

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ПОКРАЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНА СТАЦІОНАРНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Ю.Л. Мошенцев

Здобувач освіти

Д.О. Жуков

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згорання

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Жукова Дмитра Олеговича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Покращення паливної економічності двигуна стаціонарної електростанції шляхом використання природного газу
2. Керівник роботи к.т.н., професор Мошенцев Ю. Л.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20___ року №___
3. Строк подання здобувачем роботи _____
4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 1340 кВт; частота обертання колінчатого валу – 500 хв⁻¹; ступінь стиснення – 12,5; коефіцієнт надлишку повітря – 1,6.
5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Газодизельні електростанції та паливо для них; Шляхи удосконалення дизельних двигунів, працюючих на метані; Аналіз паливних систем дизельних двигунів; Розрахункові цикли газодизеля 6ГЧН36/40; Динаміка двигуна Охорона праці; Міцність деталей двигуна; Економічне обґрунтування доцільності удосконалення двигуна;
6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Габаритне креслення; Поздовжній розріз двигуна; Поперечний розріз; План електростанції; Схема паливної системи газодизеля з застосуванням двопаливної гідравлічноуправляємої форсунки; Схема паливної системи газодизеля з застосуванням двопаливної насос-форсунки;

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

Д. О. Жуков

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Ю. Л. Мошенцев

(прізвище та ініціали)

Зміст.

Вступ.....	4
1. Газодизельні електростанції та паливо для них.....	8
1.1 Значення газодизельної електростанції в енергетиці.....	8
1.2 Класифікація двигунів поршневих енергетичних установок на газоподібному паливі.....	10
1.3 Основні свідомості про природний газ.....	13
2. Шляхи удосконалення дизельних двигунів, працюючих на метані....	21
2.1 Безпосереднє уприскування метану у циліндри двигуна - новий напрям в двигунобудуванні.....	21
2.2 Конструктивні рішення розроблені у дипломному проекті....	29
2.3 Основні свідомості про двигун-прототип 6ЧРН 36/40.....	35
2.4. Технічний опис газодизельної електростанції.....	41
3. Розрахункові цикли газодизеля 6ГЧН36/40.....	44
3.1 Розрахунок циклу двигуна, що працює на змішаному паливі (95%- метан; 5%- дизельне паливо, запальне).....	44
3.2 Розрахунок циклу двигуна при роботі на дизельному паливі..	47
3.3 Розрахунок теплового балансу двигуна 6 ГЧН 36/40.....	51
4. Динаміка дигуна.....	56
4.1. Сили, що діють у кривошипно-шатуні механізмі.....	56
4.2 Вхідні дані для розрахунку діючих зусиль.....	59
4.3 Таблиця результатів динамічного розрахунку.....	60
5. Спроектвані паливні системи газодизельного двигуна.....	65
5.1. Паливні системи.....	65
5.1. Розрахунок паливopідкачуючого насосу.....	67
6. Визначення економічної ефективності впровадження спроектованого двигуна.....	70
6.1. Порівняльна характеристика впровадженого двигуна.....	70
6.2. Оцінка собівартості і ціни двигуна.....	70
6.3. Технічний ефект.....	70

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

6.4. Соціальний ефект.....	72
6.5. Економічний ефект.....	72
6.6. Висновок.....	74
7. Охорона праці та екологія довкілля	75
7.1 Цілі і завдання охорони праці.....	75
7.2 Чинники, що впливають на умови і безпеку праці.....	76
7.3 небезпечні і шкідливі виробничі чинники.....	78
7.4 Травматизм на робочих місцях, причини травматизму.....	79
7.5 Профілактика травматизму.....	81
7.6 Правила експлуатації газодизеля.....	82
7.7 Екологія довкілля.....	85
Висновки по проекту.....	93
Список використаної літератури.....	94

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Основу сьогоденішнього світового енергобалансу складають викопні види палива - нафта, газ, вугілля. Доля первинної енергії, що виробляється цими енергоносіями складає майже 85%, на долю АЕС і ГЕС доводиться менше 10% , інші види – 5%.

Альтернативна енергетика, заснована на використанні енергоносіїв, що поновлюються, поки що знаходиться на експериментальній стадії. За прогнозами учених, широке комерційне впровадження альтернативних енерготехнологій стане можливим тільки в другій половині ХХІ століття. Тому перехід до нових видів палив та технологій їх виробництва здійснюватиметься через розширення використання природного газу.

Широкомасштабний переклад на газове паливо транспортних засобів, споживаючих п'яту частину первинних енергоносіїв, є однією з найважливіших умов стійкого розвитку світової економіки. За розрахунками Міжнародного енергетичного агентства (МЕА), в період з 2006 по 2020 рік споживання енергії в світі зросте на 55%., де основним енергоносієм виступає природний газ. Сучасні технології вже дозволяють отримати такі палива із газу як диметилловий ефір (ДМЕ), спирти та екологічно чисті бензини.

Але найкращим засобом використання газового палива є пряме його використання в енергетичних установах різних типів, в тому числі, в двигунах внутрішнього згорання.

Величезними перевагами природного газу в порівнянні з нафтопродуктами є його нижча вартість і велика екологічна безпека продуктів згорання. Як паливо, а також при зберіганні і транспортуванні він може застосовуватися як в рідкому, так і в газоподібному стані.

Одним з головних рушійних мотивів збільшення частки природного газу в господарській діяльності людини стає необхідність скорочення парникового ефекту. В порівнянні з іншими видами викопного палива, природний газ має незаперечні екологічні переваги. У більшості зарубіжних досліджень робиться висновок про те, що застосування природного газу в двигунах дозволяє скоротити парникові викиди на 20%.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Норми токсичності відпрацьованих газів двигунів транспортних засобів стають все більш жорсткими. Природний газ вже сьогодні може забезпечити двигунам відповідність екологічним нормам "Євро-5".

Але при усіх перевагах природного газу використання його в двигунах внутрішнього згоряння має і недоліки – по перше, для подачі газу в циліндри двигуна звичайно використовують зовнішнє сумішоутворення, при якому неможливо досягти номінальної потужності двигуна із-за витіснення частки повітря газом, по друге – теплота згоряння газу менш ніж нафтового пального, по третє швидкість згоряння газу значно менше швидкості згоряння дизельного пального.

В наступний час розробляються системи безпосереднього упорскування газу в циліндри двигуна. Такі системи, як правило, мають електронне керування.

Експериментальні дані по таким системам показують, що по економічності вони зрівнюються з двигунами, працюючими на дизельному паливі та являються екологічно чистими.

Розробки системи безпосереднього упорскування газу в циліндри двигуна та використанню такої системи в двигуні 6ЧН 36/40 і присвячений даний дипломний проект.

Укваліфікаційній роботі пропоновані конструкції паливних форсунок для одночасної подачі в циліндр двигуна газу та запальної дози палива. Пропоновано два варіанта форсунок – форсунку з гідрокеруванням та насос-форсунку з електрокеруванням. Під кожен форсунку розроблені системи паливоподачі.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 1. Газодизельні електростанції та паливо для них.

1.1. Значення газодизельної електростанції в енергетиці.

В даний час, спостерігається тенденція на будівництво децентралізованих комбінованих джерел електро-і теплопостачання, на базі використання дизельних двигунів, з переведенням їх роботи на газове паливо.

Створення таких енергоустановок має ряд переваг. Серед них основними є: короткі терміни будівництва, підвищення надійності електро та теплопостачання.

Їх застосування, забезпечить необтяжливий для бюджету розвиток енергетичної інфраструктури країни, прозведе до суттєвих позитивних змін в економіці. Перевагами електростанцій з поршневыми газовими двигунами є:

- низька вартість встановленої потужності за 1 кВт;
- підвищений термін служби поршневих двигунів на газовому паливі
- екологічна прийнятність ;
- мобільність;
- широкий діапазон робочих режимів - від 15-20% до 110% (на піковому режимі при короткочасній роботі) номінальної потужності при пропорційній витраті палива.

Недоліком поршневих машин є лише обмежена потужність до 5 МВт для однієї машини, проте фінська фірма Wartsila випускає унікальні газопоршнєві енергетичні установки з одиничною електричною потужністю понад 16МВт. При необхідності, можливе встановлення декількох паралельно працюючих агрегатів. Є приклади установки до 40 агрегатів в одній локальній системі.

Основною енергетичною установкою, є двигун внутрішнього згоряння, із застосуванням газових палив, в першу чергу - природного газу.

З цього випливає необхідність більш інтенсивних розробок в області конструювання і дослідження газових двигунів. Поширені на даний момент підходи, пов'язані з конвертацією звичайних двигунів рідкого палива для роботи на газах, не завжди дозволяють повною мірою використовувати потенціал газових палив. Найбільш ефективним підходом до вирішення цих проблем, є

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

комплексна оптимізація, що охоплює конструкцію і налагодження систем повітропостачання і паливоподачі, вибір складу робочих сумішей на різних режимах роботи, при яких забезпечуються найкращі показники по економічності двигуна і токсичності відпрацьованих газів.

У зв'язку з цим сформулюємо наступне:

1. Найбільш перспективним паливом не нафтового походження на найближче майбутнє є природний газ, запаси якого значно перевищують нафтові і при згоранні якого утворюється менше шкідливих речовин. Серед комплексу альтернативних палив (етанол, метанол, природний газ, біогаз і т.п.) для дизельних двигунів, найбільш широке застосування отримав природний газ, вартість видобутку якого значно нижче, ніж інших видів палива. Це паливо з вмістом метану понад 90%, можна віднести до екологічно чистого, тому що в ньому практично відсутні ароматичні вуглеводні і сірчисті з'єднання, що має велике значення з точки зору зниження рівня димності і викидів твердих часток з відпрацьованими газами.

2. Враховуючи досвід створення газових та газодизельних двигунів, як перспективних технологій використання газу, в першу чергу, слід розглядати газодизельний процес .

Газодизельний процес має потенційні переваги в порівнянні з процесом іскрового запалювання. Ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) дизельного двигуна становить більше 38%, а відповідний к.к.д. двигуна з іскровим запалюванням - близько 30%, що забезпечує менше споживання палива - газове плюс дизельне, у двигунах однакової потужності. Можливість роботи на двох паливах і швидкий перехід з одного виду палива на інший. Висока надійність джерела запалення газо-повітряної суміші, факелом впорскуваного дизельного палива.

3. Забезпечення високих техніко-економічних і екологічних характеристик газодизельних двигунів, вимагає організації нового робочого процесу і створення паливної апаратури, що дозволяє впорскувати 10 ÷ 20% запальної дози з підвищеними, в порівнянні з традиційною паливною апаратурою, тиском

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

впорскування і його рівномірністю, як від циклу до циклу, так і по циліндрах двигуна.

4. В даний час знайшли широкого застосування електронні системи управління газодизельними двигунами. Розроблено алгоритми управління газодизельних двигунів, які мають достатньо надійні електронні компоненти.

5. Важливу роль, моторне паливо відіграє у визначенні екологічних характеристик двигунів. Основними токсичними речовинами, що визначають забруднення атмосфери відпрацьованими газами дизельних двигунів, є окис вуглецю CO, оксиди азоту NOx і незгорілі вуглеводні C_nH_m, канцерогенні поліциклічні вуглеводні, сажа. При горінні газових видів палива, утворення цих компонентів характеризується низкою особливостей, як правило, знижується токсичність вихлопних газів.

1.2.Класифікація двигунів поршневих енергетичних установок на газоподібному паливі.

Серед ДВЗ, що використовують газоподібне паливо можна виділити 3 групи:

1. Дизельні двигуни, переведені на часткове спалювання газу. Це - так звані двопаливні двигуни. Кількість використаного рідкого палива в них, може змінюватися від 100% до 10-15% в процесі експлуатації. Інша частина палива - природний газ, який змішується з повітрям на вході в двигун, або подається безпосередньо до камери згоряння.

2. Газопоршнєві двигуни, в яких основним паливом є газ, а невелика частка рідкого палива ("pilot fuel") впорскується для ініціації запалення газоповітряної суміші або в циліндр, або (значно частіше) в спеціальну форкамеру. Займання pilot fuel може відбуватися також двома способами, згаданими вище.

3. Чисто газові ГПД, що працюють тільки на газовому паливі і не використовують pilot fuel. Відрізняються зниженою ступенню стиснення і, в більшості випадків, меншою економічністю. Джерело займання - свічка.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Класифікація двигунів за потужністю.

Зазвичай двигуни поділяються на 3 групи: малі, середні та великі.

Малі - мають потужність менше 250 к.с. (Менше 190 кВт). Вони, як правило, працюють за 2-х та 4-х тактним циклом з 4-ма - 6-ти циліндрами, досить рідко оснащені турбонаддувом.

Середні - мають потужність в діапазоні 250-1000 к.с. (200-750 кВт) і використовуються на пересувних електростанціях та інших споживачах механічної енергії. Кількість циліндрів у таких двигунах коливається в діапазоні 6-12. Ці двигуни оснащуються турбонаддувом.

Великі - мають потужність понад 750 кВт, ці унікальні двигуни є джерелами основного і резервного енергопостачання на великих підприємствах і стаціонарних електростанціях. У своїй більшості вони працюють в стаціонарному режимі по двохтактному циклу з турбонаддувом. За умов надійності і довговічності частота обертання таких двигунів не перевершує 500-750 об / хв.

Теплова економічність двопаливних газопоршневих двигунів

На рис.1.1. наведено дані фірми "Caterpillar", за впливом відносного навантаження однотипних двигунів на рідкому і газоподібному паливі, на теплову економічність, отримані для двигунів серії 379DF-399DF. Різний характер зміни ККД при зниженні навантаження, більш сприятливий для двигунів на рідкому паливі, однак, відмінності не носять принципового характеру. Подібний же характер залежності ККД від відносного навантаження отримано фірмою "Perkins".

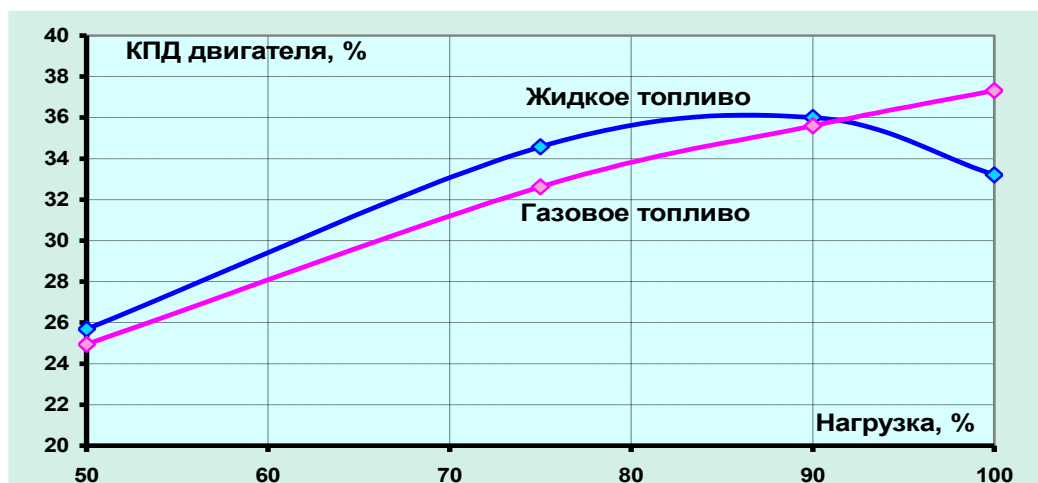


Рис 1.1. Співвідношення ККД двигунів на рідкому і газоподібному паливі (усереднені дані по серії 379DF - 399DF "Caterpillar").

Однією з особливостей ГПД і ДД є підвищена потреба в мастилі. У порівнянні з альтернативними джерелами енергії - газовими і паровими турбінами - питома витрата мастила [г / кВт * год] у ДД на порядок вища. Таким чином, проблема мастила для ГПД і ДД перетворюється не тільки в технічну, але й в економічну проблему.

В області потужностей 50-200 кВт витрата мастила може досягти 2,5-3 г/кВт*год, що у вартісному еквіваленті становить істотну частку в загальних експлуатаційних витратах, особливо, якщо двигун працює на дешевому газовому паливі.

Що стосується вимог до фізико-технічним властивостям мастил, то для різних типів ДД ці вимоги не є специфічними, вибір типу мастила диктується, головним чином, поточною температурою навколишнього середовища. За-рубіжні фірми підходять до вибору мастил більш суворо і вказують на застосування конкретних для кожного двигуна сортів, що суттєво збільшує вартість експлуатації енергетичної установки.

Економічні аспекти застосування двохпаливних і газопоршневих двигунів.

Один з головних чинників, що обмежують застосування звичайних ДД, - висока ціна рідкого палива. У сучасних умовах ці обмеження виявляються особливо явно, оскільки внутрішня ціна рідкого палива досягає 75-90% від світового рівня, в той час як вартість електроенергії - нижча. Ця обставина різко підвищує конкурентоспроможність альтернативних двигунів - двохпаливних і ГПД.

Відношення вартості одиниці тепла в дизельному паливі і природному (магістральному) газі становить 10-30.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

1.3. Основні свідомості про природний газ.

1.3.1. Видобуток природного газу в Україні.

Україна володіє значними доведеними запасами та потенційними ресурсами природного газу. Потенційні ресурси природного газу складають 5,4 трлн.куб.м, газового конденсату – понад 400 млн. тонн, нафти – 850 млн. тонн. Видобуток газу, газового конденсату та нафти здійснюють ДК «Укргазвидобування», ВАТ «Укрнафта» та ДАТ «Чорноморнафтогаз», на які припадає 92% видобутку нафти і конденсату та 91% видобутку газу в Україні.

Підприємствами Компанії експлуатуються 233 газових, нафтових, газоконденсатних та нафтогазоконденсатних родовищ. Значна частина з них знаходиться на завершальній стадії розробки і характеризується ускладненими геологічними та технологічними умовами експлуатації.

Видобуток природного газу в Україні, протягом тривалого періоду скорочувався. У 1997-2000 рр. видобуток стабілізувався на рівні 18 млрд.куб.м на рік, а за останні дев'ять років він зростає і у 2009 р. склав 21,2 млрд.куб.м., в тому числі, по Компанії «Нафтогаз України» – 19,4 млрд.куб.м. Цього вдалося досягти за рахунок впровадження заходів з підвищення ефективності використання виробничої та ресурсної баз, введення в розробку нових родовищ та покладів.

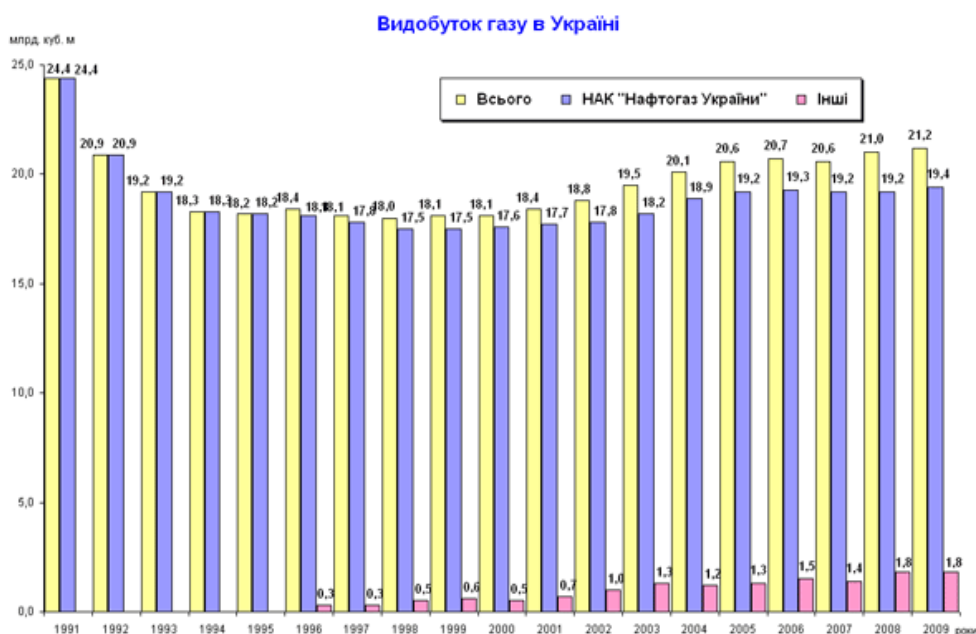


Рис 1.2. Видобуток газу в Україні.

1.3.2. Основні компоненти природного газу та їх властивості.

До паливних компонентів відносяться такі речовини.

Водень H_2 Безбарвний нетоксичний газ без смаку і запаху, маса 1 м^3 якого дорівнює $0,09\text{ кг}$. Він у $14,5$ рази легший за повітря. Питома теплота згоряння водню складає: $Q_v - 12\,750\text{ кДж/м}^3$, $33\,850\text{ ккал/кг}$ і $68\,260\text{ ккал / моль}$; Q_n - відповідно $10\,800\text{ кДж/м}^3$, 28640 ккал/кг і $57\,740\text{ ккал/моль}$ і перевищує теплоту, затрачену на випаровування води, що утворюється при згорянні водню, 1 м^3 водню, згоряючи в теоретично необхідній кількості повітря, утворює $2,88\text{ м}^3$ продуктів горіння. Воднево-повітряні суміші є пожежо- небезпечними і вибухонебезпечними.

Метан CH_4 Безбарвний нетоксичний газ без запаху і смаку. Вміст метану в природних газах досягає 98% , тому його властивості практично повністю визначають властивості природних газів.

Оксид вуглецю CO . Безбарвний газ без запаху і смаку маса 1 м^3 якого становить $1,25\text{ кг}$, питома теплота згоряння $13\,250\text{ кДж/м}^3$, 2413 ккал/кг або $67\,590\text{ ккал/моль}$. Збільшення вмісту оксиду вуглецю за рахунок зниження баласту ($CO_2 + N_2$) різко підвищує питому теплоту згоряння і температуру горіння низькокалорійних газів. У висококалорійних газах, що містять метан і інші вуглеводні, збільшення процентного вмісту оксиду вуглецю, знижує питому теплоту згоряння газу. При цьому утворюється $2,88\text{ м}^3$ продуктів горіння. Внаслідок малого їх обсягу на кожний кубічний метр оксиду вуглецю припадає більше теплоти, ніж на 1 м^3 продуктів горіння вуглеводнів.

У негорючу частину газоподібного палива входять азот, вуглекислий газ і кисень.

Азот N_2 . Безбарвний газ без запаху і смаку. Щільність азоту дорівнює $1,25\text{ г/м}^3$. Атоми азоту з'єднані між собою в молекулі потрійним зв'язком $N \equiv N$, на розрив якої витрачається $170,2\text{ тис. ккал/моль}$ теплоти.

Азот практично не реагує з киснем, тому при розрахунках процесу горіння, його розглядають як інертний газ. Вміст азоту в різних газах коливається в значних межах.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вуглекислий газ CO_2 . Безбарвний газ, важкий, малореакційний при низьких температурах. Має злегка кислуватий запах і смак. Концентрація CO_2 в повітрі в межах 4-5% приводить до сильного роздратування органів дихання, а в межах 10% викликає сильне отруєння.

Щільність CO_2 становить $1,98 \text{ г/м}^3$. Вуглекислий газ важчий за повітря в 1,53 рази, при температурі -20°C і тиску 5,8 МПа (58 кгс/см 2) він перетворюється в рідину, яку можна перевозити в сталевих балонах. При сильному охолодженні CO_2 застигає в білу снігоподібну масу. Твердий CO_2 , або сухий лід, широко використовується для зберігання швидкопсувних продуктів та інших цілей.

Кисень O_2 . Газ без запаху, кольору і смаку. Щільність його становить $1,43 \text{ г/м}^3$. Присутність кисню в газі знижує питому теплоту згоряння і робить газ вибухонебезпечним. Тому вміст кисню в газі не повинен перевищувати 1% від обсягу.

До шкідливих домішок відносяться такі гази.

Сірководень H_2S . Безбарвний газ із сильним запахом, що нагадує запах тухлих яєць, має високу токсичність. Маса 1 м^3 сірководню дорівнює 1,54 кг.

Сірководень, впливаючи на метали, утворює сульфіді. Він робить сильний корозійний вплив на газопроводи, особливо при одночасній присутності в газі H_2S , H_2O і O_2 . При спалюванні, сірководень утворює сірчистий газ, шкідливий для здоров'я і надає корозійний вплив на металеві поверхні. Вміст сірководню в газі не повинен перевищувати 2 г на 100 м^3 .

Ціанистоводнева (синильна) кислота HCN . Являє собою безбарвну легку рідину з температурою кипіння 26°C . Внаслідок такої низької температури кипіння HCN знаходиться в горючих газах у газоподібному стані. Синильна кислота дуже отруйна, володіє корозійним впливом на залізо, мідь, олово, цинк та їх сплави. Тому допускається наявність не більше 5 г ціанистих сполук (в перерахунку на HCN) на кожні 100 м^3 газу.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Газовое топливо	Объемный состав, % / объем							Макс. теплотворн. способность	Мин. теплотворн. способность	Относит. плотность	Показатель неустойчив.
	H2	CO	CH4	(C3H6) CnHm	Др. углевод.	CO2	N2	Но кДж/м ³ _н	Но кДж/м ³ _н	dv(воздух=1)	
Доменный газ	2	30	-	-	-	8	60	4,080	3,975	0,99	4,100
Коксовый газ в виде побочного продукта	12	28	(<)0,5	-	-	5	55	5,340	5,025	0,88	5,700
Газ, образующийся при сжигании каменного угля	12	29	2	-	-	3	54	5,965	5,650	0,86	6,400
Газ, образующийся при сжигании бурого угля	15	27	2	-	-	7	49	6,070	5,760	0,86	6,500
Смешенный газ (12+1)	19	22	8,4	0,6	-	6	44	9,125	8,370	0,8	10,200
Водяной газ, образующийся при сжигании кокса	50	40	(<)0,5	-	-	5	4,5	11,510	10,460	0,55	15,500
Водяной газ, образующийся при сжигании угля	50	35	5	-	-	5	5	12,770	11,615	0,53	17,550
Метан, образующийся в канализационных коллекторах (12+6)	51	18	19	2	-	4	6	18,000	16,120	0,46	26,540
Метан, образующийся в канализационных коллекторах (12+2)	44	12	22	2	-	4	16	18,000	16,120	0,51	25,200
Пропан + воздух (17 O2)	-	-	-	-	18	-	65	18,000	16,740	1,1	17,160
Водяной газ из жидкого науглероженного древесного угля	37	28	15	5	-	8	7	18,840	17,370	0,64	23,550
Коксовый газ	55	6	25	2	-	2	10	19,670	17,370	0,39	31,500
Водяной газ из жидкого науглероженного каменного угля	45	35	1	10	-	4	5	20,090	18,420	0,63	25,300
Угольный газ	52	8	28	2,5	-	2	10	20,930	18,840	0,41	32,700
Газ, полученный путем низкотемпературного коксования из битуминозных углей	25	5	45	5	10	5	5	33,500	30,350	0,62	42,550
Природный газ тип L	-	-	82	-	3	1	14	35,200	31,800	0,64	44,000
Природный газ тип H	-	-	93	-	5	1	1	41,300	37,300	0,61	52,880
Метан	-	-	100	-	-	-	-	39,850	35,790	0,55	53,750
Нефтяной газ	20	5	40	20	10	1	4	45,210	41,230	0,74	52,550
Пропан C3H8	-	-	-	-	100	-	-	100,890	92,890	1,562	80,730

Табл. 1.1. Склад, густина та теплопровідна здатність паливних газів.

Для того щоб своєчасно виявити витік, всі горючі газы, спрямовані в міські газопроводи, піддають одоризації, тобто надають їм різкий специфічний запах, за яким їх легко виявити навіть при незначних концентраціях у повітрі приміщень. Одоризація газів проводиться за допомогою спеціальних рідин, що мають сильний запах. Найбільш часто в якості одоранта застосовують етил меркаптан. При цьому запах газу повинен відчуватися при концентрації його в повітрі не більше 1/5 частини нижньої межі вибуховості. Практично це означає, що природний газ, який має нижню межу вибуховості 5%, повинен відчуватися в повітрі приміщень при 1%-вій концентрації. Запах зріджених газів повинен відчуватися при 0,5%-вій концентрації їх в об'ємі приміщення.

1.3.3. Фізико- хімічні властивості метану.

Вміст метану в природних газах досягає 98%, тому його властивості практично повністю визначають властивості природних газів.

Метан - найпростіший вуглеводень, безбарвний газ без запаху, хімічна формула - CH_4 . Малорозчинний у воді, легший за повітря. При використанні в побуті та промисловості, в метан зазвичай додають одоранти зі специфічним «запахом газу». Сам по собі метан не токсичний і безпечний для здоров'я людини. Збагачення одорантами робиться для того, щоб людина вчасно помітила витік газу. На промислових виробництвах цю роль виконують датчики і в багатьох випадках метан для лабораторій і промислових виробництв залишається без запаху.

Метан - перший член гомологічного ряду насичених вуглеводнів, найбільш стійкий до хімічних впливів. Подібно до інших алканів вступає в реакції радикального заміщення (галогенування, сульфохлорування, сульфоокислення, нітрування та ін), але має меншу реакційну здатність. Специфічна для метану реакція з парами води, яка протікає на $\text{Ni}/\text{Al}_2\text{O}_3$ при $800-900^\circ\text{C}$ або без каталізатора при $1400-1600^\circ\text{C}$, утворюється синтез-газ, який може бути використаний для синтезу метанолу, вуглеводнів, оцтової кислоти, ацетальдегіду й інших продуктів.

До складу метану входить 75% вуглецю і 25% водню, маса 1 м^3 метану дорівнює 0,717 кг. При атмосферному тиску і температурі -162°C метан зріджується і його обсяг зменшується майже у 600 разів. Тому зріджений природний газ є перспективним енергоносієм для багатьох галузей народного господарства.

Внаслідок вмісту в метані 25% водню (за масою) є велика різниця між його вищою і нижчою питомою теплотою згоряння. Вища питома теплота згоряння метану Q_v становить $39\,820\text{ кДж/м}^3$, $13\,200\text{ ккал/кг}$ і $212\,860\text{ ккал/моль}$; нижча – Q_n - відповідно $35\,880\text{ кДж/м}^3$, $11\,957\text{ ккал/кг}$ і $191\,820\text{ ккал/моль}$.

Природні і попутні гази, що складаються в основному з метану, являють собою не тільки висококалорійне паливо, але й цінну сировину для хіміч-

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ної промисловості. Метан має порівняно низьку реакційну здатність. Це пояснюється тим, що на розрив чотирьох зв'язків С-Н в молекулі метану потрібна велика витрата енергії. Вибухонебезпечний при концентрації в повітрі від 5% до 15%. Найбільш вибухонебезпечна концентрація 9,5%.

Основний компонент природних (77-99%), попутних нафтових (31-90%), рудникового та болотних газів (звідси інші назви метану - болотний або рудничний газ). В анаеробних умовах (у болотах, перезволожених ґрунтах, рубці жуйних тварин) утворюється біогенно. Виходить також при коксуванні кам'яного вугілля, гідруванні вугілля, гідрогенолізі вуглеводнів в реакціях каталітичного риформінгу.

Класифікація за походженням:

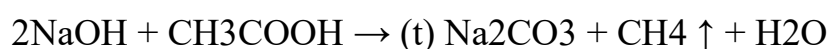
-абіогенний - утворений як результат хімічних реакцій неорганічних сполук;

-біогенний - утворений як результат хімічної трансформації органічної речовини;

-бактеріальний (мікробний) - утворений у результаті життєдіяльності бактерій;

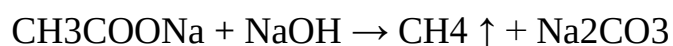
-термогенний - утворений у ході термохімічних процесів.

У лабораторії отримують нагріванням натронного вапна (суміш гідроксидів натрію і кальцію) або безводного гідроксиду натрію з крижаною оцтовою кислотою.



Для цієї реакції важлива відсутність води, тому і використовується гідроксид натрію, так як він менш гігроскопічний.

Можливе одержання метану сплавом ацетату натрію з гідроксидом натрію:



Хімічні властивості.

Горить у повітрі блакитним полум'ям, при цьому виділяється енергія близько 39 МДж на 1 м³. З повітрям утворює вибухонебезпечні суміші при

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

об'ємних концентраціях від 5 до 15 відсотків. Точка замерзання-184° С (при нормальному тиску).

Застосування.

Останнім часом метан здобув широкого застосування в якості палива для двигунів внутрішнього згоряння.

Продукти хлорування використовуються у вогнегасниках, як снодійне, або розчинник.

Виробництво продукту дегидрирування-ацетилену.

Використовується для виробництва метанолу та формальдегіду, а отже і полімерів, медикаментів та денатуруючих і дезінфікуючих матеріалів.

Основні властивості метану занесені до таблиці 1.2.

Таблиця 1.2. Властивості метану.

Характеристика	Значення	Одиниці вимірювання
Брутто-формула (система Хілла):	CH ₄	
Молекулярна маса	16.044	а.о.м.
Температура плавлення	-182,48	(° С)
Температура кипіння	-161,49	(° С)
Щільність при: (-170 ° С,) (0 ° С,) (-164 ° С,)	0,436 0,0007168 0,415	(г/см ³)
Питома щільність рідкого (по воді) на лінії насичення при температурі замерзання	0.554	
Температура самозаймання на повітрі	537	(° С)
Питомий обсяг газу при НУ	1.51	м ³ /кг
Щільність рідкого при атмосферному тиску	421	кг/м ³

Плотность газовой фазы при нормальных условиях	0.7	кг/м ³
--	-----	-------------------

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 2. Шляхи удосконалення дизельних двигунів, працюючих на метані.

2.1. Безпосереднє уприскування метану у циліндри двигуна

- новий напрям в двигунобудуванні.

Відомим способом підвищення літрової потужності двигунів внутрішнього згорання є газотурбінний наддув, що забезпечує підвищену вагову кількість повітря в циліндрі та можливість спалювати більшу кількість палива. При цьому кількість спалюваного палива буде строго пропорційною кількості повітря, що знаходиться в циліндрі (з урахуванням способу сумішоутворення). Проте якісно спалити подане паливо є складним завданням. У загальному випадку для якісного спалювання палива енергія сумішоутворення $ЕСУ=ЕВ+ЕП$ (де $ЕВ$ - енергія вихрового перебігу повітря на момент займання палива, $ЕП$ - енергія палива до моменту його займання), повинна складати на менш $ЕСУ = 60-70$ Дж/г.топлива. У реальних конструкціях досягти цього доладно. При зовнішньому сумішоутворенні з ежекторними системами сумішоутворення (карбюраторні і газові двигуни) говорити про якісний процес сумішоутворення не приходится- в двигунах, що працюють на природному газі сумарная енергія сумішоутворення досягає всього лише 5-6 Дж/г. палива, що істотно позначається на робочому процесі - процес згорання затягується, ростуть температури на випуску, падає потужність. Крім того в газових двигунах частина повітряного заряду заміщається повітрям, що також призводить до зниження потужності двигуна.

Краще йде справа в бензинових двигунах, в яких турбулізуючим чинником є випаровування палива в процесі стиснення і детонаційний характер згорання. Перекладення двигунів із зовнішнім сумішоутворенням на інжекторні системи (уприскування газу або бензину форсунками) дозволивши декілька підвищити енергію сумішоутворення в основному за рахунок підвищення енергії уприскування палива і за рахунок цього часткового підвищення енергії повітряного заряду.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Набагато кращі результати досягнуті в дизельних двигунах. Паливний факел, при уприскуванні палива під високим тиском в циліндри, плюс фазовий перехід палива з краплинного стану в газоподібний – є могутніми джерелами енергії сумішоутворення і турбулізації змішання, поліпшуючих процес згорання. У дизельних двигунах з неподіленими камерами згорання при тиску уприскування палива 70-80 МПа енергія сумішоутворення створюється в основному за рахунок енергії уприскування і досягає 50-60 Дж/г.палив, . У сучасних системах топливоподачі типу "Common Rail", при тиску уприскування 130-150 МПа, якість процесу згорання значно поліпшується.

У двигунах з тиском уприскування палива 40-50 МПа потрібну енергію сумішоутворення досягають за рахунок застосуванням вихрових і напіврозділених камер згорання. Проте при використанні паливної апаратури з високим тиском уприскування від вихрових і напіврозділених камер згорання починають відмовлятися, зважаючи на значні теплові втрати через них.

У даний час для поліпшення процесів сумішоутворення почали застосовувати безпосереднє уприскування в камеру згорання бензину, пропан-бутана, ДМЭ у рідкому стані, що при наявності паливних факелів забезпечує інтенсивну турбулізацію горючої суміші перед запаленням.

Особливий інтерес представляє уприскування метану в газоподібному стані в циліндри двигуна для забезпечення також інтенсивної турбулізації горючої суміші перед запаленням для покращення процесу згорання палива. Піонером такої системи уприскування виступила фірма Wesport (Канада). У такій системі, як і в інших, кількість спалюваного палива залежить від кількості повітря, поданого в процесі наповнення циліндра.

Фірма "Wesport" (Канада) розробила газодизельну систему з внутрішнім сумішоутворенням і безпосереднім уприскуванням газу в циліндр. Основою системи є створена фірмою комбінована газодизельна електронно-керована форсунка, в якій відбувається попереднє змішення дизельного палива і природного газу.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Суміш упрскується в циліндр двигуна по дизельному циклу. Газ заздалегідь стискується (до 300 атмосфер) спеціальним гідравлічним насосом високого тиску, охолоджується і акумулюється в спеціальній місткості. Допрацювання самого двигуна полягає в місцеположенні спеціальної форсунки фірми Westport штатним.

Оскільки в цій системі не відбувається витіснення частини повітря газом (як в системах із зовнішнім сумішоутворенням), вона забезпечує найкращі показники по використанню енергетики газового палива.

Змішення природного газу із запальною дозою дизельного палива істотно покращує протікання процесу згорання. Робота на бідних сумішах в такій системі дозволила досягти вражаючих результатів по токсичності без застосування нейтралізаторів.

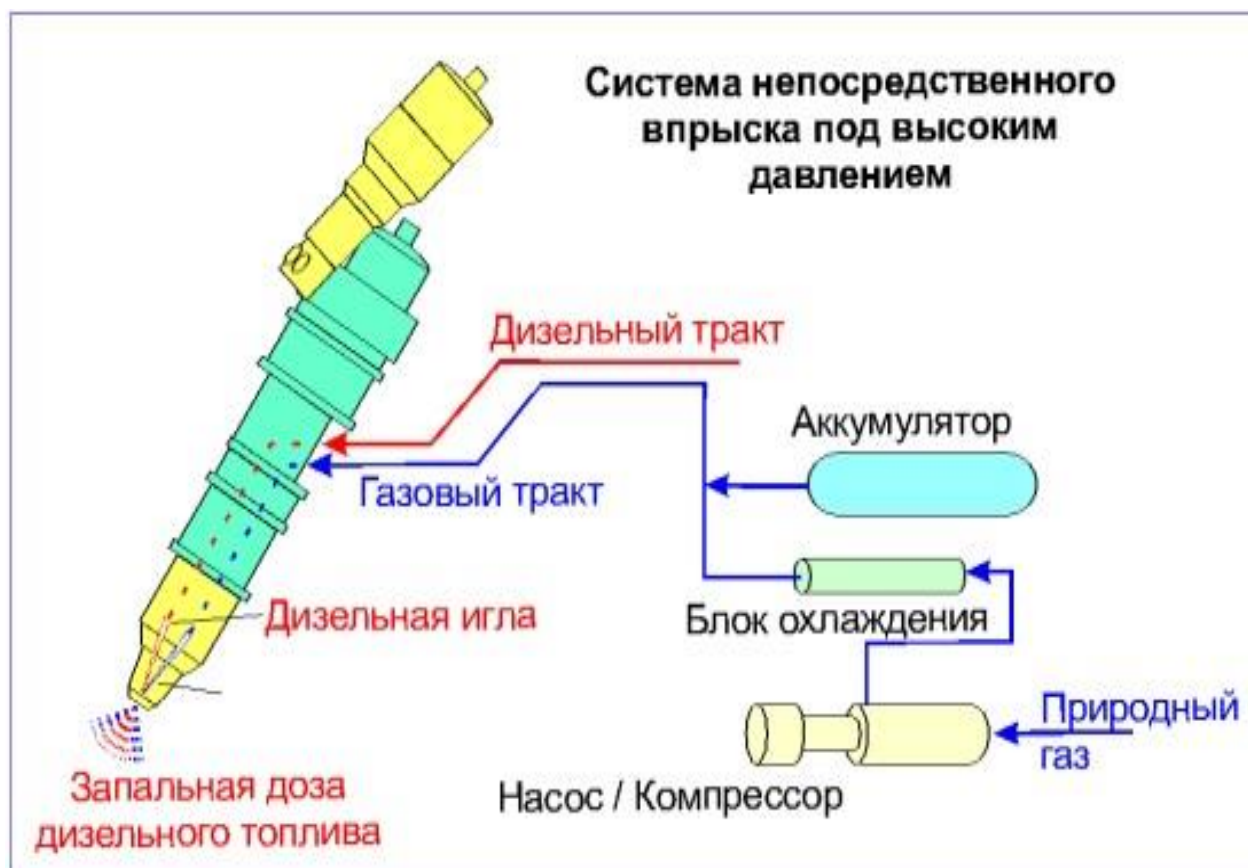


Рис.2.1 Принципова схема безпосереднього упрскування газу. Порівняльні результати по токсичності з базовим дизелем представлені в таблиці 2.1.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

	Дизельный режим	Газодизельный режим
Количество дизельного топлива, %	100	10 – 15
Удельный расход топлива, гр./кВтч	295	301
Углеводороды (за исключением метана), гр./кВтч	0.70	0.82
NO _x , гр./кВтч	6.55	4.10
CO, гр./кВтч	4.54	6.99
CH ₄ , гр./кВтч	-	1.61
Твердые частицы, гр./кВтч	0.46	0.16
Сажа, гр./кВтч	0.42	0.12

Табл. 2.1. Порівняльні результати по токсичності

Основні переваги системи полягають в наступному:

- ☐ при великих потужностях і високій мірі стискування на дуже бідних сумішах при використанні запальної дози дизельного палива забезпечується стійка робота двигуна, що недосяжно в газових двигунах з електроискровим поджигом (енергія запальної дози в газодизельному двигуні у декілька разів більше енергії електричної іскри);
- ☐ дизельне паливо запальної дози одночасно виконує функції охолодження і мастила газового клапана;
- ☐ за рахунок оптимізації процесу згорання зміст CO і вуглеводнів (за винятком метану) в газах, що відпрацювали, відповідає вимогам ЕВРО-3, а зміст метану значно нижчий, ніж у газових двигунів з іскровою системою запалення;
- ☐ висока міра заміщення дизельного палива природним газом - 85-90 %.
- ☐ Перспективність цієї системи очевидна, оскільки в самому двигуні замість штатної дизельної форсунки встановлюється спеціальна комбінована форсунка, інших істотних змін в самому двигуні немає.

□ Уприскування газу проводиться разом з дизельним паливом при закритих клапанах (впускному і випускному), що не приводить до заміщення частини повітря метаном і забезпечує найбільшу енергетику згорання при регульованих шкідливих викидах.

Розглянемо варіанти безпосереднього уприскування метану у циліндри двигуна. Істотне поліпшення паливної економічності газодизелів, що працюють на стислому природному газі, може бути досягнуто при подачі газового палива під високим тиском (до 25 МПа). При цьому, за даними фірм Верталя (Фінляндія), Мицуи (Японія) та ін., ефективний ККД підвищується до 43..45%, а запальна доза дизельного палива може бути понижена до 5%. Одна з можливих схем системи паливоподачі, що забезпечує подачу газового палива в КС дизеля під високим тиском, розроблена у ВНИИГазі, представлена на рис. 2.2. Газодизель 1 має ТНВД 2, подаючий дизельне паливо по паливопроводу 3 до комбінованих форсунок 4. Крім того, ці ж форсунки газопроводом 7 пов'язані з компресором 12 високого тиску, який, у свою чергу, сполучений з фільтром-сепаратором 11. Компресор 12 забезпечений гідроприводом 13 з'єднаний з масляною системою газодизеля 1. Гідропривід 13 також сполучений трубопроводом 10 з верхньою порожниною 21 комбінованих форсунок 4. На газодизелі застосований охладитель 9 газового палива, включений в газопровід 7. На газопроводі встановлений газовий акумулятор 6, газовий 8 і неповоротний 5 клапанів. На голці 22 форсунки 4 виконана кільцева проточка 19, що сполучає канал 20 через тангенціальні отвори 18 і осьовий канал 17 з сопловими каналами 15. У нижній частині голка 22 має кільцеву виїмку 16, що зв'язує соплові канали 15 з газовою порожниною 14.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

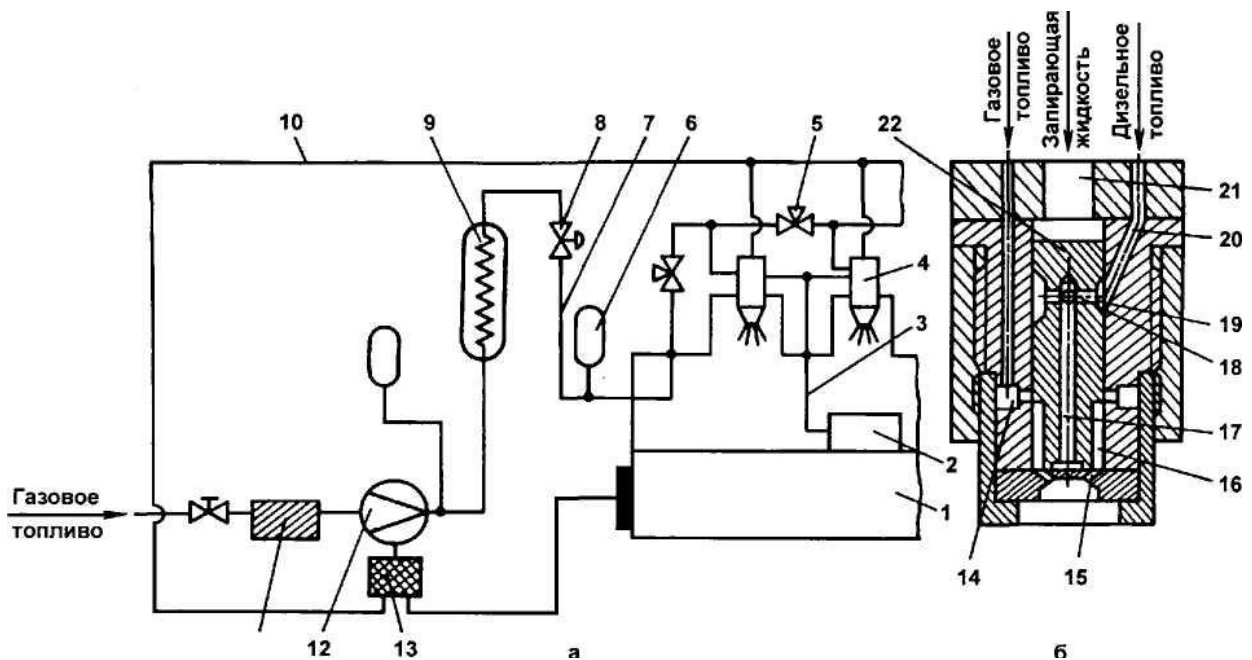


Рис.2.2. Схема системи подачі газового палива в КС газодизеля під високим тиском : а - схема газодизеля з системою паливоподачі; б - комбінована форсунка: 1 - газодизель; 2 - ТНВД; 3 - паливопровод; 4 - комбіновані форсунки; 5 - неворотний клапан; 6 - газовий акумулятор; 7 - газопровід; 8 - газовий клапан; 9 - охолоджувач; 10 - трубопровід; 11 - фільтр -сепаратор; 12 - компресор; 13 - гідропривід; 14 - газова порожнина; 15 - соплові канали; 16 - кільцева виїмка; 17 - осьовий канал; 18 - тангенціальні відчини; 19 - кільцева проточка; 20 - канал; 21 - верхня порожнина; 22 - голка форсунки.

У режимі роботи на дизельному паливі ТНВД 2 подає паливо не лише в канал 20, але і в газову порожнину 14 форсунок 4. При цьому газова порожнина і газовий канал форсунки 4 заповнюються дизельним паливом. Подальшому проникненню дизельного палива перешкоджує встановлений перед форсункою 4 клапан неворотний 5.

При роботі по газодизельному циклу ТНВД 2 подає порцію запального дизельного палива через канал 20, кільцеву проточку 19, тангенціальні відчини 18 і осьовий канал 17 до соплових каналів 15. Що подається у форсунку 4 газове паливо під високим тиском заповнює газову порожнину 14. Форсунка 4 спочатку упорскує порцію запального дизельного палива під тиском близько 35 МПа, а потім у міру підйому голки 22 кільцева виїмка 16 на голці з'

					KPM.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

єднується з газовою порожниною 14, і в циліндр через соплові канали 15 під тиском близько 25 МПа подається газове паливо. При цьому відбувається відсічення дизельного палива. Така послідовність подачі двох видів палива створює сприятливі умови для перемішування суміші і підготовки її до згорання. Процес паливоподачі закінчується при посадці голки 22 на сидло замикаючою рідиною - олією, яку від гідроприводу 13 подається у верхню порожнину 21 форсунки 4.

Іншим варіантом уприскування газу з запальним паливом в циліндри двигуна є використання насос-форсунок.

Подача газового палива під високим тиском здійснюється, наприклад, за допомогою насос-форсунки, розробленою на базі приведеної вище за форсунку типу DDEC (см. рис.2.3) для 6 - циліндрового дизеля з турбонаддувом 6V-92ТА фірми Detroit Diesel. Насос-форсунка забезпечує одночасну подачу в КС газового палива і запальної дози дизельного палива (30% від номінальної ЦПТ) досягши тиску уприскування близько 14 МПа. Насос-форсунка працює таким чином.

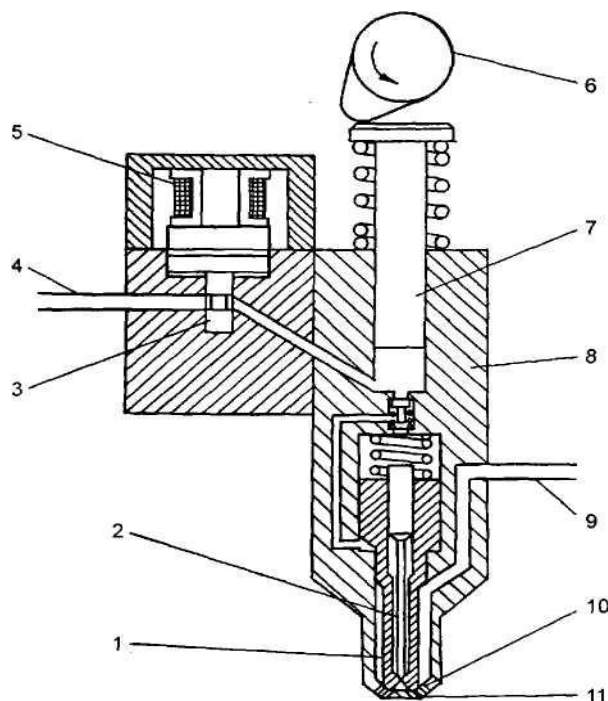


Рис.2.3. Насос-форсунка для подачі палива і природного газу в двигун 6V-92ТА фірм Detroit Diesel : 1 - голка подачі газу; 2 – голчастий клапан

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

дизельного палива; 3 - золотник; 4, 9 - канали підведення дизельного і газового палив; 5 - електронно-керований соленоїд; 6 - кулачок; 7 - плунжер; 8 - корпус насос-форсунки; 10, 11 - соплові канали газового і дизельного палив.

Управління паливоподачею здійснюється за допомогою електронно-керованого соленоїда 5 (рис.2.3). При отриманні сигналу від електронного блоку САУ соленоїд 5 закриває канал 4 підведення дизельного палива, а кулачок, що обертається, 6 переміщає плунжер 7 до отримання високого тиску в порожнині дизельного топли-ва. При тиску 14 МПа голчастий клапан 2 дизельні палива і голка 1 подачі газу перемещаются вгору, здійснюється уприскування дизельного палива і подача природного газу. Причому подача цих двох палив в КС дизеля відбувається через роздільні соплові канали (відповідно 11 і 10). Така організація топливоподачі дозволяє забезпечити малу залежність тривалості періоду затримки займання і горіння від співвідношення подач дизельного і газового палив і м'яка робота газодизеля. У результаті забезпечується зниження максимальних температур згорання, зменшуються викиди NOX і твердих часток.

Аналіз розроблених систем паливоподачі газодизельних двигунів дозволяє відмітити наступні тенденції вдосконалення сучасних газодизелів:

- робота з мінімальною запальною дозою дизельного палива (5% від повної витрати палива на номінальному режимі) можлива при використанні додаткового ПНВТ невеликої продуктивності або ПНВТ з двома плунжерами і форсунок малих розмірів для подачі запальної дози дизельного палива;
- забезпечення долі запального палива в кількості 8-10% без зниження потужності двигуна може бути досягнуте при використанні штатної паливоподаючий апаратури, але за рахунок оптимізації діаметру і кількості розпилюючих отворів форсунки, діаметру плунжера ПНВТ і геометрія його відсічною кромки, управління КОУП(кут опереження уприскування палива) відповідно до режиму роботи при подачі запальної дози дизельного палива;

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

-досягнення високих значень ефективного ККД двигуна (більше 41%)

2.2. Конструктивні рішення розроблені у дипломному проекті

Істотне поліпшення паливної економичності газодизеля, що працюють на стиснутому природному газі, може бути досягнуто при подачі газового палива під високим тиском (до 25 МПа). При цьому, за даними фірм Вяртсила (Фінляндія), Міцуї (Японія) та інші, ефективний ККД підвищується до 43 ... 45%, а запальна доза дизельного палива може бути знижена до 5% .

У дипломному проекті розроблено два способи уприскування метану в циліндри двигуна :

- з використанням гідравлічних форсунок , відкриття яких забезпечується гідросистемою (гідравлічне управління) (див. креслення 4)
- з використанням насос- форсунок з електромагнітним керуванням. (див. креслення 5)

На рис.2.4 представлена схема системи подачі газу безпосередньо у циліндри двигуна двопаливною форсункою з гідроприводом, а на рис. 2.5 – конструкція розробленої форсунки.

Далі на рис. 2.6 приведена схема системи паливоподачі (газу та запальної дози дизельного палива) з використанням двопаливної насос-форсунки, а на рис.2.7 представлена конструкція насос-форсунки.

Перша схема основана на використанні двопаливної гідроуправляємої форсунки розробленої в ВНИИГазе (Всесоюзний науково-дослідний інститут природних газів).

При використанні данної системи паливоподачі, двигун може працювати в 2-х режимах, як на газодизельному так і на дизельному. Тому розглянемо обидва можливих варіанта:

1. В режимі роботи на дизельному паливі ПНВТ 4 подає паливо не тільки в канал 48, а й у газову порожнину 47 форсунки 18. При цьому газова порожнина і газовий канал форсунки 18 заповнюються дизельним паливом. Подаль-

					КРМ.142.6222М.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

шому проникненню дизельного палива перешкоджає встановлений перед форсункою незворотній клапан .

При роботі за газодизельним циклом ТНВД 4 подає порцію запального дизельного палива через канал 48, кільцеву проточку 42, тангенціальний отвір 43 і осьовий канал 44 до соплових каналів 46. У форсунку 18 газове паливо подається під високим тиском, заповнює газову порожнину 47. Форсунка 18 спочатку впорскує порцію запального дизельного палива під тиском близько 35 МПа, а потім, у міру підйому голки 40 кільцева виїмка 45 на голці, з'єднується з газовою порожниною 47, і в циліндр через соплові канали 46 під тиском близько 25 МПа подається газове паливо. При цьому відбувається відсічення дизельного палива. Така послідовність подачі двох видів палива створює сприятливі умови для змішування суміші та підготовки її до згоряння. Процес паливоподачі закінчується при посадці голки 40 на сідло замикаючої рідиною-мастилом, яка від гідроприводу 38 подається у верхню порожнину 41 форсунки 18.

Другий варіант системи подачі газового палива під високим тиском з використанням насос-форсунки, розробленої на базі форсунки типу DDEC для 6-циліндрового дизеля з турбонаддувом 6V-92TA фірми Detroit Diesel (представлений на 4-му листі дипломного проекту) . Насос-форсунка забезпечує одночасну подачу в КЗ газового палива і запальної дози дизельного палива (30% від номінальної ЦПП) при досягненні тиску впорскування близько 14 МПа.

Насос-форсунка працює наступним чином. Управління паливоподачею здійснюється з допомогою електромагнітного клапану насос-форсунки 18. При отриманні сигналу від електронного блоку, електромагніт приводить в дію голку клапана 39, яка закриває канал 49 підведення дизельного палива, а обертовий кулачок переміщує плунжер 34 до отримання високого тиску в порожнині дизельного палива 45. При тиску 14 МПа голчатий клапан 47 дизельного палива і голка 46 подачі газу переміщуються вгору, здійснюється впорскування дизельного палива і подача природнього газу. Причому, подача цих двох палив в

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

КЗ дизеля відбувається через роздільні соплові канали (відповідно 53 і 52). Така організація паливоподачі, дозволяє забезпечити малу залежність тривалості періоду затримки займання і горіння від співвідношення подач дизельного і газового палив та м'яка робота газодизеля. В результаті забезпечується зниження максимальних температур згоряння, знижуються викиди NOx і твердих часток.

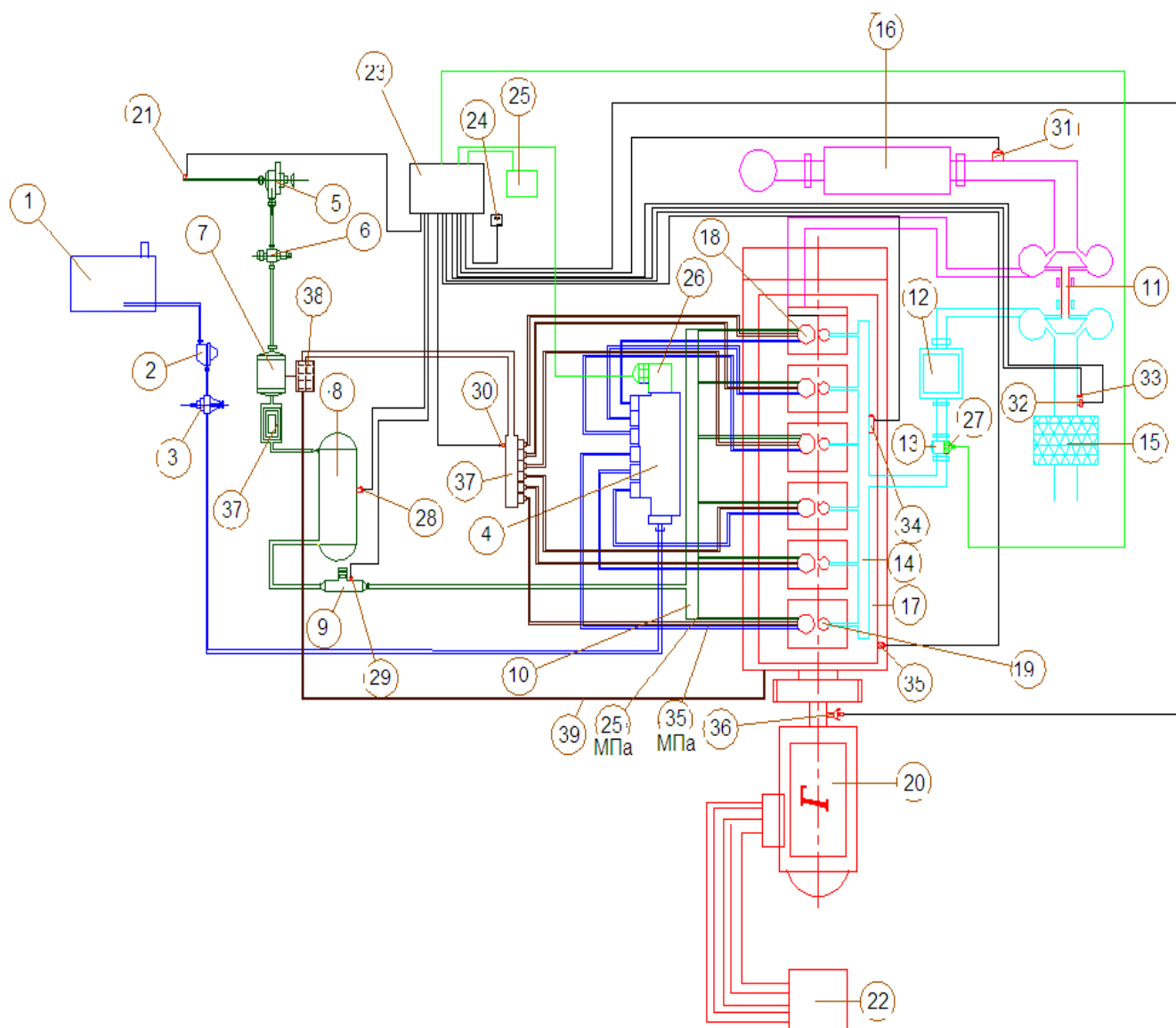
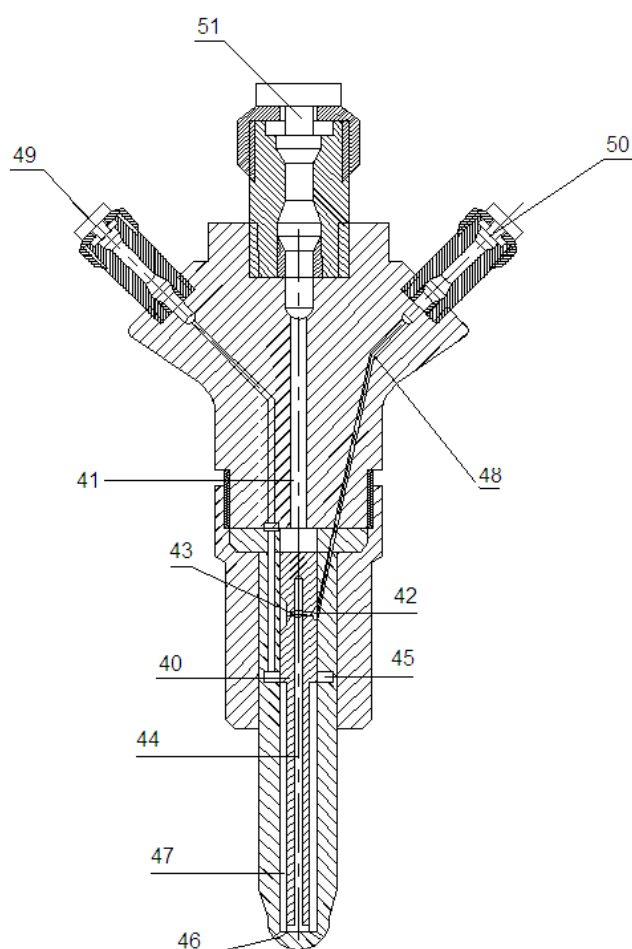


Рис.2.4. Принципова схема системи двопаливної подачі з гідроприводом.

- 1-Бак дизельного палива; 2-Паливопідкачуючий насос;
- 3-Електромагн.клапан з фільтром ТО; 4-ПНВТ; 5-Вентиль магістральний;
- 6-Електромагн. фільтр газу; 7-Компресор; 8-Акумулятор газового палива;

9-Регулятор тиску газу; 10-Рампа стиснутого газу; 11-Турбокомпресор; 12-Охолоджувач наддувного повітря; 3- Блок дросельної заслонки; 14-Впускний колектор; 15-Повітряний фільтр; 16-Каталітичний нейтралізатор; 17-Газодизель 6ГЧН 36/40; 18-Двопаливна форсунка; 19-Впускний клапан 20-Електрогенератор 21-Датчик тиску газу; 22-Блок управління генератором; 23-Електронний блок управління двигуном; 24-Діагностичний раз'єм; 25-Блок управління ПНВТ; 26-системний блок ПНВТ; 27-Блок управління дросельною заслінкою; 28-Датчик тиску газу в акумуляторі; 29-датчик регулятора тиску газу; 30-Електронний регулятор дозатора мастила; 31-Датчик концентрації відпрацьованих газів; 32-Датчик температури всмоктуючого повітря; 33-Датчик тиску всмоктуючого повітря; 34-Датчики тиску та температури у впускному колекторі; 35-Датчик тиску охолоджуючої рідини; 36-Датчик обертів колінчатого валу;



37-Розподільник гідравлическої системи мастила; 38-Гідропривід електрокомпресора; 39-Масляна система газодизеля.

Рис.2.5. Конструкція двопаливної форсунки

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

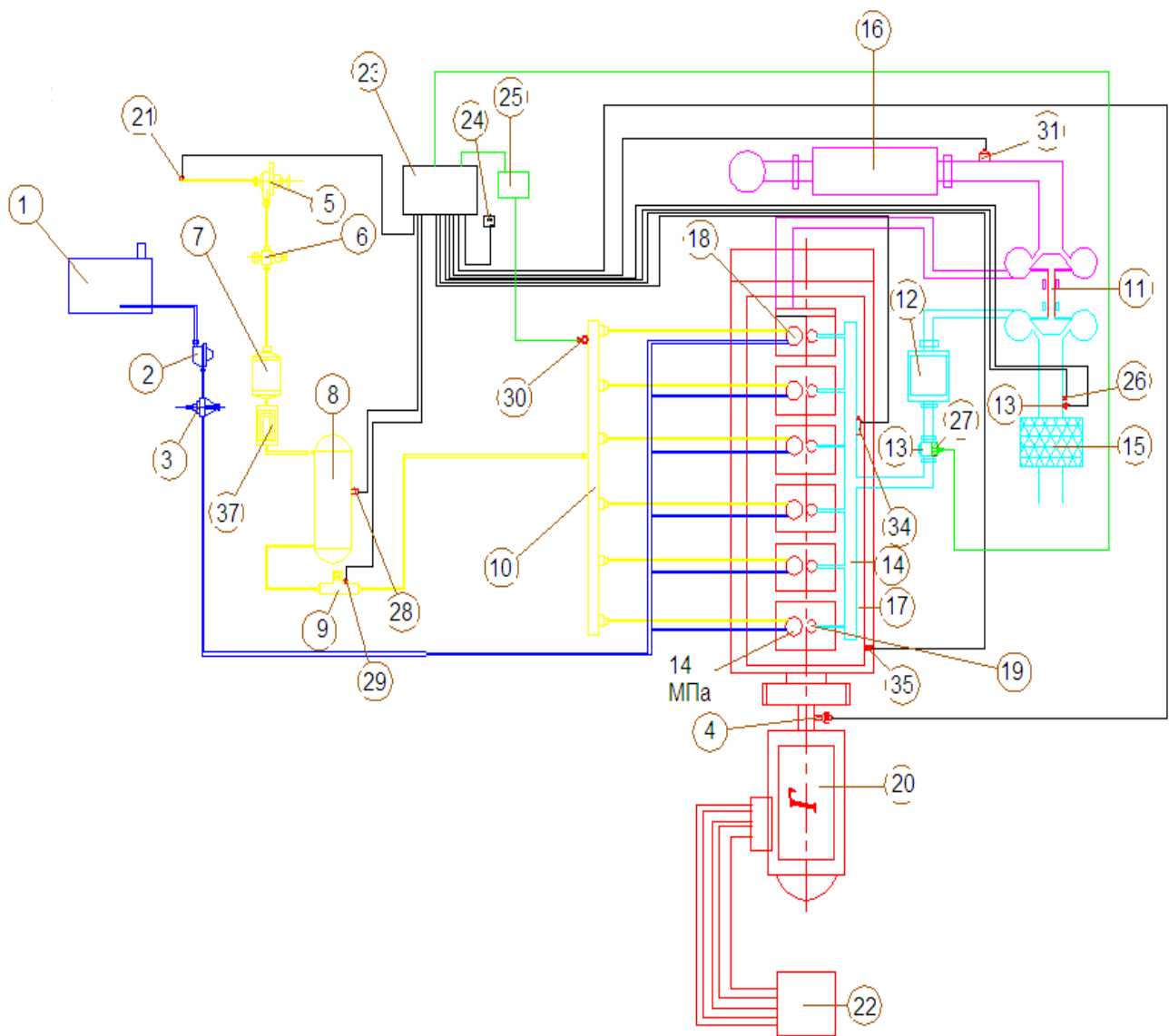


Рис.2.6. Принципова схема системи двопаливної подачі (газ-запальне дизельне) з використанням насос форсунки

1-Бак дизельного палива; 2-Паливний насос; 3-Електромагн.клапан з фільтром ТО; 4-Датчик положення колінчатого валу; 5-Вентиль магістральний; 6-Електромагн. фільтр газу; 7-Компресор; 8-Акумулятор газового палива; 9-Регулятор тиску газу; 10-Рампа стиснутого газу; 11-Турбокомпресор; 12-Охолоджувач наддувного повітря; 13-Датчики температур повітря; 14-Впускний колектор; 15-Повітряний фільтр; 16-Каталітичний нейтралізатор; 17-Газодизель 6ГЧН 36/40; 18-Насос-форсунка двопаливної подачі (газ-запальне); 19-Впускний клапан; 20-Електрогенератор; 21- датчик тиску газу; 22- блок керу-

вання генератором; 23-Електронний блок управління двигуном дизельне) з використанням насос; 24-Діагностичний раз'єм; 25-Електронний регулятор дозатора 26-Датчик тиску у впускн.колекторі; 27-Блок управління дросельною заслінкою; 28-Датчик тиску форсунки газу в акумуляторі; 29-регулятор тиску газу; 30-датчик контролю витрати газу.

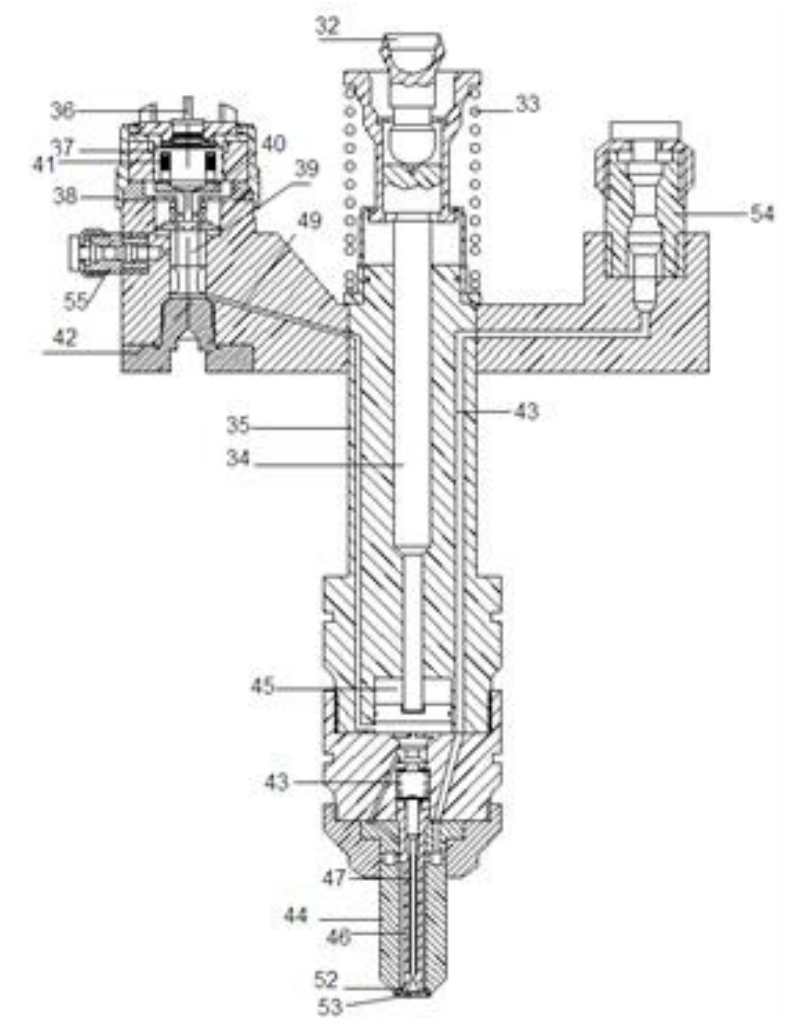


Рис.2.7. Конструкція двопаливної насос- форсунки
(газ-дизпаливо запальне)

32-Сферичний наконечник; 33-Зворотня пружина; 34-Плунжер; 35-Корпус; 36- Штекер подачі напруги; 37-Електромагнит; 38-Накідна гайка електромагниту; 39-Голка клапана; 40-Якор електромагниту; 41-Катушка електромагниту; 42-Опір голки клапана; 43-Пружина розпилювача; 44-Розпилювач; 45-Камера високого тиску; 46-Голка газового палива; 47-Гольчатий клапан

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

диз.палива; 48-Газовий канал; 49-Канал дизельного палива; 50-Соплові канали газового палива; 51-Соплові канали диз.палива; 52-Штуцер газового палива; 53-Штуцер дизельного палива

2.3. Основні свідомості про двигун-прототип 6ЧРН 36/40.

Дизелі 6ЧРН36/40 (Г95) застосовуються в якості головних двигунів у складі дизель-редукторних агрегатів на судах необмеженого району плавання. Подовжній і поперечний розрізи дизеля приведені на рис.2.8 та 2.9 , (див. креслення 2,3)

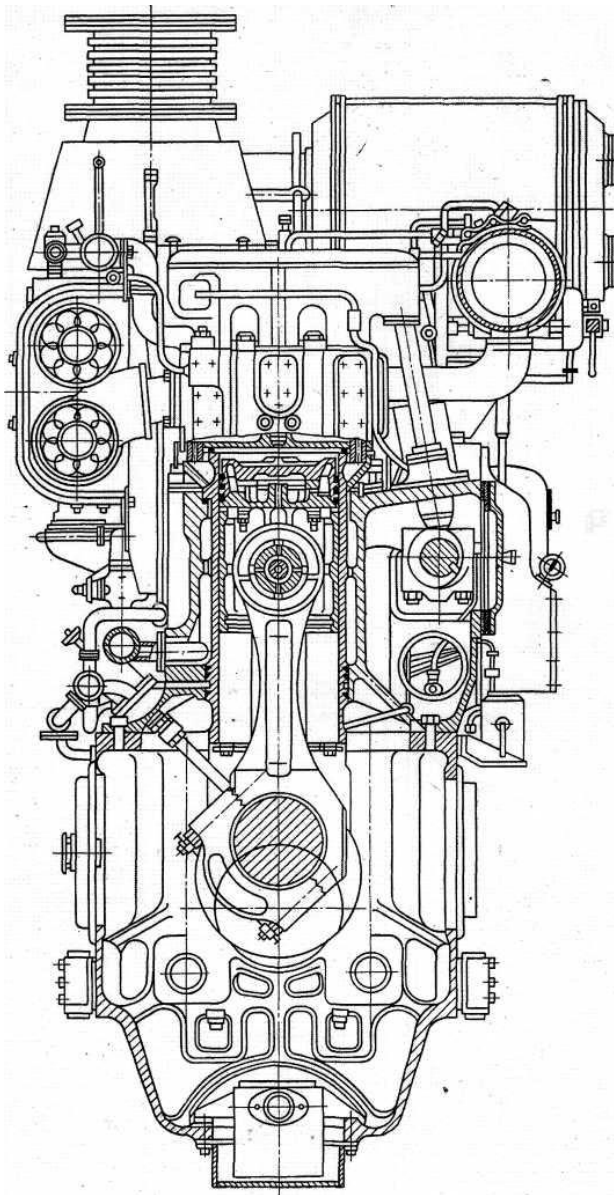


Рис.2.8. Поперечний розріз дизеля

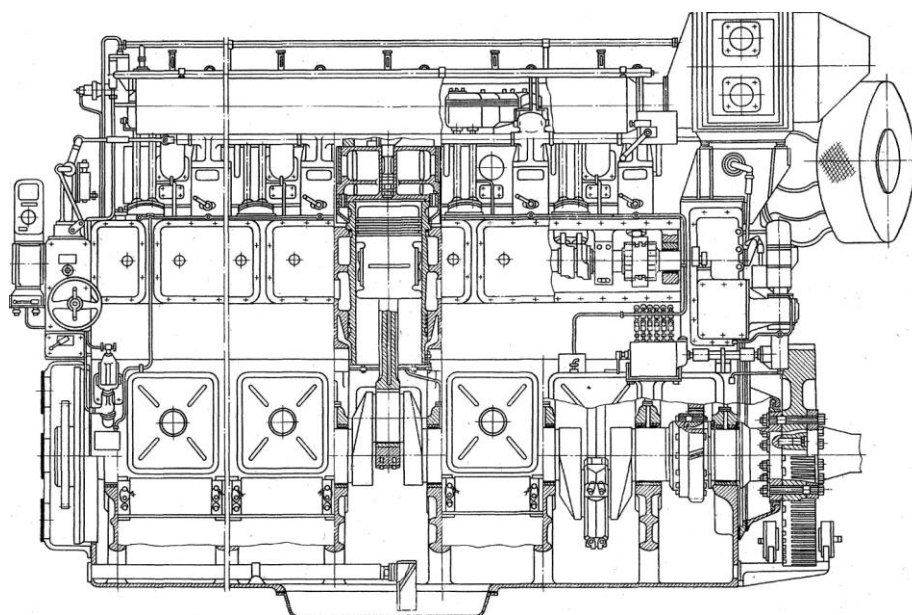


Рис.2.9 Повздовжній розріз двигуна 6ЧРН 36/40

2.3.1 Конструкція

Остов дизеля утворює лита з високоміцного чавуну фундаментна рама і блок циліндрів, стягнуті між собою анкерними зв'язками і болтами.

Блок циліндрів відлитий з високоміцного чавуну, розділений поперечними перегородками на шість секцій, в яких розміщені втулки циліндрів. На верхній полиці блоку встановлені приводи клапанів і паливних насосів.

Колінчастий вал цілісний сталевий, без противаг, укладений у фундаментній рамі на вісьмох підшипниках ковзання. Перший від маховика рамовий підшипник. Вкладиші рамових і шатунових підшипників тонкостінні, виготовлені із сталеві стрічки, плакированою сплавом АС-20-1.

Шатун виготовлений з легованої сталі. Стержень шатуна двотаврового перерізу. Роз'єм нижньої головки розташований під кутом 42° до осі шатуна і забезпечений шліцами. Кришка кріпиться до стержня чотирма болтами.

Поршень складений, з відокремленою головкою. Юбка поршня відлила з чавуну, головка кована з хромомолібденової сталі. Охолодження головки

					KPM.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

здійснюється мастилом, що підводиться через свердлення в стержні шатуна і поршневого пальці. У головці поршня розміщено чотири компресійних кільця, мастилоз'ємне кільце розташоване у верхній частині спідниці. Поршковий палець сталевий, порожнистий з цементованою і загартованою робочою поверхнею.

Втулка циліндра чавунна лита, запресована в блок циліндрів. Для кращого тепловідводу верхня частина втулки виконана оребреною і на неї на-пресований кожух, в який подається охолоджуюча вода.

Кришка циліндра лита з високоміцного чавуну. У кришці розміщено по два впускних і випускних клапана, форсунку, пусковий і індикаторно-декомпресійний клапани. Випускні клапани розташовані в з'ємних охолоджуваних водою корпусах. Робочі фаски випускних клапанів і корпусу наплавлені жаростійким твердим сплавом. Для роботи дизеля на моторному паливі встановлюється механізм обертання випускного клапану. Форсунка, пусковий і індикаторно-декомпресійний клапани винесені з-під газощільного капотування кришки циліндра.

Розподільний вал розташований в порожнині верхньої частини бло-ку циліндрів і обертається в підшипниках з тонкостінними вкладишами із ста-леалюмінієвої смуги з антифрикційним шаром А020-1. На розподільному валу на-пресовані кулачки, що мають профіль переднього і заднього ходу для приводу всмоктуючих і вихлопних клапанів, а також паливні кулачки. Палив-ний кулачок роз'ємний. Він складається з двох половин, стягнутих болта-ми, що дозволяють регулювати кут випередження подачі палива. Реверс дизе-ля здійснюється осьовим переміщенням розподільного валу. Розпо-дільний вал приводиться від колінчастого валу за допомогою багатоступін-чатої зубчатої передачі, розташованої з боку маховика.

Регулятор частоти обертання — всережимний, відцентровий, непрямої дії з ізодромним зворотним зв'язком буферного типу. Конструктивно регулятор виконаний як агрегат з власною масляною системою.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливна система забезпечує роботу дизеля як на моторному паливі і мазуті, так і на дизельному. Паливний насос високого тиску — одноплунжерний золотникового типу з регулюванням по кінцю подачі. Форсунка закритого типу з гідравлічним підйомом голки і охолоджуванім дизельним паливом розпилювачем. Сумішоутворення — струменеве, в нерозділеній камері згорання. Система підготовки моторного палива і мазуту забезпечує автоматичне регулювання в'язкості і температури палива, що охолоджує форсунки, а також автоматизований перехід на дизельне паливо і навпаки. Конструкція паливних трубопроводів дозволяє проводити прогрівання їх на всіх ділянках аж до форсунки.

Змащення дизеля примусове, циркуляційне з «сухим» картером. У системі мастила передбачена нормальна і тонка фільтрація, а такожі охолодження мастила в масляно-водяному охолоджувачі. Мастильні нагнітачі (нагнітаючий і відкачуючий) автономні з електроприводом. На вимогу замовника дизелі можуть поставлятися з мастильними нагнітачами, що навішані на нього, і з вільним зливом мастила з картера.

Система охолодження двоконтурна. Внутрішній контур призначений для охолодження прісною водою власне дизеля і турбокомпресора. Зовнішній контур — для охолодження надувного повітря, змащувального мастила, води внутрішнього контуру і палива, що охолоджує форсунки. Підтримка необхідної температури охолоджуючої води і змащувального мастила — автоматичне, терморегуляторами типу РТНД-100. Водяні нагнітачі внутрішнього і зовнішнього контуру, автономні, з електроприводом. На вимогу замовника дизель може бути укомплектований водяними нагнітачами котрі навішуються на дизель.

Система запуску дизеля повітрям, від пускових балонів, включає головний пусковий клапан, пускові клапани в кришках циліндрів і розподільника повітря золотникового типу.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Надув дизеля здійснюється вільним турбокомпресором, що має осьову турбіну і відцентровий компресор. Надувне повітря перед входом в циліндр охолоджується в охолоджувачі трубчастого типу, що навішаний на дизель.

Управління частотою і напрямком обертання дизеля — дистанційне; автоматизоване. Управління може здійснюватися з ходової рубки судна, з виносних дублюючих постів і з центрального поста управління. Передбачено аварійне неавтоматизоване управління з посту, що навішаний на дизель.

Дизелі обладнані датчиками і виконавчими пристроями системи автоматизації, забезпечені аварійно-попереджувальною сигналізацією і захистом СПАС-30-22 і відповідають вимогам автоматизації енергетичних установок морських судів із знаком автоматизації А1 і А2.

Система вентиляції картера примусова з відсмоктуванням газів картера ежектором, в якому, як активний газ використовується надувне повітря. Для поліпшення реверсивних якостей на дизелі встановлені механічні гальма, що впливають на торці маховика.

Дизель поставляється в комплекті з фільтрами грубого і тонкого очищення палива і мастила, охолоджувачами води, мастила і палива, терморегуляторами води, мастила і палива, пусковими балонами, підкачуючими паливними насосами, валоповоротним пристроєм з приводом від електродвигуна, комплектами: приладів по автоматизації паливopідготовки моторного палива, контрольно-вимірювальних приладів і приладів сигналізації, приладів і пристроїв для дистанційного, автоматизованого керування, запасних частин, інструменту і пристосуваннями, необхідних для нормального обслуговування дизеля в експлуатації.

Технічна характеристика дизеля-прототипу 6ЧН36/40

Потужність номінальна, кВт..... 1240

Частота обертання, хв⁻¹.....500

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середній ефективний тиск, бар.....18,1

Середня швидкість поршня, м/с7,3

Ступінь автоматизації по ГОСТ 14228—80

Питома витрата, г/кВт -г: - палива на номінальній

потужності..... 222

мастила на чад1,22

Призначений ресурс, тис. годин:

до перебірки.....12,0

до капітального ремонту 60,0

Маса (суха), кг 28730

Габаритні розміри, мм:

довжина L5535

ширина В.....2127

висота Н..... 3360

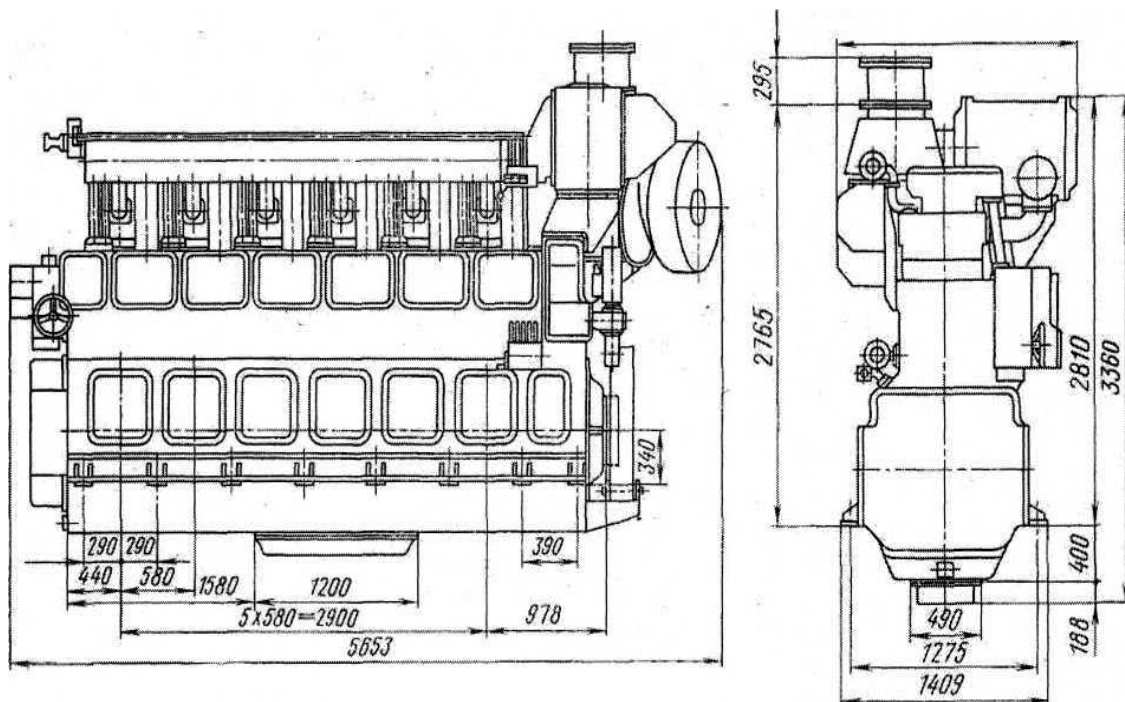


Рис.2.10. Габаритні розміри дизеля 6ГЧН 36/40

					КРМ.142.6222М.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

2.4. Технічний опис газодизельної електростанції.

2.4.1 Призначення

Стационарна автоматизована газодизельна електростанція потужністю 1340 кВт на базі газодизельного двигуна 6ГЧН36/40, розташована в стаціонарному приміщенні і призначена для використання в якості основного, або резервного джерела електропостачання, трифазним перемінним струмом напругою 400 В и частотою 50 Гц, а також теплопостачання для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або рівнобіжний з електричною мережею необмеженої потужності.

Газодизельна електростанція забезпечує тривалу надійну роботу при наступних умовах:

температура зовнішнього повітрявід -22 до+47⁰С;
відносна вологістьне більш 88%;
температура охолоджувальної води на вході в охолоджувач
надувного повітряне більш 60⁰С;
протитиск на вихлопіне більш 400 мм вод ст.;
висота над рівнем морядо 1000 м;
сейсмічність по шкалі Ріхтера до 8 балів.

Газодизельна електростанція може працювати в ручному, автоматизованому й автоматичному режимі керування.

2.4.2. Технічні дані

Повна потужність у газодизельному режимі на вихідному фланці двигуна,кВт 1340

Значення потужності дане при умовах:

температура навколишнього повітря у приміщенні, °С 25
відносна вологість, % 88
температура охолоджувальної води на вході в охолоджувач
наддувочного повітря, °С 60

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При зовнішніх умовах:

протитиску на впуску, мм вод. ст.	300
Потужність при температурі навколишнього повітря +45 ⁰ С, кВт	1200
Мінімальна потужність, що допускається при тривалій роботі, кВт	400
Максимальний тиск згоряння, не більше, МПа	12
Номінальна частота обертання при 50% номінальній потужності, об/хв	500
Напруга, V	400
Рід струму	Перемінний, трифазний
Частота, Гц	50
Годинна витрата палива на номінальному режимі потужності при стандартних умовах	0.25 (газ) 0,0108(ДП)
Питома витрата мастила на номінальній потужності, г/(квт год):	
- на чад	1,45
- сумарний (з урахуванням зливу)	1,9
Призначений ресурс, г:	
- безперервної роботи	2000
- до перебирання	15000
- до капітального ремонту	60000
Наробіток дизель-генератора до заміни мастила марки М10М ₂ ЦС, при кількості мастила в системі 900 кг, не менш, г	3000
<i>Порядок роботи циліндрів</i>	1-5-3-6-2-4
Діаметр циліндрів, мм	360
Хід поршня, мм	400
Напрямок обертання (якщо дивитися з боку маховика напрямку його осі)	в Праве за годинниковою стрілкою
Робочий обсяг усіх циліндрів, л	244,2
Габаритні розміри, мм:	

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- довжина	5535
- ширина	2127
- висота	3360
Маса дизель-генератора	28730 кг

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 3. Розрахункові цикли газодизеля 6ГЧН36/40

У цьому розділі виконано зрівняння циклів двигуна, що працює на змішаному паливі (95%- метан; 5%- дизельне паливо) та на дизельному.

3.1. Розрахунок циклу двигуна, що працює на змішаному паливі

(95%- метан; 5%- дизельне паливо, запальне)

Ефективна потужність ДВС визначається по залежності:

$$N_e = 13.1 \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot i \cdot P_e$$

Для розрахунку потужності необхідно задати:

D - Діаметр циліндра (м).....0,36

S - Хід поршня (м).....0,4

n - Частота вращения (1/мін)...500

Z - Тактність (2 - х, 4 - х).....0,5

i - Число циліндров.....6

i розрахувати середній ефективний тиск P_e .

4.Розрахунок P_e виконується при завданні наступних початкових даних :

Тиск наддування P_k (МПа)0,24

Тиск довілля P_0 (МПа)0,103

Температура довілля T_0 (К).....297

Показник політропи стискування в компресорі κ_k ...1,8

5.Для подальшого розрахунку потрібно вибрати:

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання α_{LFA}1,6

Коефіцієнт продування Γ_{La}1,05

Коефіцієнт залишкових газів Γ_{AMMAr}0,05

Коефіцієнт використання тепла в точці z χ_{Iz}0,83

Коефіцієнт використання тепла в точці b χ_{Ib}0,9

Ступень стискування ϵ_{PSILON}12,5

Ступень підвищення тиску при згоранні λ_{LAMBDA}1,6

Підігрівання заряду від стінок циліндра ΔT_{ATa} (К).....15

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ_{ZETA}0,98

Коефіцієнт втрати тиску у впускному колекторі δPa0,98

Механічний ККД двигуна η_{TAm}0,85

Втрата тиску в повітроохолоджувачі ΔT_{APohl} (МПа).....0,003

Зниження температури в повітроохолоджувачі ΔT_{ATohl} (К).....70

Температура залишкових газів T_g (К).....800

Паливо використовуване в двигуні

Складова | Доля в суміші

Рідке нафтове паливо | 0,05

Газоподібне паливо | 0,95

Альтернативне паливо | 0

Сумма1

Вуглець $C=0,87$

Водень $H_2=0,126$

Сірка $S=0$

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кисень $O_2=0,004$
 Відсотковий вміст води $W=0$
 СУМА=1
МАСОВИЙ СКЛАД ГАЗОВОГО ПАЛИВА
 Окисел вуглецю $З=0$
 Водень $H_2=0,033$
 Метан $CH_4=0,94$
 Двоокис вуглецю $CO_2=0$
 Кисень $O_2=0$
 Азот $N_2=0,001$
 Ацетилен $C_2H_2=0,012$
 Етилен $C_2H_4=0$
 Этан $C_2H_6=0$
 Пропан $C_3H_8=0,008$
 Бутан $C_4H_{10}=0,004$
 Пентан $C_5H_{12}=$
 СУМА=1

6. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ НАПОВНЕННЯ.

Температура повітря за компресором $T_k \dots\dots\dots 432,5(K)$
 Температура заряду перед двигуном $T_s \dots\dots\dots 362,5(K)$
 Температура заряду до кінця процесу наповнення $T_a \dots 397,7(K)$
 Тиск повітря перед двигуном $P_s \dots\dots\dots 0,237(MPa)$
 Тиск заряду до кінця процесу наповнення $P_a \dots\dots 0,232(MPa)$
 Коефіцієнт наповнення $ETAN \dots\dots\dots 0,9249$

7. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ СТИСКУВАННЯ.

$A_{vc} \dots\dots\dots 19,2960$
 $B_c \dots\dots\dots 0,00253$
 Теплоємність газоповітряної суміші і залишкових газів
 на ході стискування визначається по формулі:
 $C_{vc} = 19,2960 + 0,00253 \cdot T$
 Середній показник політропы стискування $n_1 \dots\dots\dots 1,3640$
 Тиск у кінці стискування $7,2805$
 Температура у кінці стискування $T_c = 997,2$

8. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ СГОРАННЯ.

Хімічний коефіцієнт молекулярного зміни $BETA_0 \dots\dots\dots 0,9049$
 Дійсний коефіцієнт молекулярного зміни $BETA \dots\dots\dots 0,9094$

Доля палива сгоревшая в точці z $xz \dots\dots\dots 0,9222$
 Коефіцієнт молекулярного зміни в точці z $BETA_z \dots\dots\dots 0,9164$

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Avz.....19,9205

bz.....0,00314

Avb.....20,0902

Bb.....0,00321

Середня молярна ізохорна теплоємність в точці z визначається по формулі: $C_{vz}=19,9205+0,00314 \cdot T$

Середня молярна ізохорна теплоємність в точці b визначається по формулі: $C_{vb}=20,0902+0,00321 \cdot T$

Максимальна температура сгорання T_z (К).....2 282,0

Максимальний тиск згорання P_z (МПа).....11,649

9. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ РОЗШИРЕННЯ.

Міра попереднього розширення g_01,311

Міра наступного розширення DELTA.....9,537

Середній показник політропи розширення n_21,2405

Температура у кінці процесу розширення T_b (К)..1 325,0

Тиск у кінці процесу розширення P_b (МПа)...0,7101

10. ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ

Теоретичний середній індикаторний тиск P_1 і (МПа).....1,5800

Дійсний середній індикаторний тиск P_i (МПа).....1,5484

Індикаторний ККД ЕТАІ.....0,4276

Індикаторна питома витрата газу big , м.куб/(кВт*ч).....0,22

Індикаторна питома витрата рідкого палива $bineft$, кг/(кВт*ч)..0,0099

Індикаторна потужність двигуна N_i , кВт.....1 577,3

11. ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ

Середній ефективний тиск P_e (МПа).....1,3161

Ефективний ККД двигуна ЕТАЕ.....0,3635

Ефективна питома витрата газу beg , м.куб/(кВт*ч).....0,26

Ефективна питома витрата рідкого палива $beneft$, кг/(кВт*ч)...0,0116

Ефективна потужність двигуна N_e , кВт.....1 340,7

Нижча теплотворна здатність нафтового палива q_1 , кДж/кг.....42 664,4

Нижча теплотворна здатність газового палива H_g , кДж/м³.....36 083,8

Щільність метану при нормальних умовах ρ , кг/м³0,7

Нижча теплотворна здатність газового палива H_g в кДж/кг.....51547

Ефективна питома витрата газу beg , в кг/(кВт*ч).....0,182

3.2. Розрахунок циклу двигуна при роботі на дизельному паливі

Ефективна потужність ДВЗ визначається по залежності:

$$N_e = 13.1 \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot i \cdot P_e$$

Для розрахунку потужності необхідно задати:

D - Діаметр циліндра (м).....0,36

S - Хід поршня (м).....0,4

n – Частота обертання к/в (1/хв)...500

Z - Тактність (2 - х, 4 - х).....0,5

i - Число циліндрів.....6

i розрахувати середній ефективний тиск P_e .

4.Розрахунок P_e виконується при завданні наступних початкових даних :

Тиск наддування P_k (МПа)0,24

Тиск довілля P_0 (МПа)0,103

Температура довілля T_0 (К).....297

Показник політропы стискування в компресорі n_k ...1,8

5.Для подальшого розрахунку потрібно вибрати:

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання α_{LFA}1,8

Коефіцієнт продування Γ_{La}1,05

Коефіцієнт залишкових газів Γ_{AMMAr}0,05

Коефіцієнт використання тепла в точці z χ_{Iz}0,82

Коефіцієнт використання тепла в точці b χ_{Ib}0,92

Степень стискування ϵ_{PSILON}12,5

Степень підвищення тиску при згоранні λ_{LAMBDA}1,6

Підігрівання заряду від стінок циліндра ΔT_{ATa} (К).....15

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ_{ZETA}0,98

Коефіцієнт втрати тиску у впускному колекторі δPa0,98

Механічний ККД двигуна η_{Am}0,85

Втрата тиску в повітроохолоджувачі ΔP_{Pohl} (МПа).....0,003

Зниження температури в повітроохолоджувачі ΔT_{Tohl} (К).....70

Температура залишкових газів T_r (К).....800

Паливо використовуване в двигуні

Складова | Доля в суміші

Рідке нафтове паливо | 1

Газоподібне паливо | 0

Альтернативне паливо | 0

Сумма 1

Вуглець C=0,87

Водень H2=0,126

Сірка S=0

Кисень O2=0,004

Відсотковий вміст води W=0

					KPM.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

6.РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ НАПОВНЕННЯ.

Температура повітря за компресором T_k432,5(K)
Температура заряду перед двигуном T_s362,5(K)
Температура заряду до кінця процесу наповнення T_a ..397,7(K)
Тиск повітря перед двигуном P_s0,237(МПа)
Тиск заряду до кінця процесу наповнення P_a0,232(МПа)
Коефіцієнт наповнення ЕТАН.....0,9249

7.РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ СТИСКУВАННЯ.

A_{vc}19,2920
 B_c0,00253
Теплоємність газоповітряної суміші і залишкових газів
на ході стискування визначається по формулі:
 $C_{vc}=19,2920+0,00253*T$
Середній показник політропы стискування n_11,3640
Тиск у кінці стискування $P_c=7,2805$
Температура у кінці стискування $T_c=997,2$

8.РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ ЗГОРАННЯ.

Хімічний коефіцієнт молекулярного зміни $BETA_0$1,0355
Дійсний коефіцієнт молекулярного зміни $BETA$1,0338
Доля палива сгоревшая в точці z xz0,8913
Коефіцієнт молекулярного зміни в точці z $BETA_z$1,0302
 A_{vz}19,8097
 b_z0,00305
 A_{vb}20,0211
 B_b0,00314
Середня молярна ізохорна теплоємність в точці z визначається по формулі: $C_{vz}=19,8097+0,00305*T$
Середня молярна ізохорна теплоємність в точці b визначається по формулі: $C_{vb}=20,0211+0,00314*T$
Максимальна температура згорання T_z (K).....2 038,0
Максимальний тиск згорання P_z (МПа).....11,649

9.РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ РОЗШИРЕННЯ.

Міра попереднього розширення g_01,316
Міра наступного розширення $DELTA$9,500
Середній показник політропы розширення n_21,2415
Температура у кінці процесу розширення T_b (K)..1 182,0
Тиск у кінці процесу розширення P_b (МПа)...0,7120

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ

Теоретичний середній індикаторний тиск P_1 і (МПа).....1,5889
Дійсний середній індикаторний тиск P_i (МПа).....1,5571
Індикаторний ККД η_{AI}0,4469
Індикаторна питома витрата рідкого палива b_{ineft} , кг/(кВт*ч)..0,1888
Індикаторна потужність двигуна N_i , кВт.....1 586,2

11. ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ

Середній ефективний тиск P_e (МПа).....1,3235
Ефективний ККД двигуна η_{AE}0,3799
Ефективний питома витрата рідкого палива b_{eift} , кг/(кВт*ч)...0,2221
Ефективна потужність двигуна N_e , кВт.....1 348,2
Нижча теплотворна спроможність нафтового палива q_1 , кДж/кг.....42 664,4

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

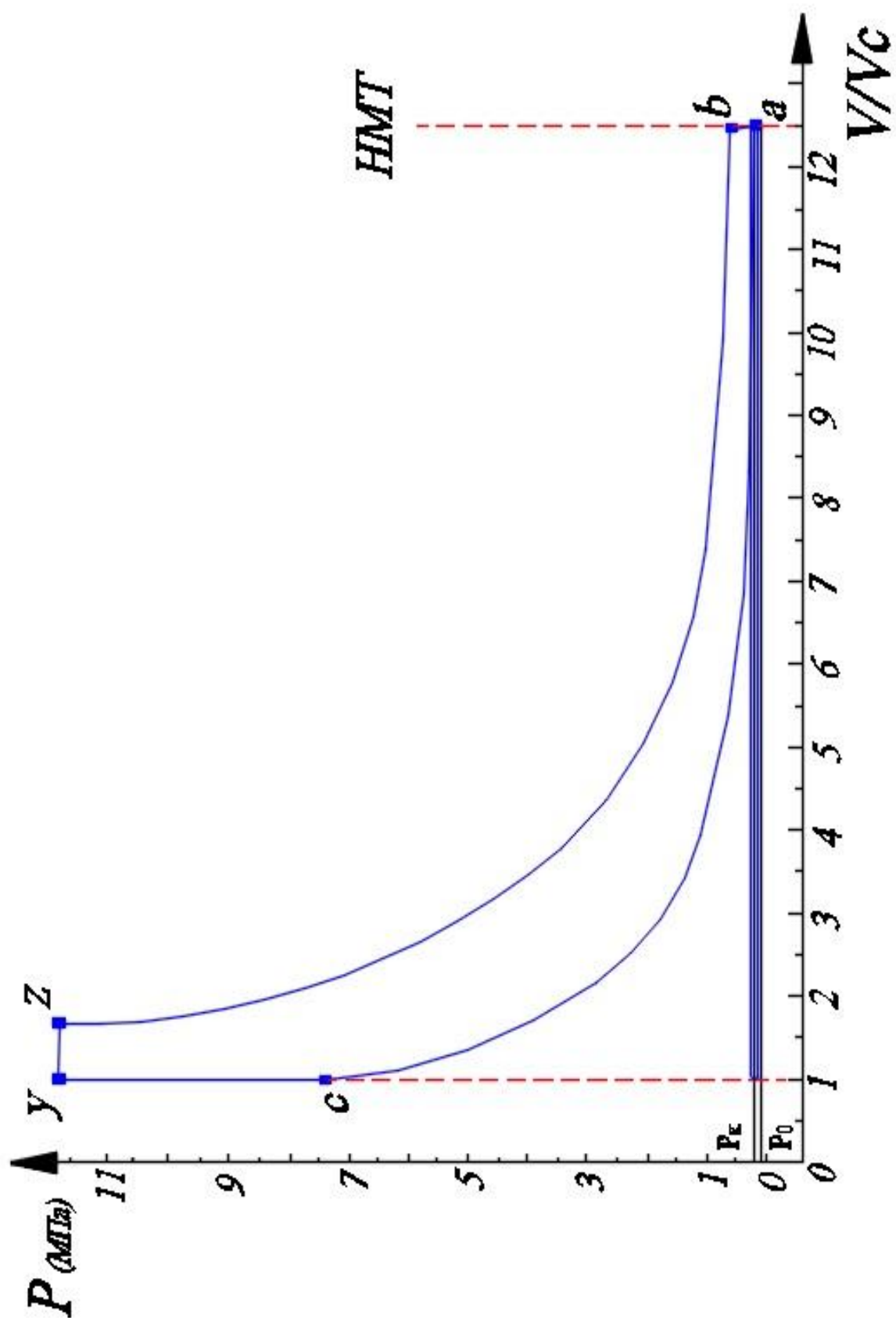


Рис. 3.2. Індикаторна діаграма.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KPM.142.6222M.06.ПЗ.

Арк.

50

3.3 Розрахунок теплового балансу двигуна 6 ГЧН 36/40.

Умова завдання:

ефективна потужність:

$$P_e = 340 \text{ кВт}$$

частота обертання колінвалу:

$$n = 500 \text{ хв}^{-1}$$

діаметр циліндру:

$$d = 360 \text{ мм}$$

хід поршня:

$$S = 400 \text{ мм}$$

число циліндрів:

$$i = 6$$

коефіцієнт тактності:

$$Z = 4$$

нижча теплота згорання газу

$$Q_H = 36083 \text{ кДж/м}^3$$

ефективна питома витрата газу

$$b_{eg} = 0,26$$

годинна витрата пального:

$$B_r = 348,4 \text{ м}^3/\text{год}$$

Індикаторний к.к.д.:

$$\eta_i = 0,4276$$

ефективний к.к.д.:

$$\eta_e = 0,3860$$

кількість свіжого заряду

$$M_l = 0,84 \text{ кмоль/кг}$$

загальна кількість продуктів згорання

$$M_r = 0,86 \text{ кмоль/кг}$$

температура залишкових газів

$$T_r = 800 \text{ К}$$

температура на початку стиску

$$T_d = 397 \text{ К}$$

коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = 1,6$$

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{\Pi} = B_r \cdot Q_H / 3,6$$

$$Q_{\Pi} = 3681206 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні Q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 1340000 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

					КРМ.142.6222М.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$$q = 36,40\%$$

Перевірка $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q_e = 1420945,370 \text{ Дж/сек}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -6,041\%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,21 \quad 0,15$$

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

$$Q_w = 699429,0682 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 6,67 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 167,67 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,6 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,04 \text{ м}^3$$

$$P_n = 102,35 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 102346,416 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 801775,4842 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу. $K=1,2$

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

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

$$\Delta T_v = 6-10 - \text{температурний перепад води в холодильнику.}$$

$$\Delta T_v = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,023 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

де

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

$$0,8 - 0,9 \text{ к.к.д. водяного насосу.}$$

$$\eta_{в.н.} = 0,8$$

$$P_{в.н.} = 2,81 \text{ кВт}$$

Тоді

$$Q_{в.н.} = 2812,91 \text{ Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_v = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_v = 804588,3958 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_v = Q_v / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_v = 21,86\%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$$mC_p'' = 34,10309 \text{ Ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p' = 29,1732 \text{ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

					КРМ.142.6222М.06.ПЗ.	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 527 \text{ Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 124 \text{ Температура на початку стиску.}$$

$$\Gamma = 1201740,179 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 32,6\%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{мд}} = (Q_w + Q_{\text{мд}}) - Q_v$$

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

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

$$P_{\text{mi}} = 1,54 \text{ Па середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{\text{мд}} = 0,046554719$$

тоді

$$Q_{\text{мд}} = 171377 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{\text{м1}} = 66218 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_M \cdot C_{\text{тм}} \cdot \Delta_{\text{нт}} \text{ запасу}}$$

$$\kappa = 1,2$$

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

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

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

$$\Delta T_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,004216375 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{\text{м.н.}} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,8-0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,8$$

$$P_{\text{м.н.}} = 2,11 \text{ кВт}$$

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{H2} = 2108 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 118326 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 3,21\%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{NB} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_{II} + Q_M)$$

$$Q_{NB} = 216551 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{NB} = 5,88\%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 3.1

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	1340000	36,40
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	804588,4	21,86
теплота, яка виноситься випускними газами	1201740	32,65
теплота, яка відводиться маслом	118326,4	3,21
невраховані теплові втрати	216550,7	5,88
загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	3681206	100

Розділ 4. Динаміка дигуна.

4.1. Сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі.

При вивченні динамічних явищ у Д.В.З. у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_{Γ} і сили інерції P_j . Сумарна сила є :

$$P = P_{\Gamma} + P_j$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на составляючі (рис. 4.1.)

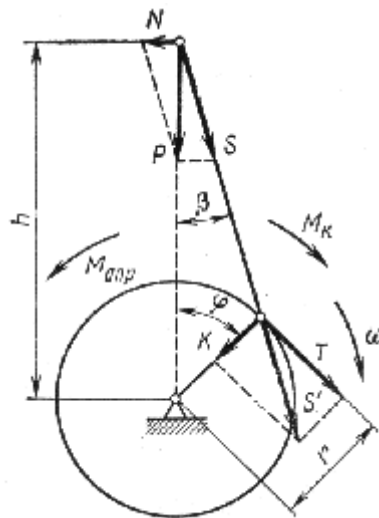


Рис. 4.1. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P давить униз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких S направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра

$$N = P \operatorname{tg} \beta.$$

Сила S діє по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$S = P (1/\cos \beta).$$

Перенесемо силу S по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R - по його радіусі. Тоді тангенціальна складова

$$T = P \sin (\varphi + \beta) / \cos \beta$$

відповідно нормальна

$$R = P \cos (\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Сила **T** створює момент двигуна, що крутить

$$MK = Tr = P r \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

що через колінчатий вал передається споживачу. У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{опр} = -N h$$

$$\text{Де } h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$$

Перекидаючий момент у точності дорівнює моменту, що крутить, зі зворотним знаком

$$M_{опр} = -Nh = -P \operatorname{tg} \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$$

$$= -Pr \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_{кр}.$$

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-якій положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, що діє на поршень, знаходять на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$Pj = -mnj.$$

Величину *j* визначають по рівнянню

$$j = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi)$$

Як масу **mn** беруть масу всіх деталей, що разом з поршнем роблять зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршневий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шатун робить складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщають сукупністю мас, динамічно їм еквівалентних. Звичайне число мас системи, що замется, беруть рівним двом. Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга - разом із кривошипом.

Аналіз виконаних конструкцій д. в. с. показує, що на частку маси, относимой 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,

$$P_j = - mn r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi).$$

де mn - 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, проектування маховика для забезпечення заданої ступені нерівномірності обертання колінчатого валу, а також побудова графіків зміни цих сил по куту повороту колінчатого валу

					КРМ.142.6222М.06.ПЗ.	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2. Вхідні дані для розрахунку діючих зусиль

Хід поршня S (м)	0,4
Частота обертання к/в n (1/хв.)	500
Тактность Z	0,5
Тип КШМ	Тронковий
Число цилиндрів i	6
Тиск наддування Pk (МПа)	0,24
Тиск довкілля P0 (МПа)	0,1013
Ступень стискування Eps	12,5
Доля втраченого ходу Fipі	0
Тиск повітря перед двигуном Ps (МПа)	0,237
Середній показник політропи стискування n1	1,364
Тиск у кінці стискування Pc (МПа)	7,28
Міра підвищення тиску при згоранні lambda	1,6
Максимальний тиск згорання Pz (МПа)	11,65
Міра попереднього розширення go	1,31
Міра наступного розширення delta	9,54
Середній показник політропи розширення n2	1,24
Тиск у кінці процесу розширення Pb (МПа)	0,71
Постійна механізму lamsh	0,25
Маса поступально рухомих частин ms (kg)	170

4.3. Таблиця результатів динамічного розрахунку

Fi	Pg	Pj	Pdv	N	T	Z	Tsum
0	0,2370	-1,1447	-0,9077	0,0000	0,0000	-0,9077	0,4774
15	0,2370	-1,0828	-0,8458	-0,0548	-0,2719	-0,8028	3,1770
30	0,2370	-0,9075	-0,6705	-0,0845	-0,4084	-0,5385	3,1476
45	0,2370	-0,6475	-0,4105	-0,0737	-0,3424	-0,2382	2,1862
60	0,2370	-0,3434	-0,1064	-0,0236	-0,1040	-0,0328	1,6042
75	0,2370	-0,0387	0,1983	0,0493	0,2043	0,0037	1,2199
90	0,2370	0,2289	0,4659	0,1203	0,4659	-0,1203	0,5191
105	0,2370	0,4353	0,6723	0,1673	0,6061	-0,3356	-0,1707
120	0,2370	0,5723	0,8093	0,1795	0,6112	-0,5601	0,4774
135	0,2370	0,6475	0,8845	0,1589	0,5131	-0,7378	
150	0,2370	0,6786	0,9156	0,1154	0,3579	-0,8506	
165	0,2370	0,6863	0,9233	0,0599	0,1811	-0,9073	
180	0,2370	0,6868	0,9238	0,0000	0,0000	-0,9238	
195	0,2360	0,6863	0,9223	-0,0598	-0,1809	-0,9064	
210	0,2481	0,6786	0,9267	-0,1167	-0,3622	-0,8609	
225	0,2705	0,6475	0,9180	-0,1649	-0,5326	-0,7657	
240	0,3077	0,5724	0,8800	-0,1952	-0,6646	-0,6090	
255	0,3680	0,4353	0,8033	-0,1999	-0,7242	-0,4010	
270	0,4678	0,2289	0,6968	-0,1799	-0,6968	-0,1799	
285	0,6404	-0,0387	0,6016	-0,1497	-0,6199	0,0111	
300	0,9587	-0,3434	0,6153	-0,1365	-0,6011	0,1895	
315	1,5931	-0,6475	0,9456	-0,1698	-0,7887	0,5485	
330	2,9261	-0,9075	2,0186	-0,2543	-1,2295	1,6210	
345	5,4042	-1,0828	4,3214	-0,2802	-1,3891	4,1016	
360	11,6500	-1,1447	10,5053	0,0000	-0,0001	10,5053	
375	11,6500	-1,0828	10,5672	0,6852	3,3968	10,0298	
390	7,1105	-0,9075	6,2029	0,7815	3,7782	4,9812	
405	4,0913	-0,6475	3,4437	0,6185	2,8724	1,9977	
420	2,5784	-0,3434	2,2350	0,4957	2,1834	0,6883	

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			60

435	1,7866	-0,0388	1,7478	0,4349	1,8009	0,0323	
450	1,3430	0,2289	1,5720	0,4059	1,5720	-0,4059	
465	1,0798	0,4353	1,5151	0,3770	1,3659	-0,7563	
480	0,9176	0,5723	1,4899	0,3304	1,1251	-1,0311	
495	0,8161	0,6475	1,4637	0,2629	0,8491	-1,2209	
510	0,7544	0,6786	1,4330	0,1805	0,5602	-1,3313	
525	0,7211	0,6863	1,4074	0,0913	0,2761	-1,3830	
540	0,4291	0,6868	1,1159	0,0000	0,0000	-1,1159	
555	0,2146	0,6863	0,9008	-0,0584	-0,1767	-0,8853	
570	0,2146	0,6786	0,8932	-0,1125	-0,3491	-0,8298	
585	0,2146	0,6475	0,8621	-0,1548	-0,5001	-0,7191	
600	0,2146	0,5724	0,7869	-0,1745	-0,5942	-0,5446	
615	0,2146	0,4353	0,6498	-0,1617	-0,5858	-0,3244	
630	0,2146	0,2289	0,4435	-0,1145	-0,4435	-0,1145	
645	0,2146	-0,0387	0,1758	-0,0438	-0,1811	0,0032	
660	0,2146	-0,3434	-0,1288	0,0286	0,1259	-0,0397	
675	0,2146	-0,6475	-0,4330	0,0778	0,3612	-0,2512	
690	0,2146	-0,9075	-0,6930	0,0873	0,4221	-0,5565	
705	0,2146	-1,0828	-0,8683	0,0563	0,2791	-0,8241	
720	0,2146	-1,1447	-0,9301	0,0000	0,0000	-0,9301	

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

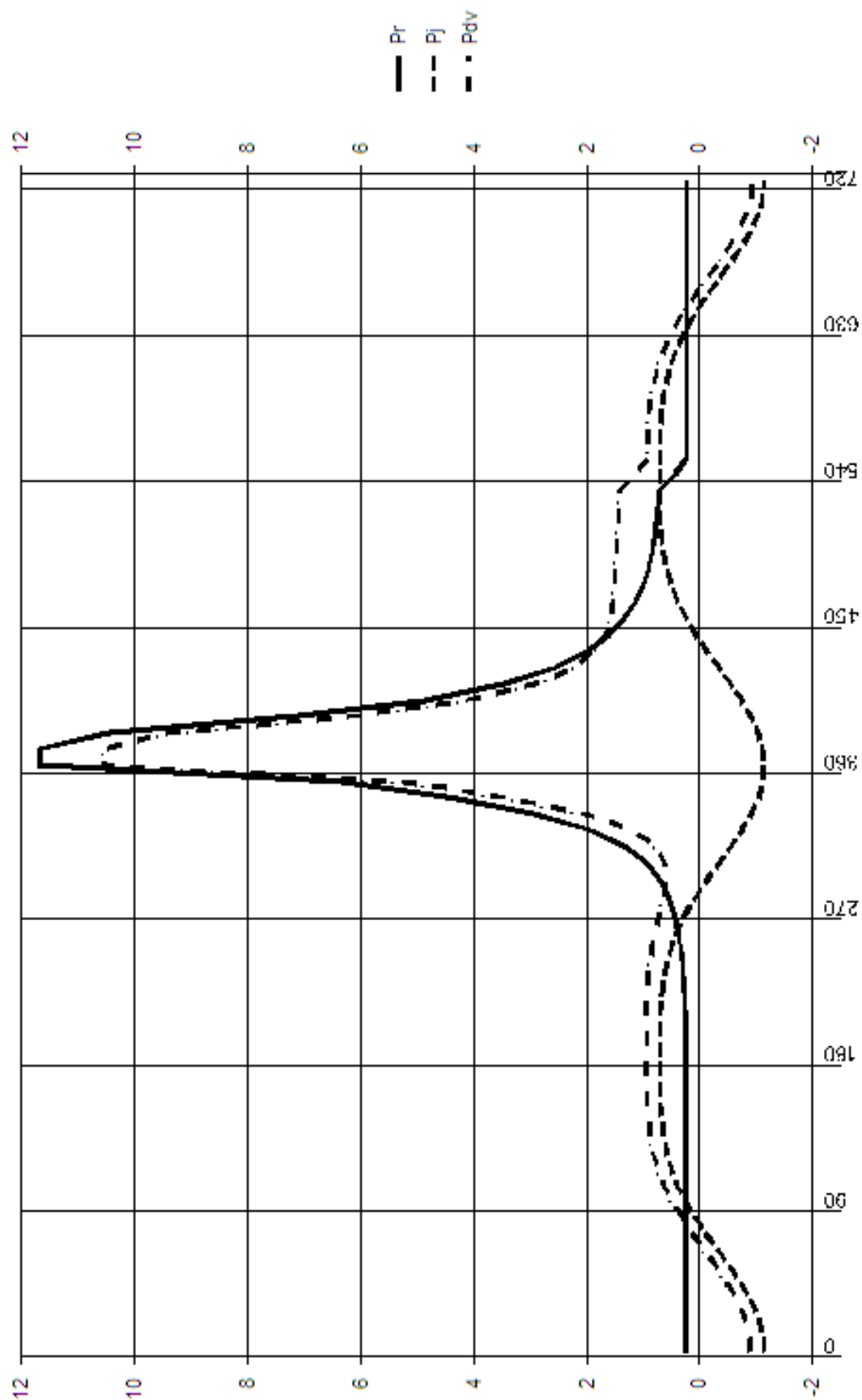


Рис. 4.2. Сили діючі на поршень двигуна 6 ГЧН 36/40
(газа – P_γ , інерції в КШМ – P_j та сумарна P_{dv})

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.142.6222М.06.ПЗ.

Арк.

62

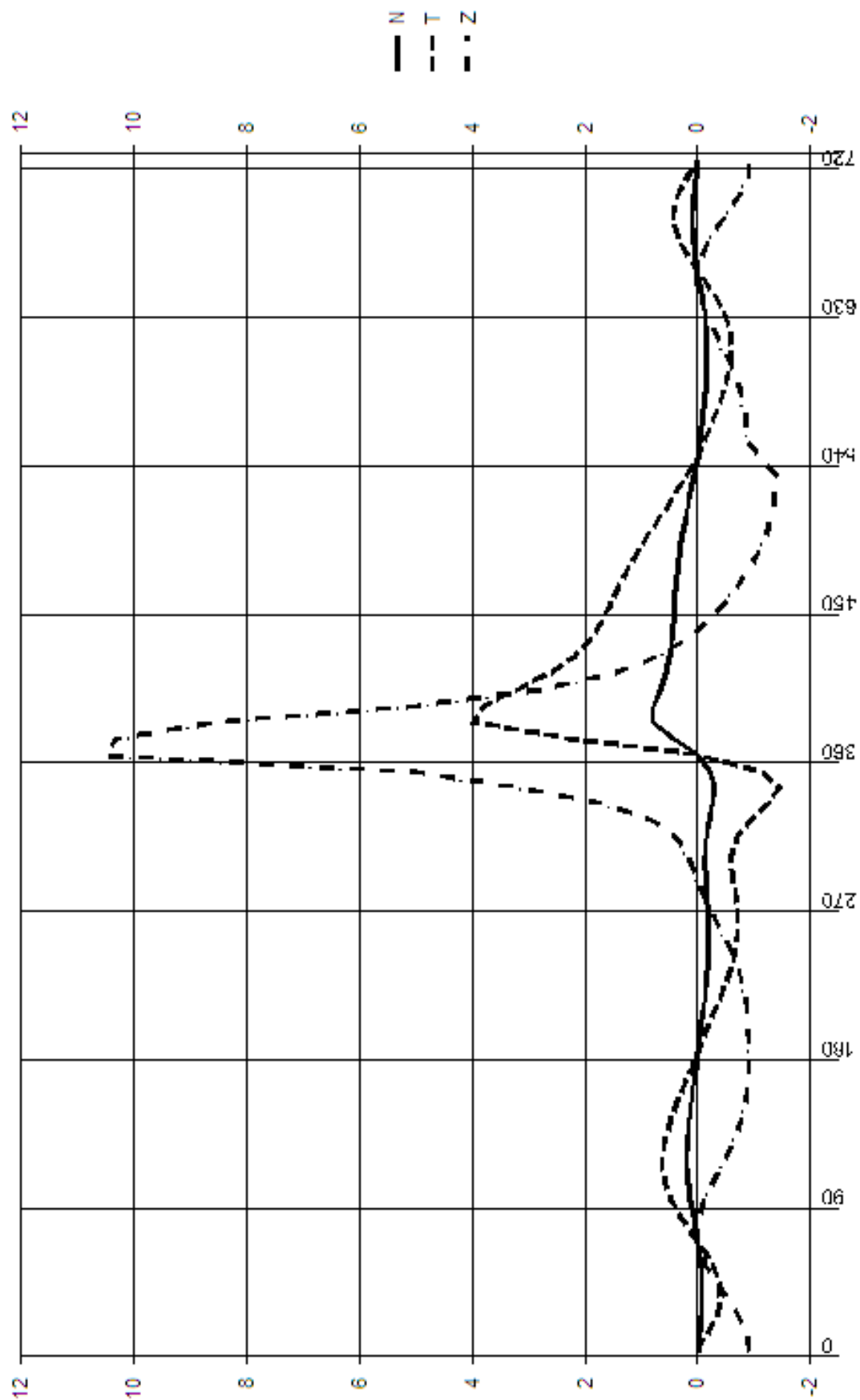


Рис.4.3. Сили, діючі на тронк, шатун та кривошип двигуна 6 ГЧН 36/40
(нормальна – N, дотична – T,Радіальна – Z)

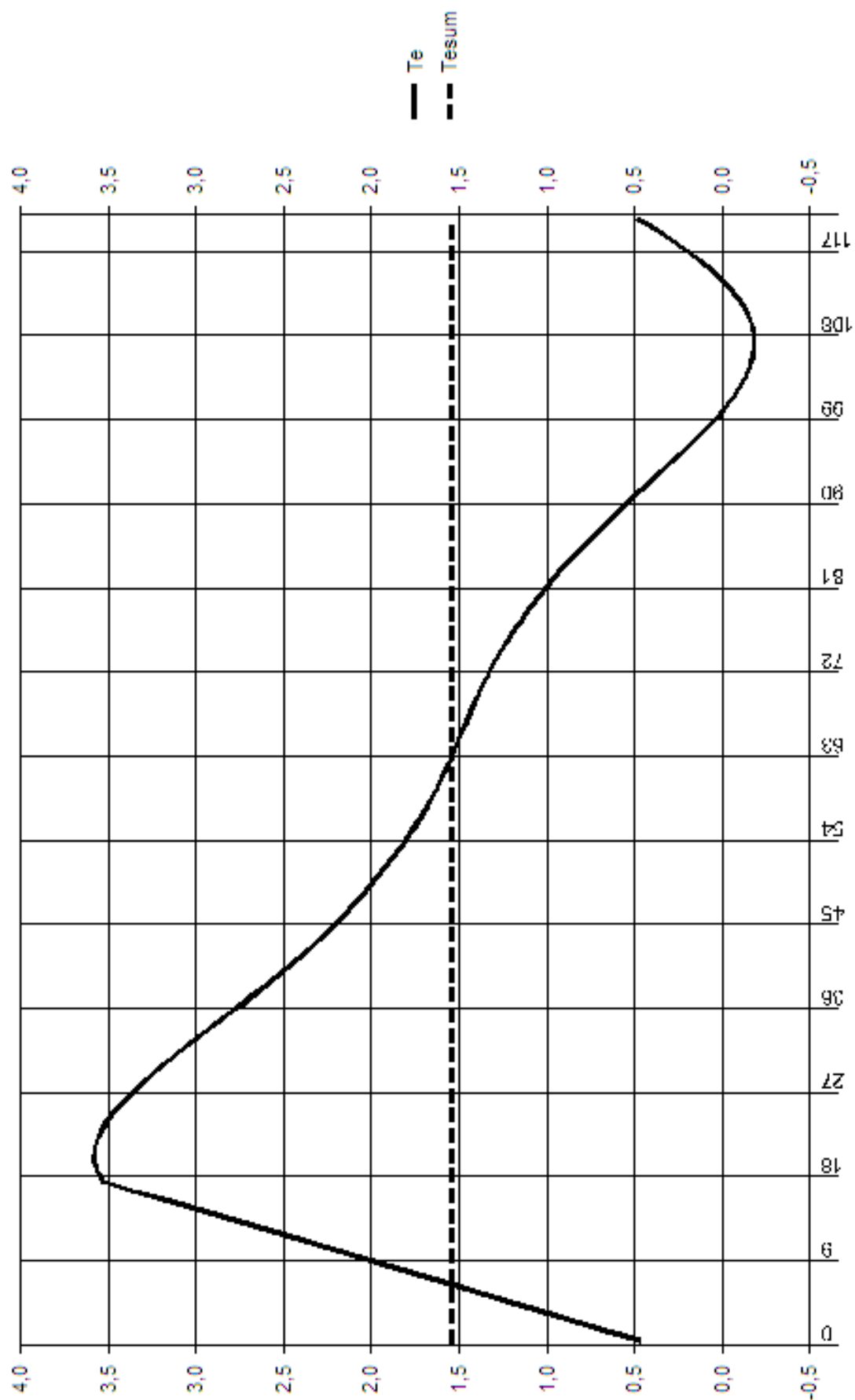


Рис. 4.4. Сумарні дотичні сили діючі в двигуні 6 ГЧН 36/45
(зміна за цикл – T_e , середня за цикл - $T_{e\text{ sum}}$)

Розділ 5. Спроектовані паливні системи газодизельного двигуна.

5.1. Паливні системи.

Згідно завданню у дипломному проекті передбачається перевід дизельного двигуна 6ЧН36/40 на газодизельний цикл з використанням в якості палива метану. Для запалення метану планується використати дизельне паливо в кількості 5% від основного палива, при чому передбачається упорскування метану безпосередньо у циліндр двигуна.

Для забезпечення газодизельного циклу з безпосередньою подачею палива у циліндри двигуна у дипломному проекті розроблені два типу паливних систем:

- з використанням двопаливних гідравлічних форсунок, відкриття яких забезпечується гідросистемою (гідравлічне управління)
- з використанням двопаливних насос-форсунок з електромагнітним керуванням.

У розділі 2 розглянуті конструкція та робота спроектованих форсунок та приведені схеми подачі палива. Для подачі газу проектом передбачається установка газокompresорної станції. Забезпечуючий подачу газу під тиском 25-30 Мпа. Для подачі запальної дози палива потрібна заміна паливної апаратури, взагалі насосів високого тиску, бо подача штатною паливною апаратурою малої дози палива (5% від номінального режиму) неможлива із-за нестійкої роботи апаратури (стійкий холостий ход двигуна забезпечується при подачах не менш 10% від подачі номінального режиму).

Тому у проекті передбачається заміна штатної паливної апаратури (ПНВТ) на апаратуру системи Common Rail з електронним керуванням.

В цьому розділі розглянемо роботу цієї системи з використанням двопаливних форсунок.

Дизель 6ГЧН 36/40 пропонується оснастити новою системою Common Rail (CR) і форсунками з гідравлічним приводом. Common Rail забезпечує стабілізацію високого тиску палива на всіх режимах роботи двигуна, зменшен-

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ня габаритних розмірів паливного насоса високого тиску (ПНВТ) та форсунок, дозволяючи розмістити їх найбільш оптимально в камері згоряння, зниження втрат енергії, рівня шуму і, у сполучені з точним електронним дозуванням палива. Принципова схема цієї системи представлена на кресленні рис. 5.1 й складається, як і в звичайної, із паливного баку 1, паливопідкачуючого насосу 2, паливних фільтрів 3, насоса високого тиску 4, що подає паливо в загальний для усіх форсунок трубопровід (акумулятор) 5. З загального трубопроводу паливо по коротких трубопроводах високого тиску подається до форсунок 6. Надлишок палива відводиться з загального трубопроводу через запобіжний клапан надлишкового тиску 7 та одночасно регулюється тиск електромагнітним клапаном 8.

Основною принциповою відмінністю системи CR є те, що паливний насос високого тиску виконує тільки одну функцію - створення і підтримка високого тиску палива в загальному трубопроводі (120...130МПа). Тому привід ПНВТ у системі CR не потребує трудомісткого і складного узгодження з положенням колінчатого валу двигуна. Момент випередження впорскування, кількість і закон подачі палива визначається не механічним шляхом, як це було в звичайних системах, а електричними імпульсами від електронного блока управління дизелем. З одного боку, таке рішення значно спростило механіку ПНВТ (прибралий регулятор подачі палива, пристрій випередження впорскування, полегшені умови роботи прецизійних пар (виключено їхній обертальний рух, пов'язаний з дозуванням подачі палива), що підвищило довговічність і надійність їхньої роботи. Проте, з іншого боку, для більш якісного управління подачі палива система CR обладнана багатьма датчиками тиску палива, встановленого в загальному трубопроводі, наддуву, а також частоти обертання вала двигуна, кута випередження впорскування палива, температури повітря, що надходить, і охолоджуючої рідини, та ін. Інформація від цих датчиків передається в контролюючий і керуючий електронний блок, де вона опрацьовується, а потім керуючий сигнал надходить на

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

електромагнітне (п'єзомеханічне) дозуюче устаткування форсунок. У такий спосіб забезпечується дуже точне дозування палива, що впорскується форсункою.

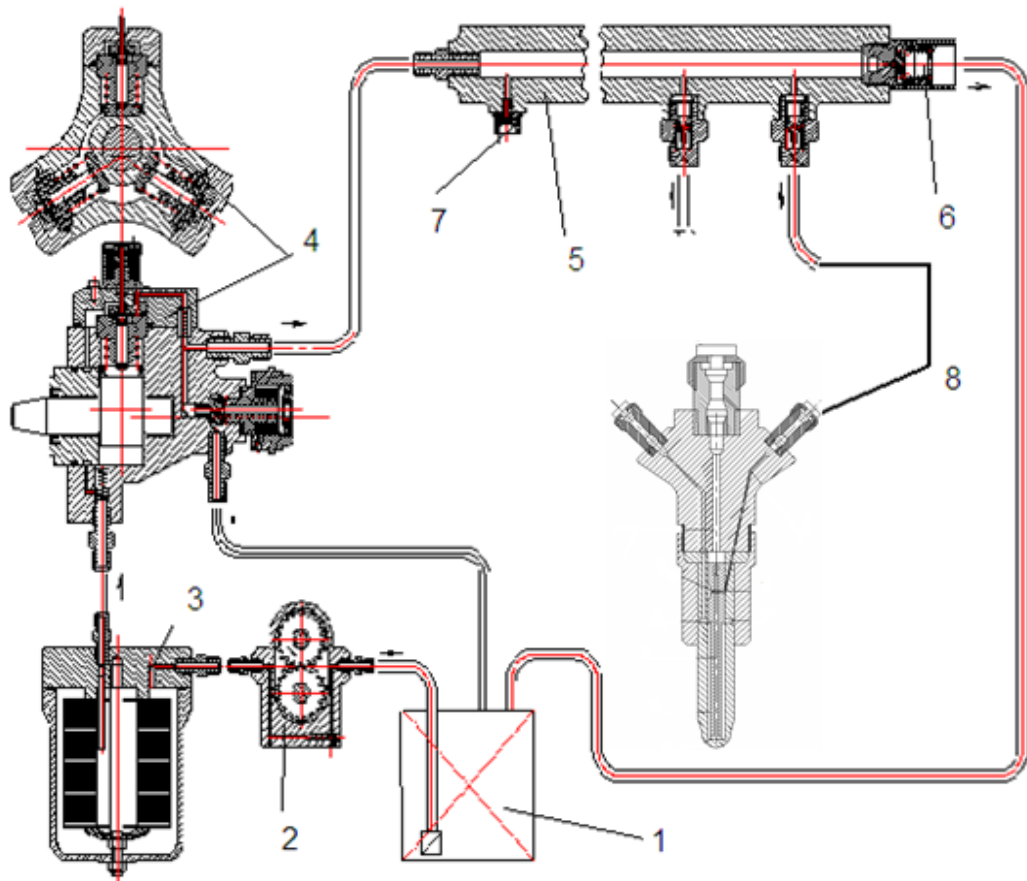


Рис.5.1 Конструктивна схема паливоподачі Common Rail двигуна 6ГЧН36/40.

5.2 Розрахунок паливопідкачуючого насосу.

Паливопідкачуючий насос шестерний об'ємного типу, приводиться від розподільного валу. Розташований між фільтрами грубого і тонкого очищення палива, складається з корпусу та двох шестерень, одне з яких вільно обертається.

Паливопідкачуючий насос подає палива більше, чим необхідно для роботи двигуна (коефіцієнт запасу подачі 2...3). Тому одночасно в корпусі встановлен перепускний клапан. Дійсна витрата запального палива двигуном

$$W = \frac{N_e \cdot b_e}{\rho_n} = 0,04 \text{ м}^3 / \text{год}$$

					KPM.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Визначаємо подачу паливопідкачуючого насоса:

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

де: $N_e = 74$ кВт - ефективна потужність двигуна від запальної дози

$b_e = 0.0112$ кг/(кВт год) - питома витрата запальної дози палива;

$\rho_n = 850$ кг/м³; густина палива;

$K = 3$ - коефіцієнт запасу подачі (4...6);

$$W = K \cdot \frac{N_e \cdot b_e}{\rho_n} = 0.124 \quad \text{м}^3/\text{год};$$

Визначаємо потужність споживану паливопідкачуючим насосом:

$$N_{\text{пн}} = 0.272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5};$$

де: $H = 50$ м - напор насоса, (орієнтовно $H = 30 \dots 60$ м);

η_n = ККД насоса.

Для шестерних насосів $\eta_n = 0.7 - 0.75$; для гвинтових: $\eta_n = 0.8 \dots 0.85$;

Прийmemo $\eta_n = 0.75$

$$N_{\text{пн}} = 0.272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5} = 0.0702 \text{ кВт}$$

Визначаємо площу фільтруючої поверхні паливного фільтра:

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

де: v_n - швидкість фільтрації

Для сітчастих фільтрів: $v_n = 0.02 - 0.05$ м/сек;

Для пластінчатих фільтрів: $v_n = 0.06 - 0.12$ м/сек;

Для дотно-щілових фільтрів: $v_n = 0.02 - 0.05$ м/сек;

Приймаемо $v_n = 0.02$ м/сек;

$k_{\text{жс}} = 0.2$ - коефіцієнт живого перетину (0.2 ... 0.3);

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жс}}} = 0.0316 \text{ м}^2$$

Визначення основних параметрів паливного насосу високого тиску.

Діаметр плунжера ПНВД приймаемо конструктивно $d_{\text{П}} = 8$ мм

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Хід плунжера також приймаємо конструктивно $S_{\Pi} = 6 \text{ мм}$

Продуктивність плунжерних пар ПНВТ.(годинна витрата палива)

$$W_{\text{ПНВД}} = 60 \pi d_{\Pi}^2 S_{\Pi} j n_{\text{ПНВТ}} = 0,118 \text{ м}^3/\text{год}$$

$n_{\text{ПНВТ}}$ - частота обертання ПНВТ(3х3), $n_{\text{ПНВТ}} = 500 \text{ об/хв}$

j - кількість плунжерних пар у секції ПНВТ(3), $j = 3$;

По витратам палива розміри паливного насоса є доцільними, так як частка палива йде на перепуск та охолодження ПНВД.

Визначаємо потужність споживану ПНВТ:

$$N_{\text{ПНВТ}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{ПНВТ}} \cdot H_{\text{ПНВТ}} \cdot \rho_n}{\eta_{\text{ПНВТ}}} \times 10^{-5} = 3,96 \text{ кВт}$$

де: $H = 12700 \text{ м}$ - напор насоса,

(орієнтовно $H = 12232 \dots 13251 \text{ м}$ ($120 \dots 130 \text{ МПа}$));

$\eta_{\text{ПНВТ}} = 0,8$ механічний ККД насоса.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Розділ 6. Визначення економічної ефективності впровадження спроектованого двигуна.

6.1. Порівняльна характеристика впровадженого двигуна.

Мета: аналітичне обґрунтування економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна в порівнянні з базовим. При визначенні економічного ефекту від створення нового двигуна порівнюються параметри проектуємого двигуна та параметри базового двигуна з урахуванням удосконалення їх до моменту порівняння.

6.2 Оцінка собівартості і ціни двигуна

Собівартість і ціну спроектованого двигуна оцінюємо, виходячи з структури витрат на заводі- виготівнику двигуна прототипу з урахуванням змін, пов'язаних з ухваленням технічних рішень по його доопрацюванню.

Приймаємо для розрахунку собівартість:

двигун прототип- 1547000 грн.

спроектований двигун- 2100000 грн.

Ціну:

двигун прототип-1779050 грн.

спроектований двигун-2415000 грн.

6.3 Технічний ефект

У таблиці 5.1 приведені техніко-економічні показники базового двигуна і спроектованого.

Таблиця 6.1 Техніко-економічна характеристика двигунів

№ п/п	Найменування показника	Позначення	Базовий двигун	Проектуємий двигун
1	Потужність, кВт	Ne	1348	1340
2	Частота обертання колінчатого вала, об/хв	n	500	500
3	Діаметр циліндра, м	D	0,36	0,36

4	Хід поршня, м	S	0,4	0,4
5	Середня швидкість поршня, м/с	C _m	6,67	6,67
6	Питома ефективна витрата дизпалива, кг/(кВт год)	g _e	0,222	0,0116
	Питома витрата газового палива, м ³ /год	b _e		0,26
7	Питома ефективна витрата мастила, кг/(кВт год)	g _m	0,05	0,05
8	Оптова ціна двиг. грн.	Ц	1779050	2415000
9	Ціна дизпалива, грн/кг	Ц _д	9,2	9,2
	Ціна газ. палива, грн/м ³	Ц _г		5,5
10	Ціна мастила, грн./кг	Ц _м	45	45
11	Час роботи двигуна, год	t	4000	4000
12	Кількість контрольних ремонтів	η	3	3
13	Сумарні коефіцієнти по капітальних ремонтах	E _{min}	1,1	1,1
14	Коефіцієнт частки вартості робіт	b	0,05	0,05
15	Коефіцієнт частки вартості капітального ремонту	K _{кр}	0,4	0,4
16	Коефіцієнт використання потужності	K _м	0,7	0,7
17	Ресурс двигуна до першого перебирання, год	t _{пер}	25000	25000
18	Ресурс двигуна до капітального ремонту, год	t _{кр}	100000	100000
19	Коефіцієнт порівняльної економічної ефективності	E	0,15	0,15

Економічна ефективність від впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна визначається по методичному посібнику «Методика использования изобретений, новой техники и рационализаторских решений в народном

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

хозяйстве». Метод призначений для техніко-економічного обґрунтування вибору найкращих варіантів створення і впровадження нової техніки.

6.4 Соціальний ефект.

Соціальний ефект полягає в тому, що за рахунок заміни частини дизельного палива газом значно знижується собівартість виробляємой енергії, також знижується викиди шкідливих речовин в атмосферу разом з відпрацьованими газами.

6.5 Економічний ефект.

Економічна ефективність від упровадження спроектованого двигуна визначається по методичній указівці "Показники якості та економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень при проектуванні двигунів внутрішнього згоряння.

Таблиця 6.2 Калькуляція собівартості спроектованного двигуна

№	Статті витрат	Структура витрат %	Сума, грн
1	2	3	4
1.	Матеріали і напівфабрикати власного виробництва	48	1008000
2.	Покупні комплектуючі вироби	10	210000
3.	Відходи, що повертаються (віднімаються)	25	525000
4.	Транспортно-заготовчі витрати	8	168000
5.	Паливо на технологічні цілі	10	210000
6.	Енергія на технологічні цілі	5,5	115500
7.	Всього матеріальних витрат	56,5	1186500
8.	Основна заробітна платня виробничих робочих	14	294000
9.	Додаткова заробітна платня виробничих робочих	4,5	94500
10.	Відрахування на соціальні програми	5,5	115500
11.	Відшкудування зносу інструменту цільового призначення	2,1	44100
12.	Витрати на підготовку і освоєння виробництв	5	105000
13.	Витрати на зміст і експлуатацію устаткування	4,2	88200
14.	Загальновиробничі витрати	2,2	46200
15.	Загальногосподарські витрати	3,3	69300

16.	Втрати від браку	0,5	10500
17.	Інші виробничі витрати	2,2	46200
18.	Всього собівартість спроектованого двигуна	100	2100000

Таблиця 6.3 Розрахунок вартості введених деталей та складальних одиниць.

№	Найменування деталі (складальної одиниці)	Собівартість (ціна),грн/шт	Кількість, комплект.	Сума,грн
	Що вводяться			
1.	Система подачі палива CR		1	120000
2.	Електронна система регулювання подачі газу		1	100000
3	Компресорна станція подачі газу		1	109000
4.	Двопаливні форсунки		1	140000
	Разом що вводяться $C_{вв}$			
			$\Sigma=$	469000

Таблиця 6.4 Розрахунок вартості вилучених деталей та складальних одиниць

№	Найменування деталі (складальної одиниці)	Собівартість (ціна),грн/шт	Кількість, комплект.	Сума,грн
1.	Паливні насоси		1	110000
2.	Механичні форсунки		1	32000
	Разом вилучених $C_{вз}$			142000

Таблиця 6.5 Розрахунок економічної ефективності

№	параметр	формула	Значення	
			Базовий двигун	Проектуємий двигун
1	Річна продуктивність, кВт	$N = K_m \cdot N_e \cdot t$	3774400	3752000

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

2	Термін служби, років	$T = \frac{t_{кр}}{t}$	25,0	25,0
3	Річні поточні витрати на паливо, грн	$З_n = g_e \cdot N \cdot Ц_n$	7708835	5765773
4	Річні поточні витрати на масло, грн	$З_m = g_m \cdot N \cdot Ц_m$	8492400,0	8442000
5	Річні витрати на поточний ремонт, грн	$З_{np} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{nep}}$	14232,4	19320,0
6	Річні поточні витрати на капітальний ремонт, грн	$З_{кр} = \frac{K_{кр} \cdot t \cdot Ц}{\varepsilon_{min} \cdot t_{кр}}$	25877,1	35127,3
7	Річні витрати у споживача, грн	$U_1 = З_n + З_m + З_{np} + З_{кр}$	16241344	14262221
8	Річний економічний ефект у споживача від використання двопаливних форсунок та переводом двигуна на метан, грн	$\varepsilon = \left[Ц^{\delta} \cdot \frac{N^H}{N^{\delta}} \cdot \left(\frac{1/T^{\delta} + E^{\delta}}{1/T^H + E^H} \right) + \frac{U_1^{\delta'} - U_1^H}{1/T^H + E^H} \right] - Ц^H$ $U_1^{\delta'} = \frac{N^H}{N^{\delta}} \cdot U_1^{\delta}$	9262626	

6.6 Висновок

Приведений результат розрахунку підтвердив економічну доцільність переводу дизельного двигуна 6ЧН36/40 на газодизельний цикл з безпосереднім уприскуванням газу в циліндри двигуна не взираючи на те, що за остані роки вартість газу метана значно на Україні зросла.

Річний економічний ефект визначився в сумі 9262626 гривень.

Розділ 7. Охорона праці та екологія довкілля.

7.1 Цілі і завдання охорони праці.

Охорона праці-це система забезпечення безпеки життя і здоров'я працівників в процесі трудової діяльності, що включає правові, соціально-економічні, санітарно-гігієнічні, психофізичні, лікувально-профілактичні, реабілітаційні і інші заходи. Функціями охорони праці є дослідження санітарії і гігієни праці, проведення заходів щодо зниження впливу шкідливих чинників на організм працівників в процесі праці. Основним методом охорони праці є використання техніки безпеки. При цьому вирішуються два основні завдання: створення машин і інструментів, при роботі з якими виключена небезпека для людини, і розробка спеціальних засобів захисту, що забезпечують безпеку людини в процесі праці, а також проводиться навчання тих, що працюють безпечним прийомом праці і використання засобів захисту, створюються умови для безпечної роботи.

Основна мета поліпшення умов праці -- досягнення соціального ефекту, тобто забезпечення безпеки праці, збереження життя і здоров'я що працюють, скорочення кількості нещасних випадків і захворювань на виробництві.

Поліпшення умов праці дає і економічні результати: зростання прибутку (у зв'язку з підвищенням продуктивності праці); скорочення витрат, пов'язаних з компенсаціями за роботу з шкідливими і важкими умовами праці; зменшення втрат, пов'язаних з травматизмом, професійною захворюваністю; зменшенням плинності кадрів і так далі. Основним документом в нормативно-технічній документації є нормативний акт "Система стандартів безпеки праці".

Стандарти ССБТ встановлюють загальні вимоги і норми по видах небезпечних і шкідливих виробничих чинників, загальні вимоги безпеки до виробничого устаткування, виробничих процесів, засобам захисту що працюють і методи оцінки безпеки праці.

Міжгалузеві правила і норми є обов'язковими для усіх підприємств і організацій незалежно від їх відомчого підпорядкування.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Галузеві правила і норми поширюються тільки на окремі галузі. На підставі законодавства про працю, стандартів, правил, норм, технологічній документації та ін. розробляються інструкції по охороні праці : загальні, для окремих професій, на окремі види робіт.

7.2. Чинники, що впливають на умови і безпеку праці.

В процесі праці на людину впливає безліч різноманітних чинників виробничого середовища, які в сукупності визначають те або інший стан умов праці. Виробничі чинники підрозділяються на технічні, ергономические, санітарно-гігієнічні, організаційні, психофізіологіческие, соціально-побутові, природно-кліматичні, економічні.

Технічні чинники відбивають рівень автоматизації і механізації виробничих процесів; якнайповніше використання устаткування і раціональну організацію робочого місця; застосування електронно-обчислювальної техніки, що управляє; наявність і справність колективних засобів захисту, захищеність небезпечних зон та ін.

Ергономічні чинники характеризують встановлення відповідності швидкісних, енергетичних, зорових і інших фізіологічних можливостей людини в даному технологічному процесі; вступ раціональних режимів праці і відпочинку, скорочення об'єму інформації, зниження нервово-емоційних напружень і фізіологічних навантажень; професійний відбір. Це стосується швидкісних параметрів техніки, об'єму інформації, що поступає від робочих органів, рівня організації робочого місця, зручності розташування органів управління і індикації, конструкції сидіння оператора, озброєності робочої зони і так далі

Естетичні чинники відображують відповідність естетичних потреб людини і робочих місць (знарядь праці), що реалізуються в художньо-конструкторських рішеннях, і виробничого середовища.

Санітарно-гігієнічні чинники показують стан виробничої санітарії на робочих місцях (якість повітряного середовища, рівень шкідливих речовин і ви-

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

промінювань, шуму, вібрацій, стан освітлення та ін.). Вони повинні відповідати вимогам Гостів, ССБТ і так далі

Організаційні чинники характеризують режим праці і відпочинку на підприємстві; дисципліну і форму організації праці, забезпеченість робітників спецодягом, спецвзуття і іншими засобами індивідуального захисту (СИЗІЙ); стан контролю за трудовим процесом і, зокрема, за охороною праці; якість професійної підготовки працюючих та ін.

Психофізіологічні чинники відбивають напруженість і тяжкість праці, морально-психологічний клімат в колективі, взаємини та ін., що працюють один з одним.

Соціально-побутові чинники включають загальну культуру виробництва, порядок і чистоту на робочих місцях, озеленення території, забезпеченість санітарно-побутовими приміщеннями, їдальнями, медпунктами, поліклініками, столовими, дитячими дошкільними установами та ін.

Природно-кліматичні чинники--це географічні і метеорологічні особливості місцевості (висота над рівнем моря, рельєф місцевості, частота і вид опадів, температура, вологість, іонізація і рухливість повітря, атмосферний тиск та ін.).

Економічні чинники включають підвищення технічної озброєності праці : якнайповніше використання обладнання, раціональну організацію робочого місця, вибір оптимальної технології. Усунення і зменшення непотрібних витрат робітника временні, строга регламентація темпу і ритму роботи також відносяться до економічних чинників.

Умови праці залежать від того або іншого поєднання виробничих чинників і, у свою чергу, впливають на продуктивність і результати праці, на стан здоров'я тих, що працюють. Сприятливі умови покращують загальне самопочуття, настрій людини, створюють передумови для високої продуктивності, і, навпаки, погані умови знижують інтенсивність і якість праці, сприяють виник-

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ненню виробничого травматизму і захворювань. Створення здорових і безпечних умов праці -- головне завдання адміністрації підприємства, наймача.

7.3. Небезпечні і шкідливі виробничі чинники.

Трудова діяльність людини протікає в умовах певного виробничого середовища, яке при недотриманні гігієнічних вимог може чинити несприятливий вплив на працездатність і здоров'я людини.

Небезпечний виробничий чинник - такий чинник, вплив якого на того, що працює в певних умовах призводить до травми або іншого раптового різкого погіршення здоров'я (ГОСТ 12.0.002--2003).

Шкідливим виробничим чинником називається такий фактор, дія якого на того, що працює в певних умовах призводить до захворювання або зниження працездатності.

Фізичні чинники- рухомі машини і механізми, гострі кромки, високе розташування робочого місця від рівня землі (підлоги), що падають з висоти або відлітаючі предмети, підвищений рівень шкідливих аерозолів, газів; іонізуючих і інших випромінювань; напруга в електричному ланцюзі; напруженості магнітного і електромагнітного полів, статичної електрики; шуму, вібрацій, підвищена або знижена температура, рухливість, вологість, іонізація повітря, атмосферний тиск, відсутність або недолік природного світла, пульсація світлового потоку, підвищена контрастність, пряма або відбита блискотість.

Біологічні чинники включають різні біологічні об'єкти: патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси, рикетсії, спірохети, гриби), а також макроорганізми (рослини і тварини).

Психофізіологічні чинники -- фізичні перевантаження (статичні і динамічні) і нервово-психічні (розумове перенапружене, монотонність праці, емоційні перевантаження).

Хімічні чинники -- токсичні речовини різного агрегатного стану : дихлоретан, ацетон, бензол, ксилол, толуол і інші розчинники; метан, вуглекислий

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

газ, ацетилен, інші гази; лаки, фарби, емалі; лікарські засоби; побутові хімікати і багато інших хімічних речовин.

Гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони -- це концентрації, які при щоденній (окрім вихідних днів) роботі протягом 8 г або при іншій тривалості, але не більше 40 г в тиждень протягом усього робочого стажу не можуть викликати захворювань або відхилень в стані здоров'я, досліджень, що виявляються сучасними методами, в процесі роботи або в окремі терміни життя сьогодення і потім наступних поколінь (ГОСТ 12.1.005--88).

Відповідно до ГОСТ 12.1.007--76 по мірі небезпеки шкідливі речовини підрозділяють на чотири класи: 1 -- надзвичайно небезпечні, 2 -- високонебезпечні; 3 -- помірно небезпечні; 4 -- малонебезпечні.

У Україні в умовах з шкідливими і небезпечними виробничими чинниками зайнято більше 28% від усієї чисельності трудового населення.

У промисловості на цих роботах зайняте 33% що працюють, а в будівництві-- 19%.

Основними несприятливими виробничими чинниками на підприємствах є: підвищений рівень шуму; підвищена нервово-емоційна напруга; шкідливі хімічні речовини в повітрі робочої зони, що перевищують гранично допустимі концентрації на робочих місцях.

Гранично допустимий рівень (ПДУ) виробничого фактора -- такий рівень, дія якого при роботі установленій тривалості протягом усього трудового стажу не призводить до травми, захворювання або відхилення в стані здоров'я в процесі роботи або у віддалені терміни життя сьогодення і послідуєщого покоління (ГОСТ 12.0.002--2003).

7.4. Травматизм на робочих місцях, причини травматизму.

Травмами називають ушкодження тканин організму і порушення його функцій при нещасних випадках, тобто при дії на працюючих небезпечних ви-

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

робничих чинників : механічних (удар, поріз, перелом, вивих та ін.), термічних (опік, обмороження), хімічних (хімічний опік), електричних (опік, металізація шкіри, електричний удар та ін.), психологічних (нервовий стрес, переляк та ін.)

Причини виробничого травматизму і захворювань можна поділити на наступні групи: технічні, організаційні, санітарно-гігієнічні, психофізіологічні, суб'єктивні і економічні.

Технічними причинами можуть бути конструктивні недоліки машин, механізмів, інструментів, пристосувань або їх несправності. Відсутність, недосконалість, несправність захисних, блокувальних, вентиляційних пристроїв; занулення або заземлення електроустановок; підтікання отруйних рідин, газів і так далі

Організаційні причини -- несвоєчасне або неякісне проведення інструктажів і навчання по охороні праці що працюючих, відсутність інструкцій по охороні праці. Недостатній контроль за виконанням вимог охорони праці що працюють, незадовільний зміст робочого місця, недоліки в організації групових робіт, в забезпеченні робітників спецодягом і другими засобами. Використання техніки, інструментів не за призначенням, порушення режиму праці і відпочинку, технологічного процесу.

Санітарно-гігієнічні причини--несприятливі природно- кліматичні умови або мікроклімат в приміщеннях, підвищено зміст в повітрі шкідливих речовин, високий рівень шуму, вібрацій, випромінювань, нераціональне освітлення, антисанітарний стан робочих місць і побутових приміщень, недотримання правил особистої гігієни та ін.

Психофізіологічні причини-- монотонність, висока напруженість праці, невідповідність анатоμο-фізіологічних і психологічних особливостей організму умовам праці, втома, не-задовільна психологічна обстановка в колективі та ін.

Суб'єктивні причини--це особиста недисциплінованість працівника, невиконання інструкцій по охороні праці, знаходження в стані алкогольного або наркотичного сп'яніння, в хворобливому стані та ін.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Економічними причинами можуть бути прагнення тих, що працюють забезпечити високе вироблення і заробітну плату при зневажливому відношенні до питань охорони праці, недостатнє виділення засобів на заходи щодо поліпшення умов праці та ін.

Нещасний випадок (травма, захворювання) може бути викликаний якийсь однієї, але частіше декількома пов'язаними або не пов'язаними між собою причинами, що створюють небезпечну ситуацію на робочому місці. Небезпечна ситуація включає небезпечні умови і небезпечні дії.

Небезпечні умови--стан виробничого середовища, не відповідне відповідним встановленим нормам.

Небезпечна дія --неправильна, непрофесійна дія працівника, є наслідком ненавченої, невміння, небажання, нездатності, а в окремих випадках -- неможливості що працює правильно оцінювати виробничу обстановку і виконувати усі вимоги норм і правил охорони праці.

7.5. Профілактика травматизму

Заходи щодо профілактики травматизму включають вирішення питань охорони праці, впровадження нових, передових методів організації безпечної роботи на кожній виробничій ділянці.

Заходи щодо поліпшення умов праці можна розділити на: законодавчі, організаційні, технічні, медико-профілактические і економічні.

Законодавчі заходи визначають права і обов'язки тих, що працюють в області охорони праці, режим їх праці і відпочинку, охорону праці жінок і молоді, санітарні норми на граничний зміст в робочій зоні шкідливих речовин, відшкодування збитку постраждалим, їх пенсійне забезпечення, пільги та ін.

Організаційні заходи передбачають впровадження системи управління охороною праці, навчання тих, що працюють, забезпечення їх інструкціями, створення кабінетів по охороні праці, організацію контролю за дотриманням вимог охорони праці і так далі

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

Технічні заходи передбачають:

- розробку і впровадження комплексної механізації і автоматизацій важких, шкідливих і монотонних робіт; створення безпечної техніки і технології; установку запобіжних, сигналізуючих, блокувальних пристроїв;
- технічні рішення по нормалізації повітряного середовища, виробничого освітлення; попередженню освіти і видалення з робочої зони шкідливих речовин; зниженню шуму, вібрацій, захисту від шкідливих випромінювань;
- створення ізолюючих кабін для операторів, що працюють в шкідливих умовах, або дистанційного керування; розробку і виготовлення колективних і індивідуальних засобів захисту та ін.

Медико-профілактичні заходи включають:

- попередні і періодичні медичні огляди тих, що працюють в небезпечних, шкідливих і важких умовах праці;
 - забезпечення їх лікувально-профілактичним харчуванням;
 - проведення виробничої гімнастики; ультрафіолетового і бактерицидного опромінення;
 - застосування хвойних, соляно-хвойних ванн, масажу і тому подібне
- Економічні заходи включають матеріальне стимулювання робіт по попередженню травматизму і поліпшенню умов праці, раціональніший розподіл засобів, що виділяються на охорону праці.

7.6. Правила експлуатації газодизеля.

У промисловості разом із застосуванням штучних газів усе більш широко використовується природний газ. У чистому вигляді він не має кольору і запаху, проте після одоризації газ придбаває запах тухлих яєць, по якому визначають його наявність в повітрі.

Цей газ, як і багато його аналогів, полягає ms наступних компонентів : метан - 90%, азот - 5%, кисень - 0,2%, важкі вуглеводні - 4,5%, вуглекислий газ - 0,3%.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо утворюється суміш повітря з газом в кількості не менш певного мінімуму, то газ може вибухнути. Цей мінімум називається нижньою межею вибуховості і рівний 5% зміст газу в повітрі.

Коли зміст газу в цій суміші перевищить максимальна кількість, суміш стає невибухонебезпечною. Цей максимум називається. верхньою межею в вибуховості і рівний 15% зміст газу в повітрі. Суміші із змістом газу, що лежить у вказаних межах від 5 до 15%, за наявності різних джерел займання (відкритого вогню, іскр, розжарених предметів або при нагріві цієї суміші до температури самозаймання) ведуть до вибуху.

Температура займання природного газу - 7000С. Ця температура значно знижується за рахунок каталітичної дії деяких матеріалів і нагрітих поверхонь (водяні пари, водень, відкладення вуглецю сажі, гаряча шамотна поверхня і ін.). Тому для запобігання вибухам необхідно, по-перше, не допускати утворення суміші повітря з газами, тобто забезпечувати надійну герметизацію усіх газових пристроїв і підтримувати в них позитивний тиск. По-друге, не допускати зіткнення газу з яким-небудь джерелом займання.

В результаті неповного згорання природного газу утворюється окисел вуглецю 3, яка діє отруйно на людський організм. Допустимий вміст окислу вуглецю в атмосфері виробничих приміщень не повинен перевищувати 0,03. міліграм/л.

Кожен працівник пов'язаний з експлуатацією газового устаткування зобов'язаний пройти спеціальне навчання і атестацію, знати експлуатаційні інструкції для свого робочого місця на підприємстві. На усі газонебезпечні місця і газонебезпечні роботи складається перелік, узгоджений з начальником газового господарства заводу, відділом техніки безпеки, який затверджується головним інженером і вивішується на робочих місцях.

У газовому господарстві успіх, безаварійність і безпека роботи забезпечуються доскональним знанням справи, високою організацією праці і дисципліною. Ніякі роботи, не передбачені посадовою інструкцією, без вказівки або

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дозволу керівника і необхідної підготовки вестися не можуть. Працівники газового господарства в усіх випадках не повинні відлучатися з робочих місць без відома і дозволу свого прямого начальника. Вони зобов'язані оперативне, негайно докладати начальнику про будь-які зауваження, навіть самих незначних несправностях.

У приміщенні дизельної і інших агрегатів, що працюють на газі, повинні вивішуватися:

1. Інструкція, що визначає обов'язки і дії персоналу як в умовах нормальної роботи, так і в аварійних ситуаціях.
2. Список операторів з вказівкою номерів і термінів дії їх посвідчень на право роботи і графік виходу на роботу.

3. Копія наказу або виписка з нього про призначення особи, відповідальної за газове господарство, його службовий і домашній номери телефонів.

У службовому приміщенні дизельною повинні знаходитися журнали: вахтовий, профілактичних ремонтів і оглядів, записів результатів контролю.

Забороняється експлуатувати газодизелі у разі яких-небудь несправностей, а також залишати без нагляду агрегати, включені в роботу.

Аварійне виключення агрегатів, що працюють на газовому паливі, виробляється негайно у випадках припинення подачі газу; при небезпечному витoku газу в приміщення; при загрозі пожежі або його виникненні.

Під час підготовки ремонтів керівник, відповідальний за їх проведення, намічає план з урахуванням здійснення усіх заходів, що гарантують безпеку людей. План повинен містити: схему ремонтного об'єкту з нанесенням місць проведення ремонтних робіт і вказівкою їх об'єму; перелік механізмів, пристосувань і інструментів, дозволених до використання для ремонтних робіт; пофамільний список і розставляння робочих, таких, що допускаються до ремонтних робіт; повний перелік заходів щодо забезпечення безпечного проведення робіт, узгоджений з газорегулювальною станцією, і відмітку про їх виконання. План проведення ремонтів у кожному окремому випадку має бути підписаний

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

начальником цеху, відповідальною особою по ремонту і узгоджений з начальником газового господарства.

Керівник ремонту, крім того, інструктує персонал і контролює виконання Правил в ході підготовки і проведення ремонтних робіт.

При ремонтах можна використовувати тільки переносне електроосвітлення з напругою не вище 12 - 24 В і у вибухобезпечному виконанні. Роботи, пов'язані з перебуванням людей на висоті, повинні вестися за допомогою надійних сходів, майданчиків, помостів, а також з використанням, при необхідності, запобіжних поясів (місця захоплення поясами вказуються керівником ремонту). Після закінчення ремонту потрібно негайно прибрати обтиральні і горючі матеріали, їх сліди. Потім вийняти заглушки, продуті газом газопровід і перевірити на герметичність усі місця з'єднань, настроїти і відрегулювати на заданий режим устаткування.

7.7 Екологія довкілля.

Найбільш небезпечним для еколії довкілля є робота двигунів внутрішнього згоряння. Вихлопні гази (гази, що відходять) ДВЗ - робоче тіло, що відпрацювало в двигуні і є продуктами окислення і неповного згорання вуглеводневого палива.

Викиди вихлопних газів - основна причина перевищення допустимих концентрацій токсичних речовин і канцерогенів в атмосфері великих міст, утворення смогов, що є частою причиною отруєння в замкнутих просторах.

Кількість що виділяються в атмосферу двигунами внутрішнього згорання забруднюючих речовин визначається масовим викидом газів і складом газів, що відходять.

Склад вихлопних газів

	Бензинові двигуни	Дизелі
N ₂ , про. %	74-77	76-78
O ₂ , про. %	0,0,3-8,0	2,0-18,0

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

H ₂ O (пари), про.%	3,0-5,5	0,0,5-4,0
CO ₂ , про.%	0,00,0-16,0	1,0-10,0
CO*, про.%	0,0,1-5,0	0,00,01-0,5
Оксиди азоту*, про.%	0,00,0-0,8	0,0000,0002-0,5000
Вуглеводні*, про.%	0,0,2-3,0	0,00,09-0,500
Альдегіди*, про.%	0,00,0-0,2	0,000,001-0,009
Сажа**, г/м ³	0,00,0-0,04	0,00,01-1,10
Бензпирен- 3,4**, г/м ³	10-20×10 ⁻⁶	10×10 ⁻⁶

* * Токсичні компоненти

** ** Канцерогени

7.7.1 Вплив вихлопних газів на здоров'ї людини

Найбільшу небезпеку представляють оксиди азоту, приблизно в 10 разів небезпечніші, ніж чадний газ, доля токсичності альдегідів відносно невелика і складає 4-5 % від загальної токсичності вихлопних газів. Токсичність різних вуглеводнів сильно відрізняється. Неграничні вуглеводні у присутності діоксиду азоту фотохімічно окислюються утворюючи отруйні кисневмісні сполуки - складові смогов.

Якість допалювання на сучасних каталізаторах таке, що доля З після каталізатора зазвичай менше 0,1 %.

Виявлені в газах поліциклічні ароматичні вуглеводні - сильні канцерогени. Серед них найбільш вивчений бензпирен, окрім нього виявлені похідні антрацену :

- 1,2-бензантрацен
- 1,2,6,7-дибензантрацен
- 5,10-диметил-1,2-бензантрацен

Крім того при використанні сірчистих бензинів в гази, що відходять, можуть входити оксиди сірки, при застосуванні етилірованих бензинів - свинець (Тетраетилсвинець), бром, хлор, їх з'єднання. Вважається, що аерозолі га-

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

лоїдних з'єднань свинцю можуть піддаватися каталітичним і фотохімічним перетворенням, беручи участь в утворенні смогу.

Тривалий контакт з середовищем, отруєним вихлопними газами автомобілів, викликає загальне послаблення організму - імунодефіцит. Крім того, гази самі по собі можуть стати причиною різних захворювань. Наприклад, дихальної недостатності, гаймориту, ларинготрахеїту, бронхіту, бронхопневмонії, раки легенів. Крім того, вихлопні гази викликають атеросклероз посудин головного мозку. Опосередковано через легеневу патологію можуть виникнути і різні порушення серцево-судинної системи.

7.7.2 Шляхи зниження викидів і токсичності.

Стимулом до скорочення об'ємів передбачається зацікавленість в скороченні витрати палива і використання екологічно чистіших палив.

- Істотно понизити зміст вуглеводнів в газах, що відходять, більш ніж в 2 рази, можливо застосуванням як паливо попутних нафтових (пропан, Бутан), або природного газів, при тому, що головний недолік природного газу - низький запас ходу, для міста не так означаємо.
- Окрім складу палива, на токсичність впливає стан і налаштування двигуна (особливо дизельного - викиди сажі можуть збільшуватися до 20 разів і карбюраторного - до 1,5-2 разів змінюються викиди оксидів азоту).
- Значно понижені викиди (понижена витрата палива) в сучасних конструкціях двигунів з інжекторним живленням стабільною стехіометричною сумішшю неестильованого бензину з установкою каталізатора, газових двигунів, агрегатах з нагнітачами і охолоджувачами повітря, застосуванням гібридного приводу. Проте подібні конструкції сильно здорожують автомобілі.
- Випробування SAE показали, що ефективний спосіб зниження викидів оксидів азоту (до 90 %) і в цілому токсичних газів - уприскування в камеру згорання води.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.7.3 Переваги метану при використанні в ДВЗ.

У останнє десятиліття 20 віків у світовій економіці почала набирати силу 3-а хвиля популярності природного газу, як моторного палива. По прогнозам фахівців ця хвиля досягне свого вищого рівня до кінця першої чверті 21 століття. Перше ж застосування природного газу як моторне паливо відноситься до середини 19 віків, коли у Франції інженером Ленуаром був створений перший двигун внутрішнього згорання. Паливом для цього двигуна був природний газ.

Застосування газового палива в моторах з "колиски" двигунобудування і неодноразове повернення до застосування цього виду палива не випадково. За своїми властивостями воно понад усе наближається до уявлень про ідеальне моторне паливо.

Природний газ за своїми енергетичними, фізико-хімічними і екологічними показниками є дуже перспективним паливом і його застосування повинне дати позитивний ефект в багатьох аспектах, головними з них є:

Економіка газового моторного палива

Енергетика природного газу

Паливна економічність газового двигуна

Зносостійкість газового двигуна

Екологічна безпека газових двигунів

Економіка газового моторного палива є наслідок витрат на його виробництво. Особливо важливо, що усі позитивні якості має газ, витягуваний з надр, без всякої наступної переробки. Це зрештою гарантує його нижчу вартість в порівнянні з продуктами переробки нафти, незалежно від особливостей законодавства. Незважаючи на це в цілях стимулювання виробництва цього палива Урядом встановлені граничні значення його продажної ціни, яка не повинна перевищувати 50% від місцевої ціни бензину А- 76. Проте практика показує, що у випадках, коли потреба в газовому паливі істотно зростає, продажна ціна може бути значно нижче встановленої межі. Це важливо для споживачів,

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оскільки інші випадки можливого зниження ціни на моторне паливо практично відсутні.

Енергетика природного газу визначається метаном, який складає залежно від родовища 85 - 99% загальної маси газу. Фізико-хімічні властивості метану істотно відрізняються від інших вуглеводнів, з яких складаються найбільш поширені моторні палива (бензин, гас, дизельне паливо та ін.). Молекула метану "найкоротша" з усіх відомих вуглеводнів, містить 1 атом вуглецю і 4 атоми водню, які сполучені один з одним не лише завдяки звичайним внутрішньомолекулярним силам, але і за допомогою специфічного водневого зв'язку. Це робить метан одним з найстійкіших природних з'єднань і тим самим надає якості, особливо цінні при використанні газу, як моторного палива.

Теплота згорання метану складає 49,4 МДж/кг. У автомобільного бензину цей показник дорівнює 45,2 МДж/кг, що на 9% менше. В порівнянні з авіаційним гасом переваги метану ще вище - 11%. Це дає перспективу застосування метану як авіаційне моторне паливо, оскільки вагові показники в цьому виді транспорту є вирішальними.

Паливна економічність газового двигателя - найбільш важливий показник автомобільного мотора - визначається октановим числом палива і межею займання топливовоздушної суміші.

Октанове число є показником детонаційної стійкості палива, яка обмежує можливість застосування палива в потужних і економічних двигунах з високою мірою стискування. У сучасній техніці октанове число є головним показником сортності палива : чим воно вище, тим якісніше і дорожче паливо. Завдяки високій стійкості молекули метану природний газ має найбільш високе значення октанового числа з усіх вуглеводневих палив від 105 до 120 одиниць, тобто має детонаційну стійкість вище, ніж у еталону цього показника - ізооктану. Найбільш поширені бензини мають октанові числа: 76 (А - 76), 86 (АІ- 92), 95 (АІ- 98 або "Екстра-95"). Ця якість дозволяє застосовувати природний газ не лише для усіх видів двигунів, що знаходяться в експлуатації, з іскровим за-

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

паленням, але і форсувати ці двигуни по мірі стискування, покращуючи потужності і економічні показники.

З теорії слідує і практикою підтверджено, що питомі витрати палива двигуном тим менше, чим бідніше топливовоздушная суміш, на якій працює двигун, тобто ніж менше палива доводиться на 1 кг повітря, що поступає в двигун. Проте дуже бідні суміші, де палива занадто мало просто не запалюються від іскри. Це і ставить межу підвищенню паливної економічності. У сумішах бензину з повітрям граничний зміст палива в 1 кг повітря, при якому займання можливе, складає 54 р.. У гранично бідній метановоздушной суміші цей зміст складає тільки 40 р.. Тому на режимах, коли від двигуна не вимагається розвивати максимальну потужність (міський рух) автомобіль, що працює на природному газі значно економічніше, ніж бензиновий. Спеціально поставлені досліді ВНИИГАЗом показали, що витрата палива на 100 км при русі автомобіля ЗІЛ 130, що працює на газі, з швидкостями в межах від 25 до 50 км/година в 2 рази менше ніж у того ж автомобіля в тих же умовах, що працює на бензині.

Зносостійкість газового двигуна впритул пов'язана з взаємодією палива і моторного мастила. Одним з неприємних явищ в бензинових двигунах є змивання бензином масляної плівки з внутрішньої поверхні циліндрів двигуна при холодному запуску, коли паливо поступає в циліндри не випарувавшись. У цьому ж випадку бензин в рідкому виді потрапляє в масло, розчиняється в нім і розріджує його, погіршуючи мастильні властивості. Обидва ефекти прискорюють знос двигуна. Природний газ незалежно від температури двигуна завжди залишається в газовій фазі, що повністю виключає відмічені чинники. Саме тому довговічність двигуна при роботі виявляється в 1,4 - 1,6 разу вище, ніж у бензинового.

Екологічна безпека газових двигателів початку 21 століття стала головним чинником, що робить переваги газового моторного палива безперечними. Ця безпека визначається трьома чинниками:

скорочення витрати ресурсів, що швидко виснажуються;

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

значно меншими викидами в повітря забруднюючих речовин двигунами, що працюють на газі, чим що використовують нафтові палива; зниженням викиду тепличних газів.

Природні ресурси метана на порядок перевищують запаси нафти. При цьому у разі застосування природного газу як моторне паливо практично усе здобуте з надр може бути використано по кваліфікованому призначенню. Нафтові ж палива виходять після переробки, при цьому доля світлих нафтопродуктів далека від 100%. Тобто застосування нафтового палива вимагає більшого виснаження природних ресурсів, чим споживається палива.

Розрахунки показують, що у разі переказу транспортних коштів на газове паливо, паливна безпека людства складе не менше 200 років. В той час, як ресурси нафти можуть виснажитися за 30 - 50 років, тобто за дуже короткий термін для перебудови енерго ресурсної політики.

Зниження викиду забруднюючих речовин в атмосферу при застосуванні газового палива визначається тими ж властивостями природного газу, що забезпечують високу паливну економічність двигунів. Бензинові двигуни через високе значення межі збіднення (54 г палива на 1 кг повітря) вимушено регулюються на багаті суміші, що призводить до браку кисню в суміші і неповного згорання палива. В результаті у вихлопі такого двигуна може знаходитися значна кількість чадного газу (З), який завжди утворюється при браку кисню. У разі ж, коли кисню вистачає, в двигуні при згоранні розвивається висока температура (більш 1800° С), при якій відбувається окислення азоту повітря надлишковим киснем з утворенням оксидів азоту, токсичність яких в 41 раз перевершує токсичність з - бойової отруйної речовини. Окрім цих компонентів, у вихлопі бензинових двигунів містяться вуглеводні і продукти їх неповного окислення, які утворюються в пристеночном шарі камери згорання, де охолоджувані водою стінки не дозволяють рідкому паливу випаруватися за короткий час робочого циклу двигуна і обмежують доступ кисню до палива. У разі застосування газового палива усі вказані чинники діють значно слабкіше, в основному

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

внаслідок бідніших сумішей. Продукти неповного згорання практично не утворюються, оскільки завжди є надлишок кисню. Оксиди азоту утворюються в меншій кількості, оскільки при бідних сумішах температура згорання значно нижча. Пристеночний шар камери згорання містить менше палива при бідних газоповітряних сумішах, чим при багатших бензино повітря. Таким чином, при правильно відрегульованому газовому двигуні викиди в атмосферу чадного газ виявляються в 5-10 разів менше, ніж у бензинового, оксидів азоту в 1,5 - 2,0 разу менше і вуглеводнів в 2 -3 рази менше. Це дозволяє дотримуватися перспективні норми токсичності автомобілів ("Евро-4" і можливо і "Евро-5") при належному відробітку двигунів.

Тепличний газ - двоокис углерода- утворюється при згоранні вуглецю, що входить до складу палива. Зміст вуглецю у складі метану 75% по вазі, у складі бензину 85%. Тому при повному згоранні метану утворюється двоокису вуглецю (CO₂) на 13% менше, ніж у дизпалива. Тобто застосування природного газу в якості для палива ДВЗ приведе і до зниження виділення парникових газів, що останнім часом стає однією з головних екологічних проблем Землі.

					КРМ.142.6222М.06.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

Висновки по проекту

1. У проекті розглядаються питання перевodu дизельного двигуна 6ЧН36/40 на газодизельний цикл з використанням в якості палива метану.
2. Для забезпечення якісних процесів сумішоутворення в проекті використано сучасний спосіб подачі палива – безпосереднє уприскування газу в циліндри двигуна.
3. Розроблені конструкції спеціальних газових форсунок, які уприскують в циліндри метан під тиском 30 МПа.
4. Розроблені системи подачі метану в циліндри двигуна.
5. Розрахунки циклу показують, що потужність дизельного двигуна ($N_e=1\,348$ кВт) може бути досягнута і в газодизельному двигуні ($N_e=1\,340$ кВт) за рахунок безпосередньої подачі метану в циліндри двигуна.
6. Виконані розрахунки циклу, динаміки, підтверджують доцільність впроваджених рішень
7. Економічне обґрунтування також підтверджує доцільність впроваджених рішень.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ.	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури.

1. Diesel Engine Fundamentals. Course# ME406/. Department of Energy Fundamentals Handbook. DOE-HDBK-1018/1-93. <https://d6s74no67skb0.cloudfront.net/course-material/ME406-Diesel-Engine-Fundamentals.pdf>
2. Bernard, C. furthermore, R. Baranescu, 2003 Diesel Engine. second Edn., Elsevier, Oxford, UK., pp: 3-307.
3. José Geiger, Peter Heuser, Sven Lauer, Berthold Huchtebrock, Harsh Sankhla, 2013, Combustion System Development for a Large Bore Gas Engine – Efficient combination of Simulation and Experiment, Paper no 80, 27th SIMAC Congress, Helsinki.
4. Grotz, M., Böwing, R., Lang, J., Thalhauser, J., Christiner, P., Wimmer, A., 2015, Efficiency Increase of a High Performance Gas Engine for Distributed Power Generation, 6th CIMAC Cascades. Dual fuel and gas engines – Their Impact on Application, Design and Components
5. Imhof, D., Tsuru, D., Tajima, H., Takasaki, K, 2013, High-Pressure Natural Gas Injection (GI) Marine Engine Research with a Rapid Compression Expansion Machine, Paper no 12, 26th SIMAC Congress, Shanghai
6. Heywood John B. Internal combustion engine fundamentals, International edition, New York : McGraw -Hill, 1989
7. Diesel to Gas Engine Power Plant Conversion: A Review and Preliminary Design for an Operating Power Plant. Moses Jeremiah Barasa Kabeyi¹, and Oludolapo Akanni Olanrewaju. Manuscript received 30 June, 2021; revised 29 June, 2022; accepted 1 October, 2022. Paper no. JEMT-2106-1312. Department of Industrial Engineering, South Africa.
8. Engineering Research Center of Engineering innovation, "Dual fuel engine gas fuel conversion technology," in "New Products Technologies," JFE Engineering, March 2014. [Online]. Available: <https://www.jfe-steel.co.jp/en/research/report/019/pdf/019-17.pdf>.
9. A. Boretti, "Advances in Diesel-LNG Internal Combustion Engines," Applied Sciences, vol. 10, no. 4, p. 1296, 2020. [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/2076-3417/10/4/1296>.

					KPM.142.6222М.06.ПЗ.	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
1	Бак дизельного палива	1	
2	Паливний насос	1	
3	Електромагнітний клапан з фільтром тонкої очистки	1	
4	Датчик положення колінчастого валу	1	
5	Вентиль магістральний	1	
6	Електромагнітний клапан з фільтром		
	очистки газу від механічних домішок	1	
7	Компресор	1	
8	Акумулятор газового палива	1	
9	Регулятор тиску газу	1	
10	Рампа стисненого газу	1	
11	Турбокомпресор	1	
12	Охолоджувач надувочного повітря	1	
13	Датчик температури всмоктуючого повітря	1	
14	Впускний колектор	1	
15	Повітряний фільтр	1	
16	Каталітичний нейтралізатор	1	
17	Газодизель 6 ГЧН 36/40	1	
18	Насос-форсунка	1	
19	Впускний клапан	1	
20	Електрогенератор	1	
21	Датчик тиску газу в впусковому колекторі	1	
22	Блок управління електрогенератором	1	
23	Електронний блок управління двигуном	1	
24	Діагностичний роз'єм	1	
25	Блок управління електроклапаном	1	
26	Датчик тиску всмокуючого повітря	1	
27	Блок управління дросельною заслонкою	1	
28	Датчик тиску газу в акумуляторі	1	

					КРМ.142.6222м.07.ПЗ.						
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	Паливна система газодизеля з насос-форсункою			Лит.	Маса	Масш.	
Студент	Жуков Д.О.									Лист 1	Листів 2
Керівник	Мошенцев Ю.Л.										
Консульт											
Зав. каф.	Гогоренко О. А.										
								НУК			

Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
29	Датчик регулятора тиску газу	1	
30	Електронний регулятор дозатора-розподільника газу	1	
31	Датчик концентрації відпрацьованих газів	1	
32	Сферичний наконечник	1	
33	Зворотня пружина	1	
34	Плунжер	1	
35	Корпус	1	
36	Штекер подачі напруги	1	
37	Електромагніт	1	
38	Накидна гайка електромагніту	1	
39	Голка клапана	1	
40	Якір	1	
41	Катушка електромагніту	1	
42	Упір голки клапана	1	
43	Пружина розпилювача	1	
44	Розпилювач	1	
45	Камера високого тиску	1	
46	Голка газового палива	1	
47	Голчастий клапан дизельного палива	1	
48	Газовий канал	1	
49	Канал дизельного палива	1	
50	Соплові канали газового палива	1	
51	Соплові канали дизельного палива	1	
52	Штуцер газового палива	1	
53	Штуцер дизельного палива	1	
			</

Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
1	Бак дизельного палива	1	
2	Паливний насос	1	
3	Електромагнітний клапан з фільтром тонкої очистки	1	
4	ПНВТ	1	
5	Вентиль магістральний	1	
6	Електромагнітний клапан з фільтром		
	очистки газу від механічних домішок	1	
7	Компресор	1	
8	Акумулятор газового палива	1	
9	Регулятор тиску газу	1	
10	Газова рампа	1	
11	Турбокомпресор	1	
12	Охолоджувач надувочного повітря	1	
13	Блок дросельної заслонки	1	
14	Впускний колектор	1	
15	Повітряний фільтр	1	
16	Каталітичний нейтралізатор	1	
17	Газодизель 6 ГЧН 36/40	1	
18	Двухпаливна форсунка	1	
19	Впускний клапан	1	
20	Електрогенератор	1	
21	Датчик тиску газу в на вході	1	
22	Блок управління електрогенератором	1	
23	Електронний блок управління двигуном	1	
24	Діагностичний роз 'єм	1	
25	Блок управління ПНВТ	1	
26	Системний блок ПНВТ	1	
27	Блок управління дросельною заслонкою	1	
28	Датчик тиску газу в акумуляторі	1	

					КРМ.142.6222м.07.ПЗ.					
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата						
Студент		Жуков Д.О			Паливна система газодизеля з двопаливною форсункою			Лит.	Маса	Масш.
Керівник		Мошенцев Ю.Л.							Лист 1	Листів 2
Консульт								НУК		
Зав. каф.		Гогоренко О. А.								

Позначення	Найменування				Кільк.	Примітка
29	Датчик регулятора тиску газу				1	
30	Електронний регулятор дозатора-розподільника мастила				1	
31	Датчик концентрації відпрацьованих газів				1	
32	Датчик температури всмоктуючого повітря				1	
33	Датчик тиску всмоктуючого повітря				1	
34	Датчик тиску та температури газу в впускном колекторі				1	
35	Датчик температури охолоджуючої рідини				1	
36	Датчик обертів колінчастого валу				1	
37	Розподільник мастильний				1	
38	Гідропривід електрокомпресора				1	
39	Масляна система газодизеля				1	
40	Голка форсунки				1	
41	Канал запираючої рідини				1	
42	Кільцева проточка				1	
43	Тангенціальний отвір				1	
44	Осьовий канал				1	
45	Квльцева виємка				1	
46	Соплові канали				1	
47	Газовий канал				1	
48	Канал дизельного палива				1	
49	Штуцер газового палива				1	
50	Штуцер дизельного палива				1	
51	Штуцер запираючої рідини (мастила)				1	
					КРМ.142.6222м.07.ПЗ. Паливна система газодизеля з двопаливною форсункою Лит. Маса Масш. Лист 2 Листів 2 НУК	
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		
Студент		Жуков Д.О				
Керівник		Мошенцев Ю.Л.				
Консульт						
Зав. каф.		Гогоренко О. А.				

Ім'я користувача:
Oleksiy Gogorenko

Дата перевірки:
14.12.2023 09:11:26 EET

Дата звіту:
14.12.2023 09:23:37 EET

ID перевірки:
1016004138

Тип перевірки:
Doc vs Internet

ID користувача:
100009552

Назва документа: Жуков Д.О. 6222м

Кількість сторінок: 98 Кількість слів: 19161 Кількість символів: 141847 Розмір файлу: 3.50 MB ID файлу: 1015688281

21.1% Схожість

Найбільша схожість: 4.03% з Інтернет-джерелом (<https://uadoc.zavantag.com/text/687/index-1.html>)

21.1% Джерела з Інтернету

1000

Сторінка 100

Пошук збігів з Бібліотекою не проводився

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0% Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

262