екологічним стандартам. Комплексний підхід до вирішення цих завдань дозволяє вважати проєкт не лише технічно обґрунтованим, але й перспективним для подальшої реалізації в реальних умовах експлуатації.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Лабораторний практикум. Методичні вказівки щодо виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія ДВЗ». Коваленко І.М., Доценко С.М. Малютін П.В. Первомайськ ППІ, 2007.
2. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газодизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ НУК, 2013. – 52с.
3. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми бензинового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ НУК, 2013. – 52с.
4. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». // Доценко С.М.– Первомайськ: ПФ НУК, 2021 - 50 с.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Гірікович В.С.- Первомайськ ППІ НУК, 2010. – 36с.
6. Pounder, C.C. Msrine diesel engines and gas turbines. – London, DousWoodyard, 2009. – 887 p.
7. Наливайко, В.С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. [Текст]: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт. / В.С. Наливайко, С.Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
8. Лукін, А.І. Конструкція суднових двигунів. [Текст]: Навчальний посібник / А.І. Лукін, Миколаїв, УДМТУ, 1999. – 62 с.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

9. Пильов, Двигуни внутрішнього згоряння. Том 4. Основи САПР ДВЗ [Текст]: / В.О. Пильов, А.В. Шеховцев. – Х.: «Прапор», 2004. – 336 с.

10. Марченко, А.П. Двигуни внутрішнього згоряння. Том 5. Екологізація ДВЗ [Текст]: / А.П. Марченко, І.В. Пареданов, Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, А.Ф. Шеховцев. – Х.: «Прапор», 2004. – 360 с.

11. Наливайко, В.С. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів. [Текст]: / В.С. Наливайко, С.Г. Ткаченко, В.С. Хоменко – Миколаїв НУК, 2011. – 100 с.

12. Наливайко В.С. Режими роботи судових ДВЗ. [Текст]: / В.С. Наливайко, С.Г. Ткаченко – Миколаїв НУК, 2011. – 100 с.

					ПННІ НУК 131.63.24.06.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		