

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.

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРОБКА ГАЗОВОЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРНОГО ДВИГУНА Д-245

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти

І. І. Химорода

Миколаїв 2022

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

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Химороді Ірині Іванівні

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка газової паливної системи тракторного двигуна Д-245

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.
(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 – 85 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2400 хв⁻¹; паливо – дизельне та природний газ

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Особливості використання двигуна Д-245 на вантажному автомобілі «Бичок»; Особливості використання газового палива в сучасних поршневих ДВЗ; Розробка газової паливної системи; Економічне обґрунтування впровадження модернізованого двигуна; Забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поперечний переріз двигуна Д-245; Схема монтажу газової паливної системи; Схема роботи газової паливної системи; Змішувач газу; Схема системи запалювання; Схема системи управління газової паливної системи

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

_____	<u>/І. І. Химорода/</u>
(підпис)	(прізвище та ініціали)
_____	<u>/Б. Г. Тимошевський/</u>
(підпис)	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню ефективності роботи двигуна Д-245 на компримованому природному газі.

Проаналізовано особливості використання газового палива в сучасних поршневих ДВЗ.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ на дизельному паливі та природному газі, а також розроблена газова паливна система.

Ннаведені заходи щодо забезпечення вимог екології та охорони праці

Економічні розрахунки, наведені у роботі, довели доцільність перевodu двигуна Д-245 на газоподібне паливо.

Робота виконана українською мовою на 85 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 16 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1 та 2 кресленнях формату А2.

					КРМ.142.6222м.08.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА Д-245 НА ВАНТАЖНОМУ АВТОМОБІЛІ «БИЧОК».....	6
1.1 Загальна характеристика вантажного автомобіля «Бичок».....	7
1.2 Опис та характеристики двигуна Д-245.....	12
2. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА В СУЧАСНИХ ПОРШНЕВИХ ДВЗ.....	21
2.1 Характеристика газових палив.....	22
2.2 Специфіка робочого процесу поршневого двигуна при роботі на газовому паливі.....	27
3. РОЗРОБКА ГАЗОВОЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.....	34
3.1 Розробка паливної системи двигуна Д-245 з використанням компримованого природного газу.....	35
3.2 Розрахунок параметрів двигуна Д-245 при роботі на дизельному паливі.....	44
3.3 Розрахунок параметрів двигуна Д-245 при роботі на природному газі.....	56
3.4 Порівняльний аналіз параметрів роботи двигуна Д-245.....	60
4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА.....	62
5. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	68
5.1 Охорона праці.....	69
5.2 Охорона навколишнього середовища.....	74
ВИСНОВОК	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	84

ВСТУП

Постійне зростання вимог до екологічних показників роботи дизельних установок з одного боку і підвищення вартості палив з іншого, змушують розробників дизельних двигунів шукати нетрадиційні підходи до вирішення проблеми скорочення шкідливих викидів і зниження експлуатаційних витрат на паливо. В даний час більше 40% видобутої нафти переробляють в моторні палива. Близько 50 % зазначеного палива витрачається на наземному, водному і повітряному транспорті, обладнаному двигунами внутрішнього згоряння. За існуючими оцінками на перспективу очікується дефіцит рідкого нафтового моторного палива. Наявні резерви підвищення економічності транспортних ДВЗ не можуть перекрити цей дефіцит тому, що очікуване підвищення експлуатаційної економічності ДВЗ за рахунок їх конструктивного вдосконалення складе не більше 20 %, що вже недостатньо для покриття дефіциту.

Дефіцит рідкого нафтового моторного палива, а також високе забруднення повітря продуктами його викликали необхідність пошуку альтернативних палив. Єдиним економічно виправданим таким альтернативним паливом в даний час визнано газове паливо, яке можна застосовувати в якості моторного палива без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу – промислової підготовки. Ресурси газового моторного палива набагато перебивають ресурси рідкого палива.

За своїми властивостями газове моторне паливо перевершує нафтові палива. При застосуванні його в двигунах забезпечуються високі техніко-економічні показники таких машин, так як газ має хороші антидетонаційні якості, сприятливі умови сумішоутворення і широкі межі займання в суміші з повітрям. Мабуть, з цієї причини перші ДВЗ робили для роботи саме на газу.

					КРМ.142.6222м.08.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основна мета роботи – провести модернізацію двигуна типу Д-245 для покращення економічних та експлуатаційних показників роботи в порівнянні з двигуном-прототипом.

Згідно з поставленою метою в роботі будуть вирішуватись наступні завдання:

1. Проведення комплексного аналізу використання горючих газів в якості палива для двигунів та визначення основних проблем їх переводу на газове паливо.

2. Розробка газової паливної системи.

3. Техніко-економічна оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт та екологічної безпеки.

Об'єктом дослідження є газова паливна система.

Предметом дослідження є параметри роботи двигуна на газовому паливі.

					КРМ.142.6222м.08.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРМ.142.6222м.08.01				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Химорода І.І.				ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА Д-245 НА ВАНТАЖНОМУ АВТОМОБІЛІ «БИЧОК»		Літ.	Аркуш	Аркушів
								6	15
Керівник	Тимошевський Б.Г.						НУК імені адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 1

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА Д-245 НА ВАНТАЖНОМУ АВТОМОБІЛІ «БИЧОК»

1.1 Загальна характеристика вантажного автомобіля «Бичок»

«Бичок» (рис 1.1) являє собою передньомоторну малотоннажну вантажівку. Цільова аудиторія моделі - комерційний сегмент, підприємці, дрібні розвезення [1].



Рисунок 1.1 – Вантажний автомобіль «Бичок»

Масово-габаритні параметри

«Бичок» відноситься до малотоннажних автомобілів, але, навіть враховуючи це, можна сказати, що він дуже компактний. Його габаритні розміри такі:

- висота від нижньої частини протектора до верхньої частини тенту - 2365 мм;

					КРМ.142.6222м.08.01	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- довжина від переднього бампера до задньої частини вантажної платформи - 6195 мм;
- ширина від краю лівого колеса до краю правого - 2319 мм;
- відстань від передньої колісної осі до задньої - 3650 мм.

Габаритні розміри можуть сильно відрізнятися в залежності від конкретної модифікації автомобіля.

Маса самого автомобіля, без вантажу, невелика, що є дуже великою перевагою - при необхідності можна з легкістю долати практично всі інженерні комунікації:

- маса спорядженого автомобіля з тентом і всіма заправними ємностями, без вантажу - 3695 кг;
- повна маса спорядженого автомобіля з заправними ємностями і максимально допустимим вантажем - 6950 кг.

Кліренс відносно невеликий, особливо в порівнянні з побратимами по цеху, і складає всього 180 мм. Цього зазвичай недостатньо для комфортного пересування по путівцях або пересіченій місцевості.

До переваг габаритних характеристик також можна віднести невеликі колії передніх і задніх коліс:

- колія передніх коліс - 1832 мм;
- колія задніх коліс - 1690 мм.

Такі розміри дозволяють пересуватися в місцях, де простір вкрай обмежена, наприклад, по вузьких вуличках, заставленим великою кількістю припаркованого автотранспорту.

Вагові характеристики окремих вузлів, агрегатів:

- механізм рульової - 29 кг;
- колесо в зборі (з шиною) - 42 кг;
- радіатор (суха маса) - 15 кг;
- вал (карданний) - 35 кг;
- рама цілком, з каркасом і тентом - 740 кг;
- ресора передня - 30 кг;

					KPM.142.6222м.08.01	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- ресора задня - 64 кг;
- міст задній - 250 кг;
- рама - 250 кг;
- механічна коробка перемикання передач - 85 кг;
- силовий агрегат у зборі з заправними ємностями і додатковим устаткуванням - 620 кг;
- дисковий зчеплення - 36 кг.

Трансмісія і ходова частина

Оснащується розглянутий автомобіль механічною п'ятиступінчастою коробкою перемикання передач. Тип головної передачі - гіпоїдна.

Зчеплення використовується стандартне, дискове, в масляній ванні. Присутній синхронізатор, діючий на всіх передачах (включаючи задню), за винятком 1-й і 3-й.

Колеса застосовуються типові (6.5j × 16H2) у вигляді штампованих дисків з високоміцного металу. Сплав має досить велику твердість, що дозволяє переживати дискам без особливих проблем навіть екстремальні навантаження.

Враховуючи те, що застосовуються вони на вантажівці, це важливий чинник. Штамповані диски взуваються в звичайні безкамерні шини - 227/ 5R16C.

Основним передавальним механізмом є карданна передача, оснащена шарнірами в кількості трьох штук, проміжною опорою, ковзаючим шліцьовим з'єднанням.

Вплив на дорожнє покриття незавантаженого автомобіля через шини розподіляється наступним чином:

- колеса передні - 2300 кгс;
- колеса задні - 2190 кгс.

Навантаження на дорожнє покриття вантажівки з вантажем становить:

- колеса передні - 2350 кгс;
- задні колеса - 4900 кгс.

					KPM.142.6222м.08.01	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Радіус повороту, незважаючи на відносно компактні розміри автомобіля, становить 7,8 м, що робить управління «Бичком» у місті не завжди комфортним.

Рульове управління оснащується гідропідсилювачем, істотно спрощує маневрування.

Гальмівна система

Оснащується розглянутий автомобіль двоконтурною системою гальмування. Кожен контур є абсолютно незалежним. Один з них здійснює гальмування переднього правого і заднього лівого колеса.

Другий - переднє ліве і заднє праве. Таким чином, досягається максимальна безпека на дорозі: навіть якщо один з вузлів системи вийшов з ладу, екстренне гальмування залишається цілком можливим.

Приводяться в дію гальма гідравлікою. Підсилювач повітряний (пневматичний). Ручник також є, він механічно (сталевим тросом) з'єднаний із задніми механізмами. Гальма мають наступну конструкцію:

- передні - дискового типу;
- задні - барабанного.

Останні моделі, випущені зовсім недавно, оснащуються антиблокувальною системою (АБС).

Рама

Як прототип автомобіля використовувалася одна з моделей малотоннажного вантажівки від концерну Mercedes Benz під назвою Vario (рис 1.2).

Від нього ж була успадкована конструкція рами - сходового типу, в якій є лонжерони з перетином типу «швелер».

Такі конструктивні особливості дозволяють «Бичкові» бути досить безпечним, оскільки навіть при лобовому зіткненні на великій швидкості ймовірність складання рамної конструкції мінімальна. Рама має наступні габаритні розміри:

- ширина - 845 мм;
- полки лонжерона (в ширину) - 70 мм;

					KPM.142.6222м.08.01	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- товщина металу, з якого виготовляється лонжерон, - 5 мм.

У передній частині рами є спеціальний пристрій, що дозволяє здійснювати буксирування автомобіля.



Рисунок 1.2 – Рама

Заправні ємності

Заправні ємності автомобіля досить великі, і це обґрунтовано потужністю двигуна і його призначенням:

- бачок для заливки омиваючої рідини - 2,2 л;
- зчеплення (гідропривід) - 0,4 л;
- гальмівна рідина - 1 л;
- система ГУР - 3,2 л;
- кількість масла в амортизаторі (вірно для будь-якого) - 0,45 л;
- коробка передач (масло) - 5,1 л;
- задній міст (масло) - 3,3 л;
- ємність системи охолодження (для повного заповнення) - 16 л;
- мастило двигуна і радіатора (сумарна кількість) - 11,5 л;
- ємність паливного бака - 125 л.

Двигун

Двигун застосовується тракторний, чотирициліндровий Д-245 [2]. Це дизель з турбонаддувом і проміжним охолодженням повітря. Його робочий об'єм дорівнює 4,75 літра, максимальна потужність - 109 к.с. До 2005 року ставили

					КРМ.142.6222м.08.01	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

двигуни Д-245.9 і Д-245.12С, обидва відповідають стандарту Євро-0. Пізніше «Бичок» отримав мотор -245.9 Е2, а з 2008 року Д-245.9 Е3, що відповідають відповідно стандартам Євро-2 і Євро-3. У перспективі установка двигунів за стандартом Євро-4. У нових двигунах потужність вдалося підняти до 136 к.с.

1.2 Опис та характеристики двигуна Д-245

Дизель Д-245 (рис. 1.3) і його модифікації являють собою 4-х тактний поршневий чотирициліндровий двигун внутрішнього згоряння з рядним вертикальним розташуванням циліндрів, безпосереднім уприскуванням дизельного палива і запалюванням від стиснення.

Основними складальними одиницями дизеля є: блок циліндрів, головка циліндрів, поршні, шатуни, колінчастий вал і маховик.

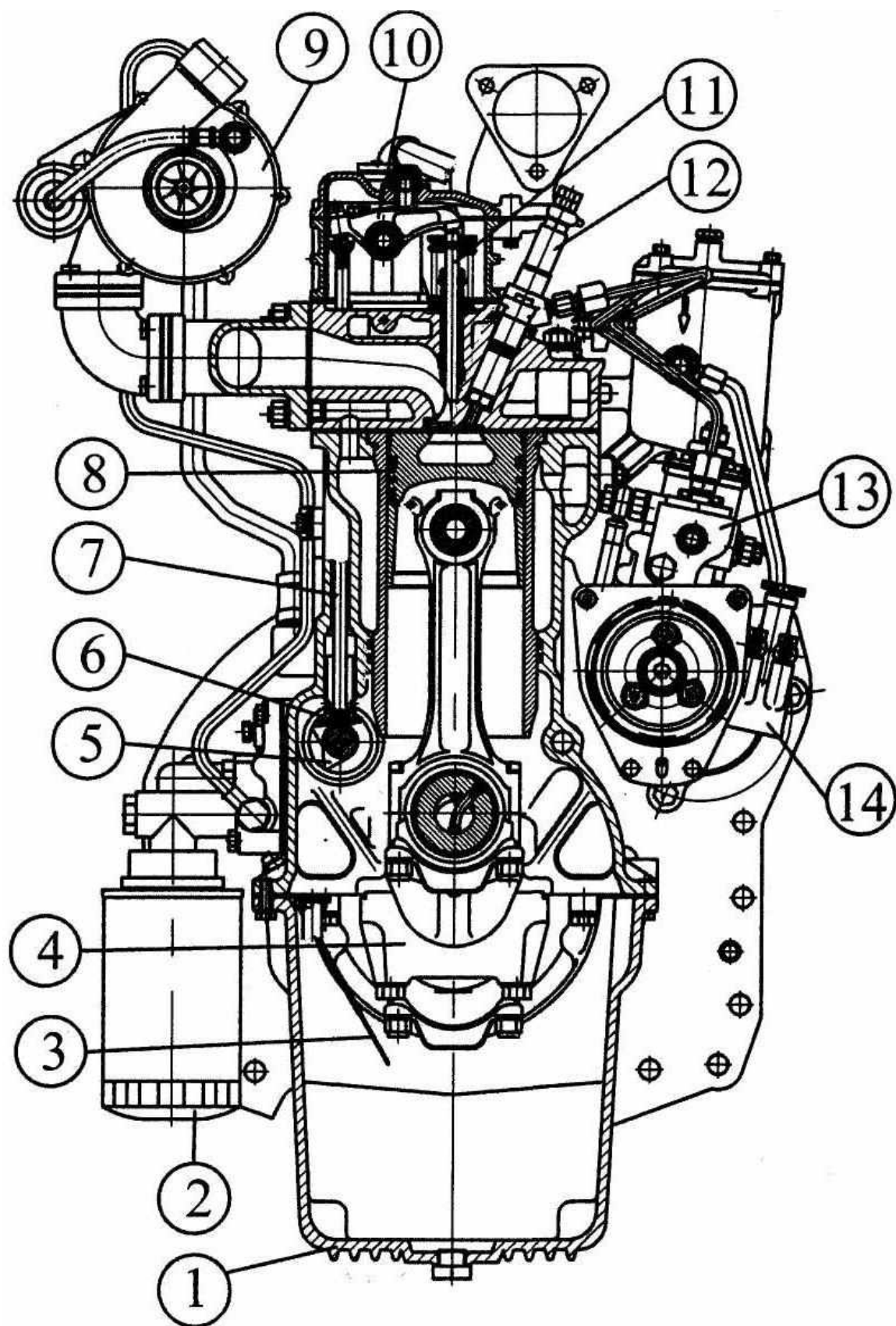
Для забезпечення високих техніко-економічних показників дизеля в системі впуску застосований турбонаддув з проміжним охолодженням наддувочного повітря.

Використання в пристрої наддуву турбокомпресора з регульованим тиском наддуву дозволяє мати на дизелі поліпшену прийомистість, забезпечену підвищеними значеннями крутного моменту при низьких значеннях частоти обертання колінчастого вала і високий рівень відповідності вимогам до змісту шкідливих викидів у відпрацьованих газах.

Для забезпечення впевненого пуску в умовах низьких температур навколишнього середовища в голівці дизеля встановлені свічки розжарювання, а встановлюваний на дизелях рідинно-масляний теплообмінник забезпечує швидке досягнення оптимальної температури масла в системі змащення дизеля і підтримки її на необхідному рівні в процесі роботи.

Пуск дизеля проводиться шляхом додання обертання колінчастого валу електростартером через маховик, встановлений на фланці колінчастого валу.

					КРМ.142.6222м.08.01	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.01

Аркуш

13

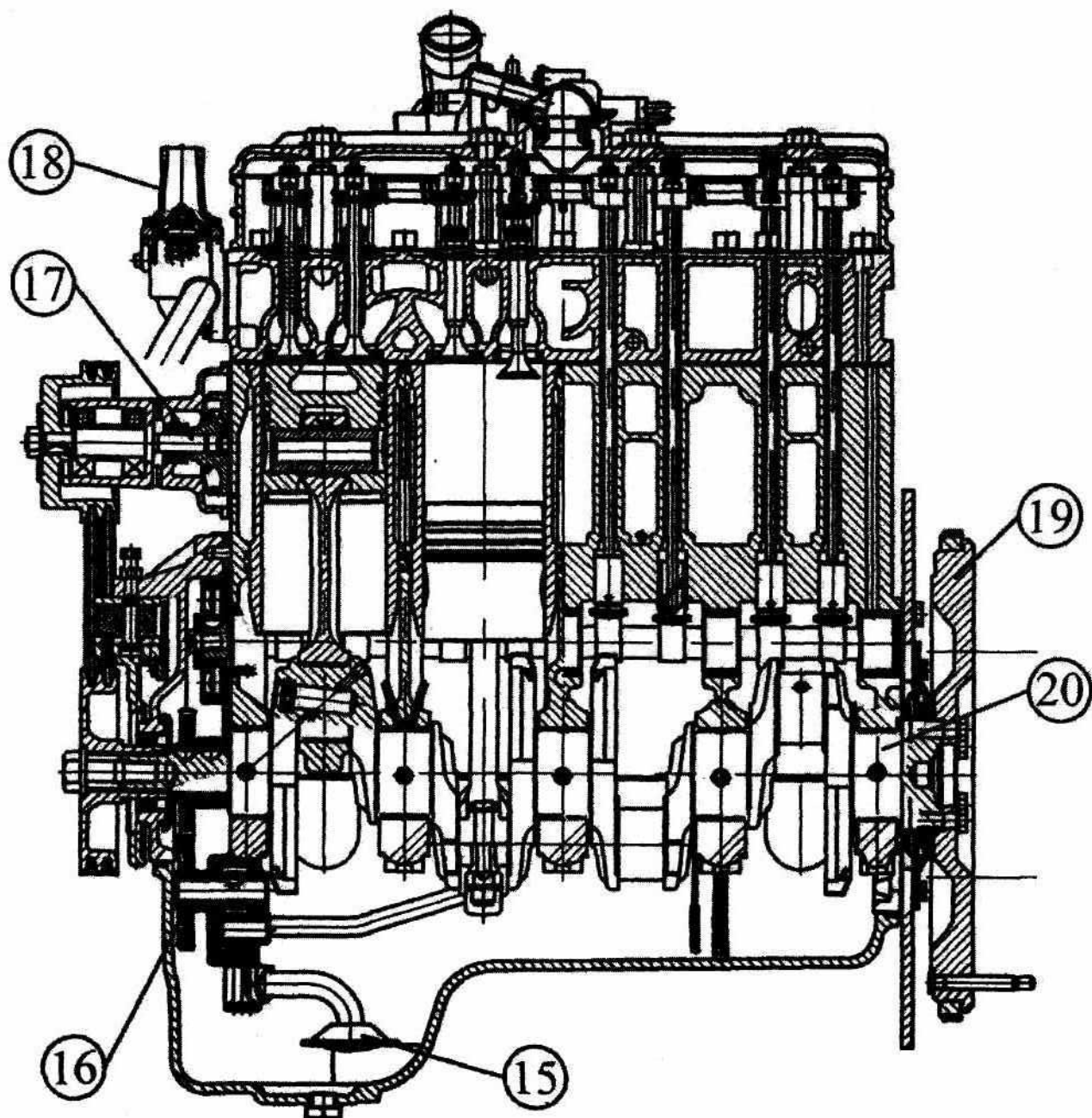


Рисунок 1.3 – Поперечний розріз двигуна Д-245 (4ЧН11/12,5):

1 – піддон; 2 – фільтр масляний; 3 – вимірювач рівня масла; 4 – кришка підшипника; 5 – розподільний вал; 6 – штовхач; 7 – штанга штовхача; 8 – поршень; 9 – турбонагнітач; 10 – коромисло; 11 – клапан випускний; 12 – форсунка; 13 – ПНВТ; 14 – паливопідкачуючий насос; 15 – масло приймач; 16 – насос масляний; 17 – насос водяний; 18 – термостат; 19 – маховик; 20 – вал колінчастий

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.01

Аркуш

14

Остов

Остов складається з блок-картеру і кришки циліндрів. Знизу *блок-картер* закривається легким з'ємним піддоном. Циліндри двигуна виконано у вигляді блоку, що складає одне ціле з верхньою частиною картера. Блок-картер вилитий з високоміцного алюмінієвого сплаву. За технологією литва блок випускається в двох варіантах: відливний в кокіль і відливний під тиском. Кокільний блок має верхню плиту, в розточках якої встановлюються гільзи циліндрів. По контуру водяної сорочки є десять бобишок для шпильок кріплення головки циліндрів. Для кокільного блоку ці бобишки підняті до верхньої площини блоку. Нижня частина блоку (картер) розділена на чотири відсіки поперечними перегородками, в які встановлюються корінні підшипники колінчастого валу.

Втулки циліндрів двигуна виконані у вигляді легкоз'ємних мокрих гільз, відлитих із спеціального зносостійкого чавуну.

Гільза ущільнена в нижній частині двома гумовими кільцями круглого поперечного перетину (діаметр 3,6), що знаходяться в канавках на зовнішній поверхні гільзи.

Кришка циліндрів зроблена блочною, одна на всі циліндри. Кришка має канали для входу повітря та виходу газів на кожен циліндр. Крім того кришка має порожнини для протікання охолоджуючої води. Кришку виливають з алюмінієвого сплаву. Нижня поверхня кришки пласка, верхня має заглибини для встановлення та закріплення форсунки та механізму газорозподілу. Механізм газорозподілу закривається прямокутною проставкою, яка, в свою чергу, зверху закривається легкою кришкою.

Механізм руху

Механізм руху є тронковий, центральний, кривошипно-шатунний.

Колінчастий вал на п'ятьох опорах (рис. 1.4) з великою робочою поверхнею як шатунових, так і корінних підшипників, внаслідок цього питомі навантаження на підшипники порівняно невеликі. Шатунові і корінні шийки порожнисті. Через порожнини рухається масло. Порожнини в шатунових шийках закриті пробками. Ці порожнини служать для видалення продуктів зносу з масла,

					КРМ.142.6222м.08.01	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

що поступає на шатунові шийки. Через середини бокових поверхонь кожної шийки виходять невеликі циліндричні отвори, через які забезпечується рух ма-
сла і змащення підшипників. Через ці отвори проходять свердловини, які поєд-
нують порожнини в шийках. Кривошипи валу мають заклінювання через 180° .
Вал не має противаг. Колінчастий вал в зборі з маховиком і зчепленням дина-
мічно збалансований: допустимий дисбаланс не більше $0,35 \text{ мН}\cdot\text{м}$ ($35 \text{ гс}\cdot\text{ст}$).
Осьове переміщення колінчастого валу обмежується двома сталевоббитовими
шайбами встановлювального підшипника, розташованими по обидві сторони
переднього корінного підшипника. Передня шайба бабітовою стороною звер-
нена до сталевій шайби на колінчастому валу, задня – до щоки колінчастого ва-
лу. Маховик відлитий з сірого чавуну. Він кріпиться до фланця на задньому кі-
нці колінчастого валу чотирма шліфованими болтами. Момент затягування га-
йок болтів $74.5\ldots 88 \text{ Нм}$ ($7,6\ldots 8,3 \text{ кгс}\cdot\text{м}^2$). Гайки законтрені відгибною пласти-
ною. На маховик напресований зубчастий обід для пуску двигуна стартером.
До заднього торця маховика шістьма болтами прикріплено зчеплення. На де-
яких тракторах в якості пускового пристрою використовують пусковий двигун.

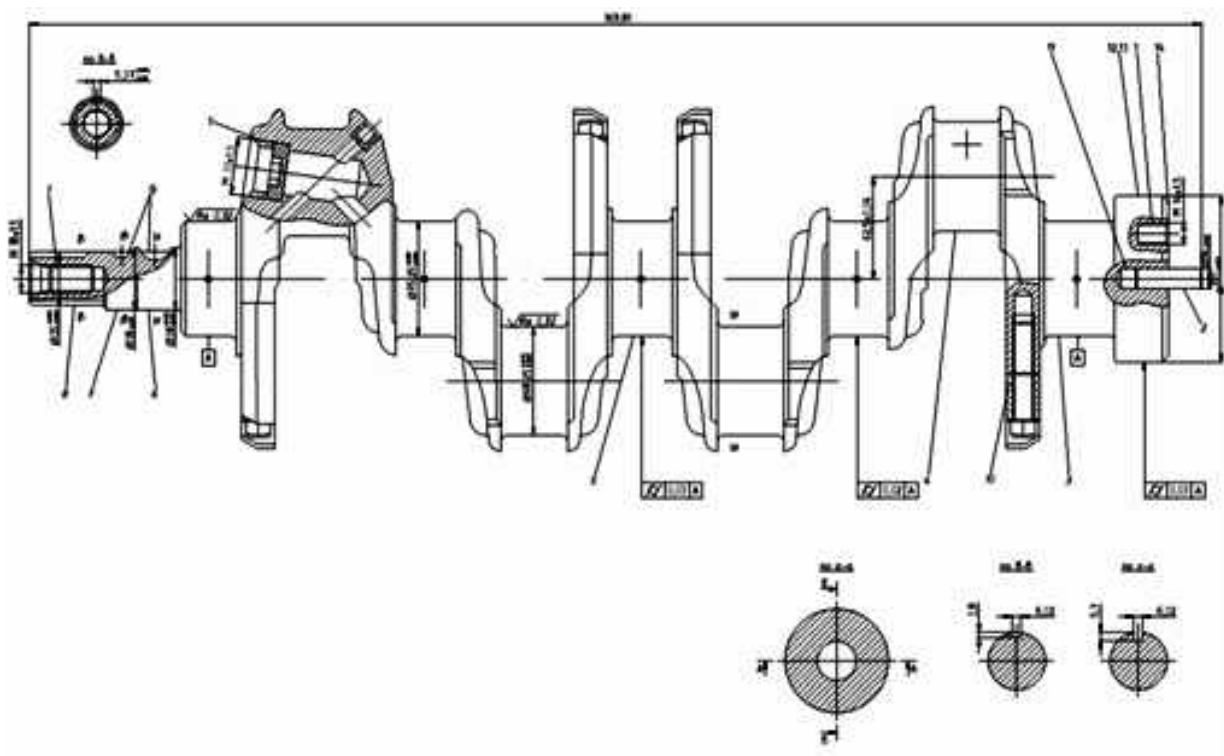


Рисунок 1.4 – Колінчастий вал двигуна

					<i>KPM.142.6222м.08.01</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

Осьовому переміщенню і провертанню вкладишів в ліжках блоку або шатунів перешкоджають фіксуючі виступи на вкладишах, що входять у відповідні пази в ліжках блоку або в шатунах. Колінчастий вал виготовлений з поліпшеної сталі 45Х. Корінні і шатунні шийки загартовані струмами високої частоти.

Підшипники валу

Корінні підшипники є підвісними. Вони встановлені на середніх опорах. Кришки підшипників 4 (рис. 1.1) виготовлено з ковкого чавуну; кожна кришка кріпиться до блоку двома шпильками діаметром 12 мм. Кришки підшипників розточуються в зборі з блоком і тому при ремонті їх треба встановлювати на свої місця. Для полегшення установки на всіх кришках, окрім першої і п'ятої, вибиті їх порядкові номери. Гайки шпильок кріплення кришок затягуються динамометричним ключем із зусиллям 98... 108 Нм (10...1 кгГмм). Всі корінні вкладиші мають кільцеву канавку для безперервного живлення маслом шатунних шийок колінчастого валу. Посередині корінних вкладишів є отвір, через який подається масло до підшипників з каналу в ліжку блоку. Отвори в шатунних вкладишах співпадають з отворами в шатунах. Для збереження взаємозамінності і попередження помилок при установці нових вкладишів на всіх корінних і шатунних вкладишах зроблені отвори.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників - тонкостінні, сталеві, з тонким шаром антифрикційного сплаву на алюмінієвій основі.

Шатуни

Мають невід'ємну нижню головку з прямим роз'ємом. Стрижні шатунів – двотаврового перетину.

Кришка нижньої головки шатуна має плоский роз'єм, кріпиться двома призонними болтами з корончатими гайками.

Верхня головка шатуна має запресовану втулку з антифрикційної олов'янистої бронзи. На верхній головці встановлені дві форсунки для обприскування нижньої поверхні донця поршня. Через отвір, просвердлений в стрижні шатуна, підводиться масло для змазування поршневого підшипника шатуна і охолодження поршня.

					КРМ.142.6222м.08.01	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршень

Виготовлений цільним. В головці поршня зроблена камера ЦНІДІ. Поршень охолоджується через нижню поверхню струменем масла з верхньої головки шатуна. На внутрішній поверхні поршня є бобишки для утримування пальця. Поршневий палець плаваючого типу від осевого зсуву запобігається стопорними кільцями. На головці поршня розташовані чотири поршневі кільця – три компресійних і одне маслосборне. Верхнє кільце хромоване. Зовнішні бічні поверхні другого і третього кільця оброблені з дуже невеликою конусністю; кільця встановлюють великою підставою конуса вниз. Маслосборне кільце комбіноване і виготовляється в двох варіантах: потрійним, складеним з двох чавунних кільць скребкового типу і сталевго кільця між ними; подвійним з розширювачем. На чавунних кільцях поверхня, що третяся, хромована. Застосування кільць раціональної конструкції дозволило, не дивлячись на зменшення числа кільць з п'яти до чотирьох, понизити витрату масла до 1 % витрати палива.

Паливо уприскується через форсунку 12 закритого типу з п'ятьма отворами в розпилювачі. Чотири отвори скеровані на стінки камери у поршні, а п'ята подає паливо на кромку камери, щоби його частина надходила у простір над поршнем. Це робиться для забезпечення якісного спалаху суміші. Поршень відлитий з алюмінієвого сплаву.

Механізм газорозподілу

Під час роботи двигуна Д-245 колінчатий вал через шестерні 1, 2 і 14 (рис. 1.5) обертає розподільчий вал, що має кулачки 13. У потрібний момент кулачок підходить до толкателю 12, піднімає його, штангу 11 і коротке плече коромисла 7.

При цьому коромисло повертається навколо осі 8 і довгим плечем натискає на стрижень клапана 3, додатково стискаючи пружину 5 і відкриває клапан. Закривається клапан під дією цієї ж пружини.

Кожен циліндр має два клапани – впускний і випускний. Плавний підйом і опускання клапана, і тривалість його відкриття забезпечується певним профілем кулачка.

					КРМ.142.6222м.08.01	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Передавальний механізм від розподільного валу до клапанів складається з штовхача, штанги і коромисла з гвинтом для регулювання зазору. Штанги з дюралюмінію із сталевими загартованими наконечниками розташовані в тонкостінних кожухах - трубах, які ущільнені по кінцях кільцями з маслостійкої гуми. По цих трубках в піддон зливається масло, що витікає з підшипників коромисел. Чавунні направляючі штовхачів клапанів виготовлені у вигляді окремих втулок і встановлені в приливах верхньої плити картера.

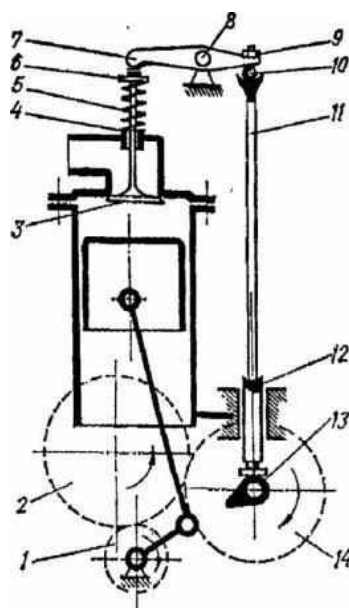


Рисунок 1.4 – Схема клапанного механізму газорозподілу:

1 – шестерня колінчастого вала; 2 – проміжна шестерня; 3 – клапан; 4 – направляюча втулка; 5 – пружина; 6 – упорна тарілка; 7 – коромисло; 8 – вісь коромисла; 9 – контргайка; 10 – регулюючий гвинт; 11 – штанга; 12 – голка штанги; 13 – кулачок розподільного вала; 14 – шестерня розподільного вала.

Розподільний вал обертається в трьох підшипниках. Передня втулка (зі сторони вентилятора) з алюмінієвого сплаву, має зав'язаний борт, що утримує розподільний вал від осевого переміщення, інші втулки – чавунні. Запресовані в приливи перегородок картера. Кулачки розподільного валу мають безударний профіль. Розподільний вал і вал паливного насосу приводяться в рух від колінчастого валу циліндровими косозубими колесами. Осьовому зсуву розподіль-

ного валу у бік маховика перешкоджає буртик на передньому підшипнику, в який упирається торець маточини шестерні розподільного валу. Переміщення валу у зворотному напрямі обмежене бобишкою на кришці приводу зубчатих коліс і головкою штифта, встановленого з натягом в розподільному валу.

Розподільний вал виконаний з вибіленого чавуну, що забезпечує високу зносостійкість пари кулачок-штовхач. Сідла клапанів виготовлені з легованого чавуну високої твердості, що витримує високу температуру і ударні навантаження. Направляючі втулки клапанів виконані з металокераміки з високими зносостійкими властивостями. Матеріал клапанів – жароміцна сталь, фаски та рілок випускних клапанів наплавлені жароміцнішим сплавом.

Всі відповідальні поверхні, що піддаються стиранню (кулачки розподільного валу, наконічники штанг штовхачів, штовхачі, коромисла, регулювальні гвинти коромисел і так далі), виготовлені із спеціальних матеріалів і піддані термічній обробці.

					<i>KPM.142.6222м.08.01</i>	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Химорода І.І.			ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИС- ТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА В СУЧАСНИХ ПОРШНЕВИХ ДВЗ		Літ.	Аркуш	Аркушів
								21	13
Керівник		Тимошевський Б.Г.					НУК імені адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА В СУЧАСНИХ ПОРШНЕВИХ ДВЗ

2.1 Характеристика газових палив, які використовуються в ДВЗ

Як моторне паливо можна застосовувати практично будь-який горючий газ. Прийнято розрізняти наступні види газів, що використовуються для живлення двигунів внутрішнього згорання: природний газ, нафтовий газ, біогаз. Увагу багатьох фірм і дослідників привернуло водневе паливо, яке розглядається, як екологічно чисте. Проте до теперішнього часу цей вид газового палива залишається тільки у вигляді перспективного, оскільки не розроблені промислові способи його виробництва в достатніх для масового застосування кількостях. Проте водень слід розглядати, як важливий вид газового палива [3].

Склад *природного газу* істотно залежить від родовища, де він здобутий, але завжди основну його частину складає метан, не менше 85% за об'ємом. Саме по цьому показнику газ і відносять до природного, незалежно від способів отримання. Газ з таким змістом метану можна здобувати і на нафтових родовищах, проте його і в цьому випадку вважають природними, а не нафтовим. Іншими компонентами природного газу, як правило, виявляються легкі вуглеводні метанового ряду: етан, пропан, нормальний бутан і ізобутан, пентани. Часто в природному газі зустрічаються інертні компоненти: азот, вуглекислий газ, рідше містяться водень, оксид вуглецю, кисень. Загальний зміст добавок до метану не перевищує 15%.

Нафтовий газ в основній масі здобувають як попутний на нафтових родовищах або отримують при переробці нафти, також у вигляді технологічного супутника. При цьому основними складовими нафтового газу виявляються пропан і нормальний бутан. Причому домішки ізобутана, як правило, не перевищують 20% від змісту нормального бутану. Співвідношення між пропаном і бутаном і в нафтовому тазі, що здобувається, і в отримуваному при переробці

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нафти коливається в широких межах - від майже чистого пропану до майже чистого бутану. Проте, в загальній масі газу переважає Бутан. Слід також врахувати, що пропан є ціннішою хімічною сировиною, ніж Бутан. Тому ресурси бутанової фракції для використання як моторне паливо виявляються значнішими, ніж пропанової. Нафтовий газ може також містити і інші вуглеводні, у тому числі і неграничні (про-пиляний, Бутилен).

Третій, із згаданих видів газового моторного палива - *біогаз* є продуктом анаеробного зброджування органічних залишків, як які використовують гній, пташиний послід, фекалій і інші відходи, головним чином, сільськогосподарського виробництва. Склад отриманого біогазу багато в чому залежить від характеру процесу зброджування, проте горючою частиною біогазу завжди є метан (з цієї причини біогаз іноді називають біометаном). У цьому біогаз близький до природного газу. Вміст метану в біогазі істотно нижчий, ніж в природному газі, і коливається від 30 до 70%. Головна ж відмінність біогазу від природного полягає в тому, що він містить вельми значну частку інертних складових: від 30 до 70%. Зазвичай інертна частина складається з вуглекислого газу, що визначає відносно низьку теплоту згорання цього виду паливного газу, яка не перевищує 23 000 кДж/м³, тоді як теплота згорання природного газу в середньому складає 34 500 кДж/м³.

Раніше вже наголошувалося, що водень розглядається в перспективі, як паливо, що спочатку забезпечує високу екологічну чистоту при згоранні. Головним його достоїнством є відсутність вуглецю, продуктами згорання якого стають чадний газ (оксид вуглецю) і вуглекислий газ (діоксид вуглецю). Важливо також відзначити, що під водневим паливом розуміється не обов'язково чистий водень. Останній може складати переважаючу частину палива, як метан в природному газі. Решта частини ж залежно від способів отримання може бути представлена різними горючими і негорючими газами, міняючи тим самим не тільки енергетичні, але і екологічні властивості цього палива.

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розглянуті чотири види газових палив мають різні значення показників, що визначають їх якості. Самі показники можуть бути розподілені по трьом групам:

- показники, що визначають протікання робочого процесу в двигуні, тобто власне моторні властивості палива;
- гідродинамічні показники, що визначають особливості конструювання паливної апаратури;
- технологічні показники зберігання і виробництва палива.

Основні властивості вживаних газів і їх компонентів представлені в таблиці 2.1 [4].

Таблиця 2.1 – Властивості газоподібних палив

Газоподібні і легкокипящі компоненти	Метан	Пропан	Бутан	Водень
Формула складу	CH ₄	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	H ₂
Молекулярна маса	16,04	44,09	58,12	2,02
Щільність рідкої фази при температурі кипіння, кг/м ³	416	585	600	71
Щільність газової фази, кг/м ³	0,717	2,019	2,703	0,090
Відносна щільність газу по повітрю	0,554	1,562	2,091	0,0695
Октанове число по моторному методу	110	100	90	70
Метанове число	100	35	11	0
Цетанове число	3	16	25	33,4
Температура кипіння, °C	– 161,6	– 42	– 0,5	– 252,8
Температура критична, °C	– 82,1	96,8	152,0	– 239,9
Теплота згорання нижча (масова), МДж/кг	49,9	45,9	46,4	119,8
Теплота згорання нижча (об'ємна), МДж/м ³	35,8	91,2	118,7	9,3
Кількість повітря, необхідна для згорання 1 кг речовини, кг/кг	14,2	15,7	15,6	34,5
Кількість повітря, необхідна для згорання 1 м ³ речовини, м ³ /м ³	9,53	23,8	30,94	2,4
Теплоємність, кДж/кг·°C	2,165	1,550	1,592	14,531

Перша група показників представляється найбільш важливою при оцінці якості вживаного продукту, що, проте, не виключає аналіз і інших груп, не говорячи вже про те, що технологія отримання палива може зіграти вирішальну роль в питаннях його конкурентоспроможності.

З власне моторних властивостей в першу чергу, звертають увагу на енергетичні можливості палива, які оцінюють теплотою згорання [5].

З власне моторних властивостей в першу чергу, звертають увагу на енергетичні можливості палива, які оцінюють теплотою згорання. З таблиці 2.1 видно, що об'ємна теплота згорання вуглеводневих газів пов'язана з їх щільністю прямою залежністю, близькою до лінійної, тобто щільніші гази мають вищу об'ємну теплоту згорання.

Як і слід було чекати, водень особливо різко відрізняється від інших газів, хоча і відповідає загальній тенденції. Його об'ємна теплота згорання в 3,3 разу нижча, ніж у найближчого до нього по щільності метану, а масова теплота згорання в 2,4 разу вища. Така різка відмінність від загального ряду вже в першому з даних показників говорить про необхідність інших підходів до конструювання двигунів і транспортних засобів, що використовують водневе паливо. У цьому одна з причин висловлених побоювань щодо конкурентоспроможності навіть дешевого у виробництві водню.

Теплота згорання сама по собі не є параметром, що прямо впливає на показники роботи двигуна. У такому вигляді її слід було б віднести до показників третьої групи, як що визначає що зберігається на транспортному засобі запас енергії. На потужностні показники робочого процесу двигуна впливає теплота згорання паливо повітряній суміші, що поступає в двигун. Найбільшу потужність слід чекати за інших рівних умов від двигуна, що використовує суміш, що виділяє при згоранні найбільшу кількість тепла в одиниці об'єму. Якщо справедлива умова, що найбільша повнота згорання має місце при горінні стехіометричної суміші, то потужностні показники двигуна для кожного виду палива визначаються теплотою згорання саме такої суміші.

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Укладаючи розгляд енергетичних показників газових палив, відзначимо важливу особливість, що полягає в тому, що в природних паливах цього типу енергетичні можливості нестабільні і міняються залежно від родовища і періоду його розробки.

Особливі властивості газу в частині детонаційної стійкості не можуть розглядатися окремо, без зіставлення з іншими специфічними особливостями, здатними впливати на організацію робочого процесу в двигуні. До таких властивостей відносяться межі займання палива і пов'язані з ними межі ефективного збіднення робочої суміші. Співвідношення меж займання для деяких палив приведені в таблиці 2.2 [6].

З таблиці виразно видно, що основні горючі компоненти газового палива і само паливо мають межі займання значно зміщені у бік бідних сумішей, що дає додаткові можливості підвищення паливної економічності при його використанні.

Таблиця 2.2 – Граничні по займистості іскрою значення коефіцієнта надлишку повітря

Вид палив	Найменша багата межа	Найменша бідна межа
Метан	0,65	2
Пропан	0,4	1,7
Природний газ	0,55 – 0,65	1,8 – 2
Бензин	0,30 – 0,35	1,65 – 1,75

Головним недоліком природного газу і біогазу, особливо істотного відносно водневого палива, є низька об'ємна концентрація енергії. У невеликому ступені цей недолік властивий і нафтовому газу, хоча різниця в порівнянні з бензином в цьому випадку на два з гаком порядку менше. За нормальних умов теплота згорання 1 л природного газу складає 33–36 кДж, водню – 10 кДж, газоподібних пропану і Бутану відповідно 60 і 87 кДж, тоді як теплота згорання 1 л

бензину складає 31 400 кДж, тобто в 1000 разів більше, ніж у природного газу. Найбільш очевидним; способом подолання цього недоліку може показатися зріджування газу, яке дійсно широко застосовується у відношенні до нафтового газу. Раніше вже наголошувалася наявність великої області зріджування пропан – бутанової суміші в межах нормальних для навколишнього середовища температур. У зрідженому стані нафтовий газ програє бензину лише в 1,5 раза, що не утворює істотних складнощів при застосуванні. Тому зріджений нафтовий газ знайшов широке застосування в світовій практиці на автотранспорті. Для зріджування природного газу необхідне його глибоке охолодження до температури мінус 162 °С. Таке застосування на розосередженому виді транспорту, яким є автомобілі, навряд чи може опинитися економічно ефективним. Для природного газу найбільше застосування знайшов інший спосіб концентрації енергії – стиснення до високого тиску 20 МПа і більш.

2.2 Специфіка робочого процесу сучасних ДВЗ при роботі на газовому паливі

Поршневі газові ДВС розрізняють за трьома основними ознаками: методу запалення робочої суміші, способу сумішоутворення і тактності.

Різниця за методом запалення робочої суміші є найважливішим, оскільки вона обумовлює особливості перебігу робочого процесу двигуна і впливає на основні параметри та показники. За методом займання розрізняють газові двигуни трьох типів: з іскровим, форкамеро - факельного запалювання і запалюванням від запальної дози дизельного палива (газодизельний процес).

Для газових двигунів не знайшов поки застосування метод займання від стиснення як у дизельних двигунів, хоча спроби здійснення такого процесу робилися. Основним обмежуючим фактором при проведенні циклу із запалюванням від стиснення на газовому паливі є високі температура займання природного газу (650–700 °С), що значно перевищує температуру займання дизельних палив (320–380 °С).

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Іншою важливою ознакою є спосіб утворення робочої суміші: зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Ця ознака значною мірою визначає конструктивне виконання і параметри двигуна. Зовнішнє сумішоутворення найбільшого поширення набуло на автомобільних і стаціонарних двигунах з малими діаметрами циліндра і незначним надувом. Внутрішнє сумішоутворення застосовують у двигунах з великими діаметрами циліндрів, протяжними повітряними ресиверами і там, де можливо конструктивне розміщення газовпускного клапана [7].

Третя ознака - це тактність двигуна. Природно, що двох - або чотиритактний двигун визначає тип робочого процесу, однак при розгляді тенденцій розвитку стану газових двигунів ця ознака в аналізі не є основною.

За основною ознакою (способом займання) газові двигуни відносяться до двигунів з примусовим займання. Робочі ж процеси цих двигунів істотно різняться. У першу чергу це пов'язано з заміною іскри у газових двигунів на займання факелом газу у форкамеро - факельних або факелом запального дизельного палива у газодизелями.

Примусове запалювання передбачає створення, в циліндрі до моменту початку згоряння підготовленої до займання робочої суміші (осередків згоряння). При іскровому запалюванні таким вогнищем служить обсяг, прилеглий до міжелектродного простору свічки запалювання. Форкамеро - факельне запалювання передбачає примусове створення вогнища факельного типу за рахунок попереднього спалювання невеликого об'єму газоповітряної суміші в спеціальній форкамері. У двигунах з газодизельним процесом згоряння полум'я утворюються в обсязі, охопленому факелом (факелами) вприскнутого дизельного палива. Як показують дослідження, витрата енергії для запалення (енергія іскри) при ГМТ значно більше, ніж при інших видах пального. Це призвело до того, що в практиці конструювання газових поршневих двигунів знайшли широке застосування ефективні джерела запалювання.

Найважливішим елементом системи запалювання сучасних форсованих газових двигунів є свіча. При наддуві і високому ступені стиснення умови ро-

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

боти свічки запалювання значно ускладнюються, особливо тоді, коли необхідно забезпечити тривалу надійну безперервну роботу. На роботу свічки запалювання впливають:

- умови в камері згоряння в момент іскроутворення (температура, тиск, склад суміші в зоні іскри);
- теплові якості і конструкція свічки;
- характеристика іскрового розряду;
- умови тепловідведення від свічки;
- розташування свічки в камері згоряння;
- міжелектродний зазор.

Всі ці умови тісно пов'язані з параметрами роботи двигунів. Для забезпечення надійності свічки запалювання дуже важливий добрий від неї тепловідвід. Досвід експлуатації показав, що для забезпечення нормальної роботи температура прокладки під свічкою запалення повинна бути 120–130 °С. Деякі сучасні конструкції двигунів передбачають спеціальне охолодження свічок.

Важливим, особливо у високофорсованих газових двигунах, є підбір міжелектродного зазору. Його в цьому випадку доцільно зменшувати до меж, що допускаються умовами пуску. Цим не тільки можна збільшити термін служби свічки, а й зменшити схильність до детонації і самоспалахуванню. У деяких високо форсованих двигунах міжелектродний зазор дорівнює 0,15 мм [8].

До другого типу двигунів, що відрізняються за типом займання, відносяться двигуни з **форкамеро - факельним запалюванням**. Раніше вже відзначалися основні переваги такого типу двигунів: робота на збіднених сумішах і можливість наближення ступеня стиснення до дизельної. Форкамерно – факельне запалювання розроблено як засіб підвищення ефективності економічності двигунів із запалюванням від іскри. Одна з основних труднощів при здійсненні форкамеро - факельного запалювання при роботі на бензині - ускладнення системи живлення і сумішоутворення, пов'язане з необхідністю подачі малих доз палива і повітря в строгому дозуванні. Застосування природного газу значно спрощує ці системи.

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На рис. 2.1, наведена типова схема живлення форкамери газом двотактних двигунів. Основним елементом схеми служить газовий клапан, через який подається додаткова порція газу, яка продуває форкамеру від залишкових газів і збагачує суміш в форкамері. По своєму виконанню клапан може бути автоматичним або приводним. Головне завдання домогтися у форкамері до моменту подачі іскри суміші належного складу.

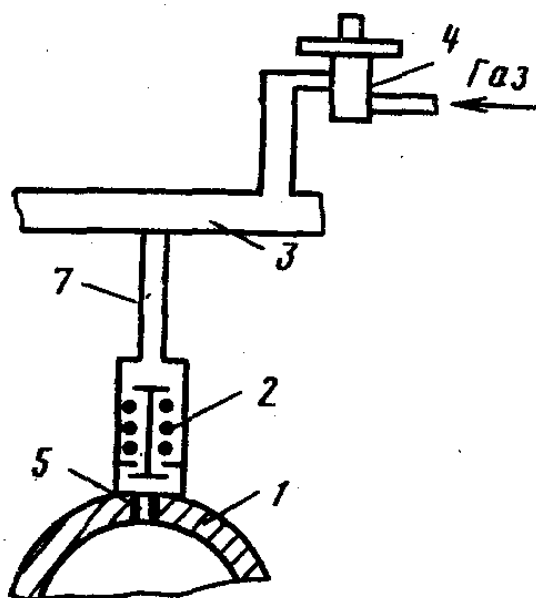


Рисунок 2.1 – Схема живлення газом двотактного двигуна:

1 – форкамера; 2 – автоматичний клапан; 3 – колектор форкамерного газу;
4 – редуктор; 5 – жиклер; 6 – предоб'єм; 7 – трубка

Інша особливість при здійсненні форкамерно - факельного запалювання в газових двигунах – підбір оптимальних геометричних параметрів безпосередньо форкамери. Зазвичай об'єм форкамери становить 2 - 6% об'єму основної камери згорання. Відношення об'єму форкамери V_{ϕ} до площі каналу f_c , з'єднуючого форкамеру з основною камерою у існуючих газових двигунів становить 15-70. Це важливе відношення уточнюють у кожному випадку окремо. Воно визначає з одного боку далекобійність факела, а з іншого забезпечення надійної продувки форкамери. Так збільшення відношення V_{ϕ}/f_c веде до значного збіль-

шення далекобійності. Зменшення ж відносини V_{ϕ}/f_c призводить до «розмитого» факелу, погано запалює суміш.

Для попередження передчасного займання і детонаційного згорання форкамеру необхідно з достатньою інтенсивністю охолоджувати або з системи охолодження двигуна, або як в стаціонарних газових двигунах, за допомогою індивідуального контуру охолодження форкамер. З цією ж метою доцільно газ з автоматичного клапана спрямовувати на електроди свічок запалювання. Форкамері надають звичайно форму, що сприяє не лише гарній продувці самої форкамери, а й видалення залишкових газів із зони свічок запалювання.

Газодизельний цикл характеризується звичайними залежностями між параметрами, однак внаслідок використання двох видів палива ці залежності мають деяку відмінність [9].

Одним з важливих питань переходу дизельних двигунів на газодизельний процес є визначення ступеня стиску паливної суміші у двигуні. Вирішальну роль в цьому питанні відіграють максимальний тиск згорання в циліндрі та пов'язані з ними навантаження на кривошипно - шатунний механізм, а також питання детонації. Спільним для газодизельних двигунів є деяке зниження ступеня стиснення в порівнянні з дизельним прототипом. Зазвичай ступень стиснення таких двигунів не нижче 11-12,5, що забезпечує пуск на одному рідкому паливі. Більш високі ступені стиснення реалізуються в більш швидкохідних двигунах. Більш висока ступінь стискування газодизеля робить їх більш економічними, ніж газові двигуни. Якщо для дизелів ступінь стиснення вибирають по можливості більшою з метою досягнення досить високої температури кінця стиснення для надійного самозаймання палива, підвищення к. п. д. і зменшення періоду затримки самозаймання, то при роботі на газі велика ступінь стиснення і пов'язана з цим висока температура сприяють значному зростанню швидкості згорання, що може призводити до детонації або «жорсткої» роботі двигуна. Детонація виникає, якщо має місце самоспалахування газоповітряної суміші від сильно нагрітих деталей, гарячих відкладень або залишкових продуктів зго-

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ряння з високою температурою. Питома потужність при цьому падає, але питома витрата теплоти збільшується.

Основна складність у відпрацюванні газодизельного процесу - це поєднання суперечливих вимог: з одного боку слід обмежувати ступінь стиснення для уникнення детонації, з іншого - ступінь стиску повинна бути достатньою для створення полум'я запального палива. Розв'язання цієї суперечності ускладнюється для двигунів з наддувом, у яких при максимальній потужності, тобто при повному наддуві створюються найбільш сприятливі умови для виникнення детонації, і в той же час на низьких навантаженнях, коли надув незначний, суттєво ускладнюються умови займання [10].

Крім того, газодизельний процес ускладнює регулювання навантаження. Часто якісне регулювання, що має місце в дизелях без турбонаддува, обмежено при газодизельному процесі межами ефективного збіднення, які, хоча і зменшені у газодизеля у бік бідних сумішей в порівнянні з двигунами з іскровим запалюванням, все ж таки не дозволяють знижувати потужність нижче 25-30% від номінальної. При більш низьких навантаженнях робота двигуна за газодизельним процесом виявляється неможливою і подальша зміна потужності здійснюється зміною подачі дизельного палива.

За способом утворення робочої суміші розрізняють двигуни, що мають зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Зовнішнє сумішоутворення отримало широке поширення на автомобільних і стаціонарних безнаддувних двигунах внаслідок простоти пристроїв для сумішоутворення. Змішувач в таких випадках як правило виконують у формі сопла Вентурі, вбудованого в повітряний тракт. Газ надходить до змішувачів під тиском, можливо близьким до атмосферного з тим, щоб запобігти витоку газу в зовнішнє середовище і проникнення повітря в газопровід. Проте гарна здатність газового палива до сумішоутворення визначила широке застосування внутрішнього сумішоутворення, особливо в великорозмірних двигунах та двигунах з наддувом. При такій системі газ і повітря подаються в циліндри двигуна роздільно. Змішання ж відбувається всередині кожного циліндра [11].

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Найбільш раціонально застосування внутрішнього сумішоутворення при двотактному циклі, тому що це дозволяє уникнути, втрат газу при продувці. Але і у чотиритактних двигунах з наддувом і значним перекриттям клапанів така схема часто є найбільш доцільною. У даному випадку газ подається на початку стиснення після закінчення дозарядки (тобто закриття випускних клапанів). При цьому не потрібно великих рівнів тиску газу. Цей тиск звичайно не перевищує тиск мережі клапанів.

Висновок

Таким чином, в результаті зробленого аналізу використання газоподібного палива визначені основні властивості застосовуваних газів і особливості конструкції газових двигунів. Також було з'ясовано, що єдиним економічно виправданим паливом в даний час є природний газ, який можна застосовувати без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу - промислової підготовки.

Визначено, що для двигуна Д-245 найефективнішою буде примусове запалення.

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Здобувач		Химорода І.І.			Розробка паливної системи двигуна		Літ.	Аркуш	Аркушів
								34	28
Керівник		Тимошевський Б.Г.					НУК імені адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА

3.1 Розробка паливної системи двигуна Д-245 з використанням компримованого природного газу

Проаналізувавши особливості газу в якості палива, а також враховуючи конструктивні особливості газових двигунів та специфіку робочого процесу для двигуна Д-245 була розроблена газова паливна система, яка дозволяє використовувати в якості палива компримований природний газ (КПГ) після конвертації дизельного двигуна.

Технічні дані системи

Технічні показники автомобілів, що працюють як на газовому, так і на дизельному паливі, майже збігаються, відрізняючись не більше ніж на 15%.

Маса АГТС (без балонів) - не більше 20 кг.

Обсяг КПГ при заправці - 300/80 (шість балонів по 50 л), л/м³.

Контрольна витрата палива - 20 м³ / 100 км.

Паливо, що використовується для роботи – компримований природний газ (ГОСТ 27577-87).

Тиск газу на виході з редуктора високого тиску - 0,55-0,6 МПа.

Тиск газу в першому ступені редуктора підігрівача 0,052-0,055 МПа.

Інтервал температур при експлуатації - від - 40 до +45 ° С.

Напруга живлення - 12 В.

Розглянемо устрій і принцип роботи обладнання цієї системи, принципова схема якої представлена на рис. 3.1, схема системи запалювання на рис. 3.3, а електрична схема - на рис. 3.4.

Система забезпечує дозовану подачу газу в двигун у всіх режимах роботи.

Стиснений природний газ зберігається на автомобілі в балонах (8) (див. рис. 3.1) високого тиску. Металевий корпус балона покритий армируючим шаром зі склопластику, що підвищує його міцність і знижує масу за рахунок зме-

					<i>KPM.142.6222м.08.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

ншення товщини стінок. На внутрішню поверхню балона нанесено покриття для захисту від корозії. У кожен балон ввернуть вентиль (7).

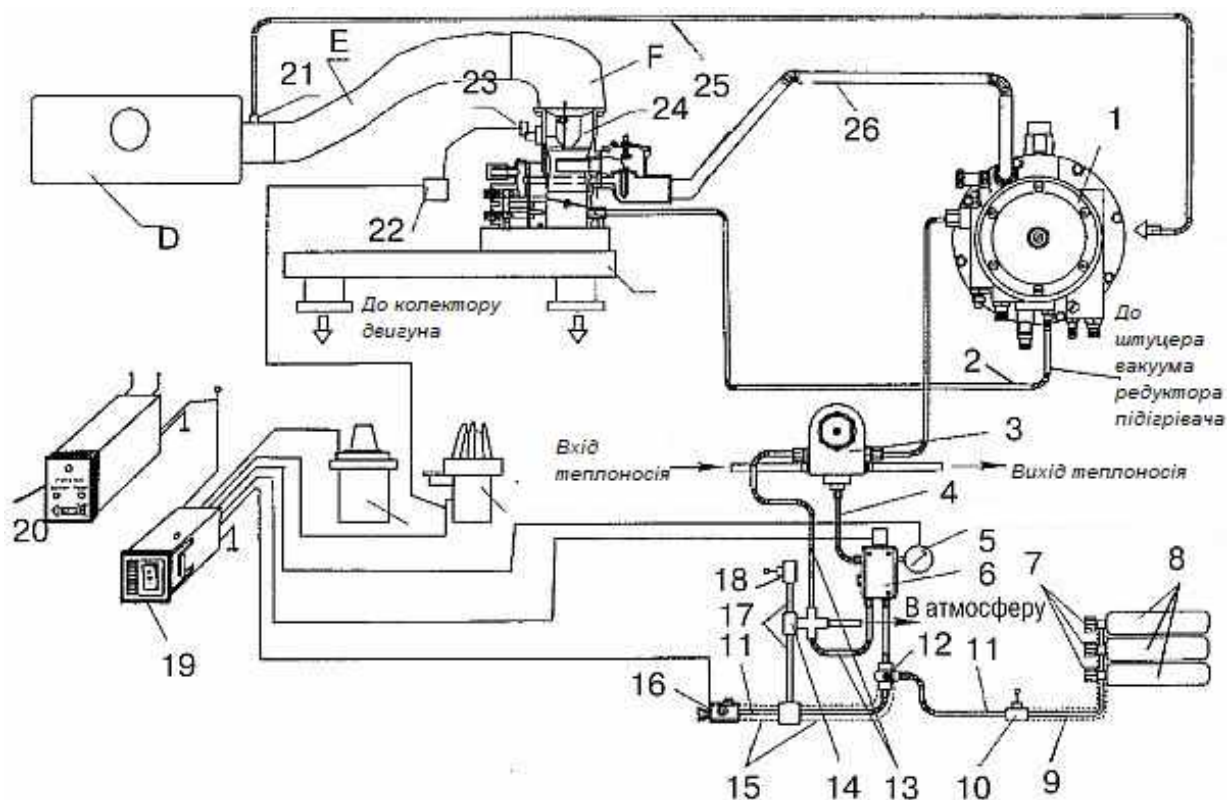


Рисунок 3.1 – Принципова схема роботи газової паливної системи:

1 – редуктор випарник низького тиску; 2 – вакуумний шланг; 3 – редуктор високого тиску; 4, 11 – трубопроводи високого тиску; 5 – датчик високого тиску з манометром; 6 – газовий електромагнітний клапан високого тиску; 7 – балонні вентиля; 8 – газові балони; 9, 15 – гофровані шланги; 10, 18 – датчики витіку газу (Б – багажник, К – капот); 12 – магістральний вентиль; 13, 17 – дренажні шланги; 14 – штуцер з п'ятьма виходами; 16 – заправний пристрій; 19 – перемикач виду палива з показчиком тиску газу; 20 – сигналізатор витіку газу (клема Б і відповідна сигнальна лампа – витік в багажнику, клема К і відповідна сигнальна лампа – витік під капотом); 21 – штуцер вакуумного каналу; 22 – електронний блок обмежувача частоти обертання; 23 – електромагнітний клапан обмеження частоти обертання; 24 – змішувач газу з дросельної заслінкою; 25 – вакуумний шланг; 26 – шланг низького тиску; А – впускний трубопровід; D – повітряний фільтр; Е – патрубок подачі повітря; F – підвідний куточок; В – котушка запалювання; С – датчик розподільник запалювання.

Вентилі балонів з'єднані трубопроводом високого тиску (11). Відрізок трубопроводу, що проходить під рамою автомобіля, з'єднує всі вентилі балонів з магістральним вентилем (12). Аналогічними трубопроводами балони з'єднані з газовим електромагнітним клапаном високого тиску (6), редуктором високого тиску (3) і редуктором випарником (1) низького тиску. Газовий електромагнітний клапан, редуктор високого тиску і редуктор випарник низького тиску розміщені у відсіку двигуна. Вентиль подачі газу (12) і заправний пристрій (16) розташовані з лівого боку автомобіля за кабіною водія.

Трубопровід високого тиску між балонами і магістральним клапаном укладений в гофрований шланг (9), в якому встановлений датчик (10) витоку газу з балонів. У гофрованому шлангу (15), всередині якого проходить трубопровід, що з'єднує заправний пристрій з магістральним вентилем, поміщений перехідник для підключення датчика (18) витоку газу в підкапотному просторі.

Газовий електромагнітний клапан (6) з'єднаний з редуктором високого тиску (3) трубопроводом високого тиску (4). Редуктор високого тиску приєднаний до редуктора випарника низького тиску (1) трубопроводом високого тиску. Рукав (26) низького тиску пов'язує редуктор випарник зі змішувачем газу (24).

Для установки змішувача газу необхідно виготовити новий впускний трубопровід. Його виготовляють із сталеві прямокутної труби. Він має два фланця для кріплення до впускного трубопроводу головки блоку циліндрів, а також фланець для монтажу змішувача газу.

Датчики витоку газу (10) і (18) підключені до блоку індикації витоку (20), встановленому на панелі приладів кабіни. У разі витоку газу, залежно від місця витоку, на лицьовій панелі індикатора загоряються червоні миготливі світлодіоди під написами «Балон» або «Капот», і лунає переривчастий звуковий сигнал, що сповіщає водія про витік газу.

Манометр датчик (5), розрахований на тиск газу 25 МПа, з'єднаний з індикаторним показчиком тиску газу, змонтованим в перемикачі виду палива (19), який встановлений в кабіні на панелі приладів.

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У корпусі заправного пристрою (16) встановлений датчик блокування пуску двигуна, який з'єднаний з комутатором перемикача виду палива. При вийняттю заглушці заправного пристрою пуск двигуна неможливий.

Газовий електромагнітний клапан (6) за допомогою штуцера (14) з п'ятьма виходами з'єднаний з датчиком витоку газу (18) через дренажні шланги (17) і (13). У разі витоку з під основних ущільнень газового клапана газ по дренажному шлангу виводиться за межі відсіку двигуна.

По шлангу (2) до редуктора випарника (1) з дросельного простору передається керуюче розрідження.

При розробці системи для автомобіля «Бичок» вжито всіх заходів, що забезпечують герметичність системи на весь термін експлуатації. У газовій магістралі застосовані трубопроводи, виготовлені з нержавіючої сталі, з заводської розвальцьовуванням кінців. Гайки і ніпелі «авіаційній» конструкції витримують багатократний демонтаж і складання.

Якщо пошкоджена діафрагма першого ступеня редуктора випарника, газ не потрапить у відсік двигуна. Надходження газу в систему охолодження двигуна також виключено. Якщо виникає витік газу в якому або з'єднанні, газ не потрапляє в підкапотний простір, а відводиться назовні по дренажним шлангах (13) і (17). Коли витік відбувається в магістральному вентилі (12), електромагнітному клапані (6) або редукторі високого тиску (3), газ проходить через датчик витоку (18), і на блоці індикації витоку (20) загоряється світлодіод під написом «Капот». В разі витоку в з'єднаннях балонних вентилів (7) і в трубопроводі високого тиску (11) газ пройде через датчик (10) і загориться світлодіод під написом «Балон». В обох випадках прозвучить переривистий застережливий звуковий сигнал.

У дизельної системі живлення задіяні наступні штатні елементи: повітряний фільтр (D), випускний трубопровід (E), підвідний кутовий патрубок (F). Додатково встановлюються: котушка запалювання (B), датчик розподільник запалювання (C), а також електронний блок, обмежувача частоти обертання

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(22), електромагнітний клапан обмеження частоти обертання (23), штуцер вакууму (21) і вакуумний шланг (25).

При роботі газобалонної установки газ з балонів (8) через вентиль (7) по трубопроводу (11) і магістральному вентиля (12) надходить в газовий електромагнітний клапан (6) з фільтром. Тут газ очищується від механічних домішок і надходить в редуктор високого тиску (3), прогрітий теплоносієм системи охолодження двигуна. У редукторі (3) тиск газу знижується до величини, необхідної для нормальної роботи редуктора випарника (1). Далі установка працює за тією ж схемою, що і системи для зрідженого нафтового газу.

Змішувач газу складається з двох змішувальних камер, що працюють паралельно [11]. У кожній з них (рис. 3.2) встановлено дифузор 5, в горловину якого виведена газова форсунка 4, поєднана через газопідводящий патрубок 1 і зворотний клапан 2 з газовим редуктором.

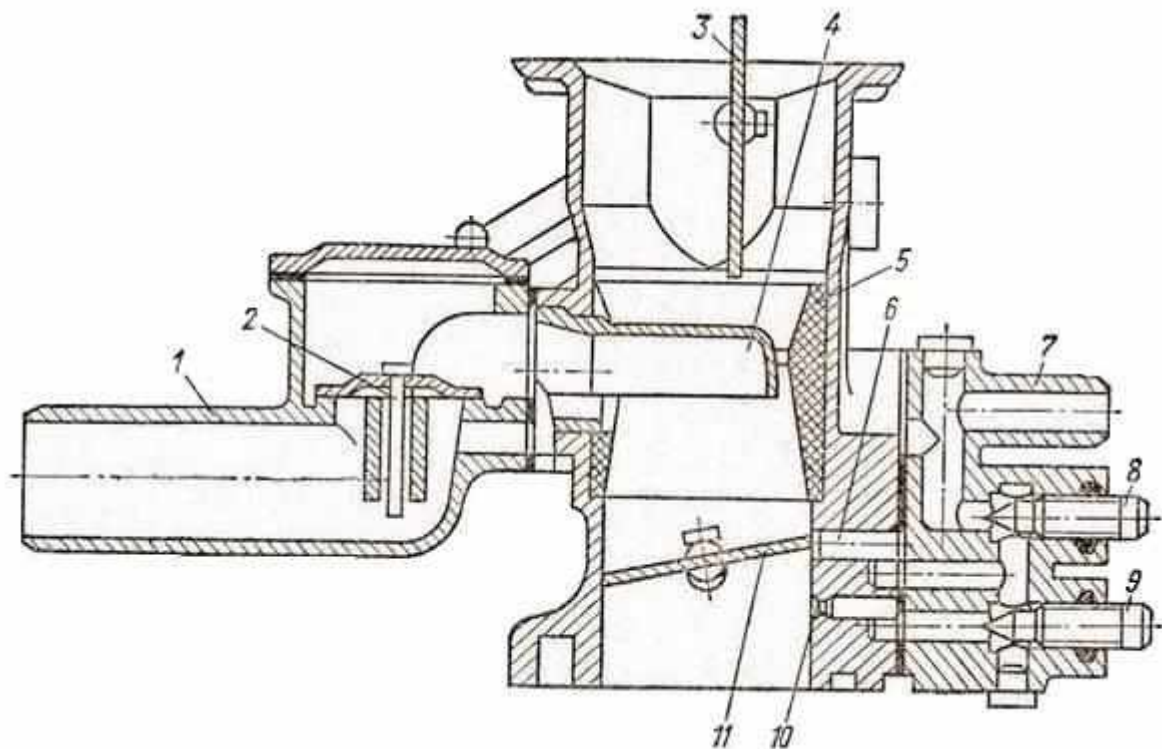


Рисунок 3.2 – Змішувач газу:

1 – газопідводящий патрубок; 2 – зворотний клапан; 3 – повітряна заслінка; 4 – газова форсунка; 5 – дифузор; 6,10 – вихідні отвори; 7 – газопідводящий патрубок холостого ходу; 8,9 – регулювальні гвинти; 11 – дросельна заслінка

У нижній частині змішувача змонтована дросельна заслінка 11, управління якою здійснюється водієм з кабіни автомобіля через систему тяг, з'єднаних з педаллю газу, а у верхній частині - повітряна заслінка 3, управління якою проводиться кнопкою, встановленої на панелі кабіни автомобіля. Для роботи двигуна з малою частотою обертання колінчастого валу на холостому ходу передбачені газопідводящий патрубок 7, з'єднаний шлангом з редуктором, і два вихідних отвори 6 і 10, перерізи яких можна змінювати за допомогою регулювальних гвинтів 8 і 9. Змішувач кріпиться до впускного трубопроводу двигуна через спеціальну проставку, до якої прикріплений карбюратор.

Працює змішувач так [12]. При відкритих расходном і магістральному вентиліях газ надходить в редуктор і по патрубку 1 через зворотний клапан 2 - в форсунку 4 і в змішувальну камеру. Сюди ж спрямовується повітря, що проходить через відкриту повітряну заслінку. У камері змішувача газ змішується з повітрям у співвідношенні 1: 1 і утворює газоповітряну горючу суміш, яка через відкриту дросельну заслінку надходить у циліндри, забезпечуючи роботу двигуна. Зі збільшенням відкриття дросельної заслінки збільшується і кількість газоповітряної суміші, що надходить в циліндри двигуна, зростає частота обертання колінчастого валу і потужність двигуна. При закритій дросельної заслінки розрідження по каналу 10 і штуцера 7 передається в редуктор і під дросельну заслінку повз газоподводящего патрубка 1 і форсунки 4. Сюди ж підмішується повітря, що проходить через щілину між дросельною заслінкою і отвором 6, утворюється газоповітряна горюча суміш, яка надходить в циліндри, забезпечуючи роботу двигуна з малою частотою обертання колінчастого валу на холостому ходу. Зі збільшенням відкриття дросельної заслінки розрідження передається на канал 6 і з нього також надходить газ, що забезпечує плавний перехід роботи двигуна з малих навантажень на середні. Повітряну заслінку 3 прикривають тільки під час пуску холодного двигуна і то на найкоротший час, так як газоповітряна суміш швидко перезбагачувати, тому що газ змішується з повітрям в пропорції 1: 1. У всі решту часу роботи двигуна вона повинна залишатися у відкритому положенні.

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

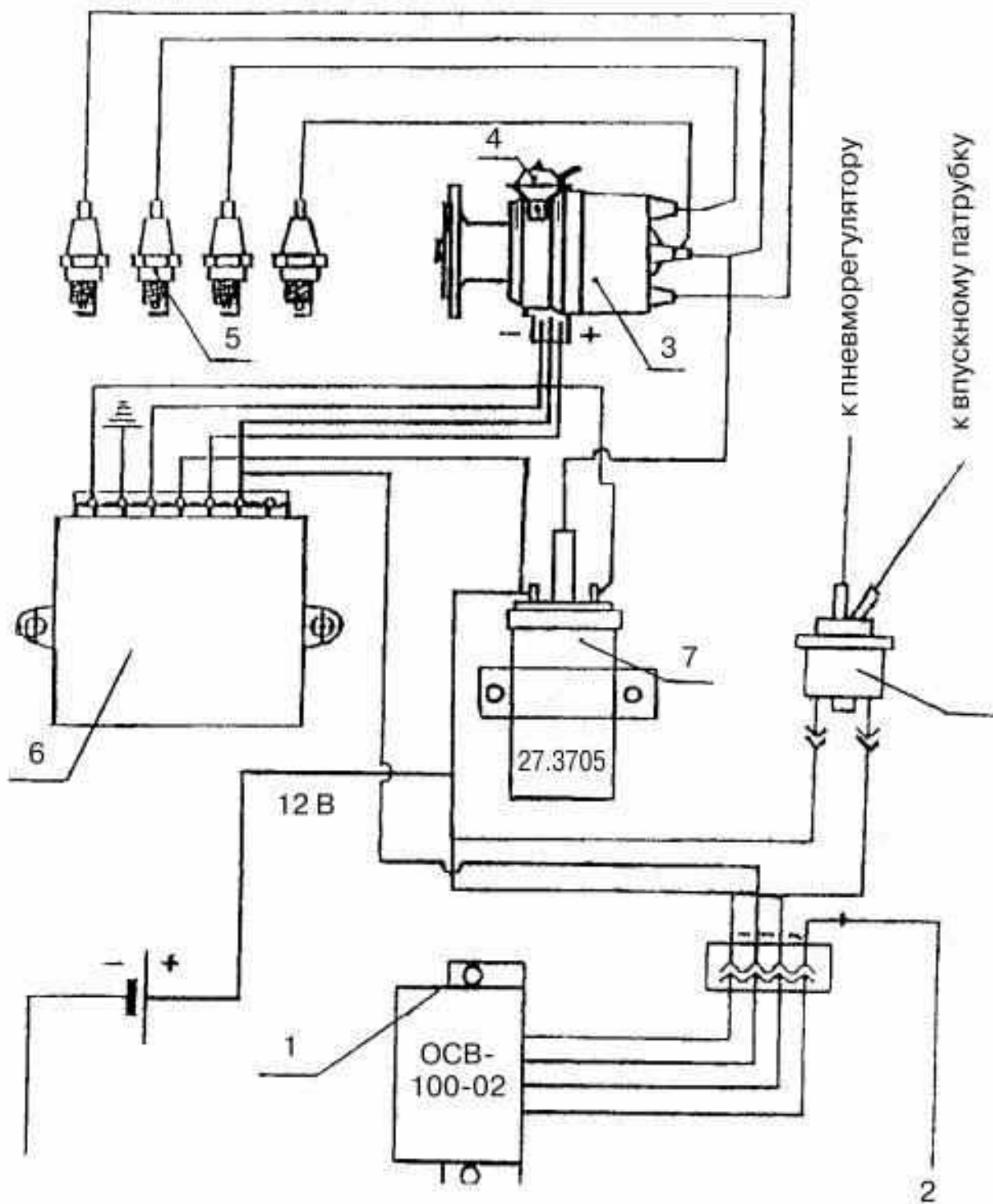


Рисунок 3.3 – Схема системи запалювання:

- 1 – електронний блок системи обмеження частоти обертання; 2 – клапан;
 3 – датчик розподільник; 4 – вакуумний регулятор; 5 – свічки запалювання;
 6 – одноканальний комутатор; 7 – котушка запалювання

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.03.ПЗ

Аркуш

41

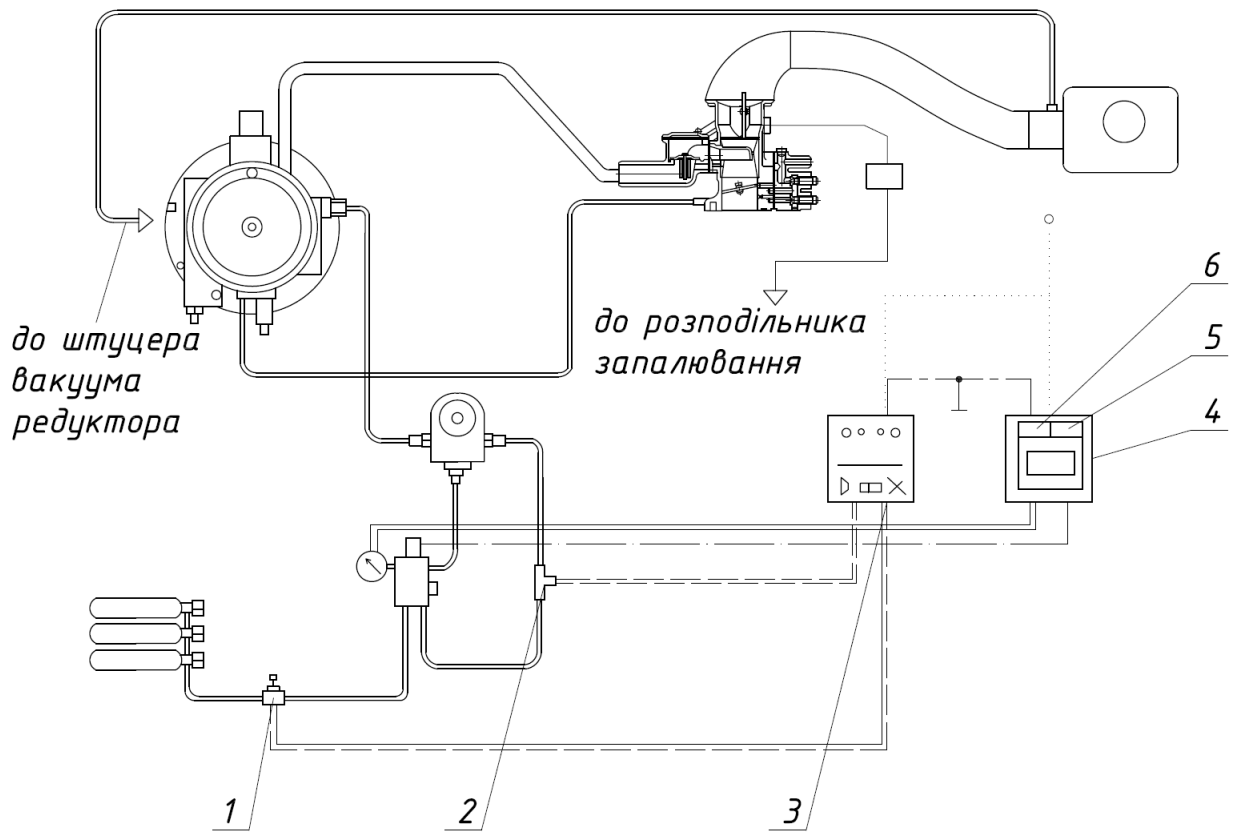


Рисунок 3.4 – Електрична схема газової паливної системи:

1 – датчик витіку газу «Балон»; 2 – датчик витіку газу «Капот»; 3 – система управління газом; 4 – показчик тиску газом; 5 – індикатор тиску в балоні; 6 – індикатор аварійного тиску в балоні

Доопрацювання деталей і вузлів двигуна

Отвори під розпилювач в голівці циліндрів допрацьовуються з метою встановлення іскрових свічок запалювання. У допрацьовані канали загортаються свічки запалювання з різьбленням M12x1,25, довжиною різьбової частини 19 мм і розміром шестикутника під ключ 16 мм.

Допрацьовується камера згорання (поршень) з метою збільшення її обсягу для зниження ступеня стиснення. Обсяг камери вибраний з умови отримання заданої ступеня стиснення. З урахуванням обсягу в надпоршневому просторі, утвореному прокладкою головки циліндрів, обсягів у виточках під клапани і кишені свічки в голівці, ступінь стиснення в двигуні становить 12.

Безконтактно транзисторна система запалювання, схема якої наведена на рис. 3.3, застосовується на двигуні, переобладнаному під газове паливо в комплектації з наступними елементами. Електронний блок обмеження частоти обертання (1); електромагнітний клапан (2); доопрацьований датчик розподільник (3) (40.3706) з вакуумним регулятором (4); іскрові свічки запалювання (5) (BOSCH Y6DC); одноканальний комутатор (6) (76.3734); одновиводна маслонаповнена котушка запалювання (7) (27.3705); джгут низьковольтних проводів з клемними колодками для з'єднання датчика розподільника, комутатора і котушки запалювання; джгут з п'яти проводів високої напруги (центральный провід і чотири драти на свічки запалювання).

Загальний вигляд розташування обладнання на автомобілі показаний на рис. 3.5.

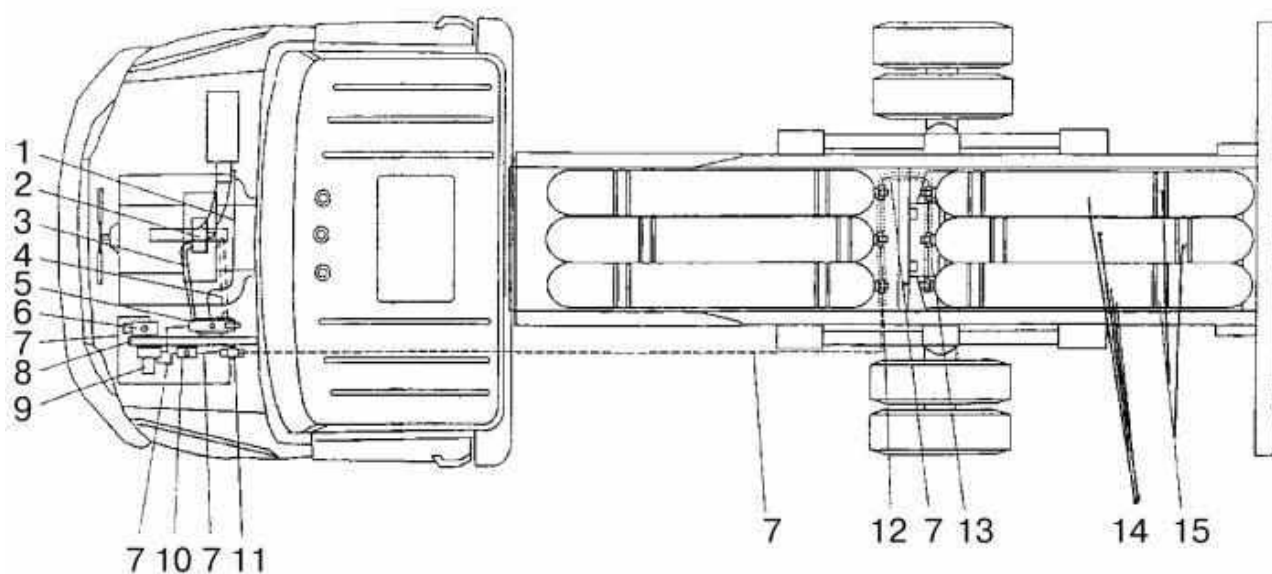


Рисунок 3.5 – Схема монтажу газової паливної системи на автомобіль «Бичок»: 1, 3, 4, 13 – рукава; 2 – змішувач газу з дросельної заслінкою; 5 – редуктор підігрівач; 6 – вентиль магістральний; 7 – трубопроводи; 8 – кронштейн кріплення агрегатів в моторному відсіку; 9 – редуктор високого тиску; 10 – клапан електромагнітний газовий високого тиску; 11 – заправний пристрій; 12 – вентилі балонів; 14 – балони; 15 – хомути

3.2 Розрахунок параметрів двигуна Д-245 при роботі на дизельному паливі

Методика розрахунку робочого циклу двигуна за допомогою програмного комплексу «ДИЗЕЛЬ-РК»

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК призначений для математичного моделювання та комп'ютерної оптимізації робочих процесів двох - і чотиритактних ДВЗ.

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє:

- проводити математичне моделювання робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння, як дизельних, так і бензинових і газових з іскровим запалюванням і форкамерою, використовуючи при цьому різні моделі згоряння - від найпростішої моделі І. І. Вібе, до сучасних, побудованих на розрахунок тривимірного руху паливних струменів в завихреному заряді камери згоряння дизеля;

- здійснювати розрахунок різних режимів роботи, включаючи швидкісну, навантажувальну, висотну та інші характеристики двох - і чотиритактних ДВЗ, з різними схемами підключення колекторів, перетворювачів імпульсів, турбін, компресорів і охолоджувачів надувочного повітря; облік агрегатів наддуву здійснюється різними способами, включаючи узгодження їх характеристик (можливий оптимальний підбір проточних частин турбін та компресорів до поршневого ДВЗ);

- розраховувати поля універсальних характеристик турбін та компресорів за розмірами їх проточних частин (під час довиборів системи спеціальними програмами газодинамічного розрахунку турбін та компресорів, що не входять у комплект базової поставки);

- прогнозувати потужності, економічні та екологічні показники двигуна при проведенні різних конструктивних заходів, пов'язаних з модернізацією паливної апаратури, форми камери згоряння, організацією закрутки заряду, вибором фаз газорозподілу і системи наддуву;

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– вирішувати багатофакторні завдання оптимізації робочого процесу, використовуючи для цього як метод сканування (для двовимірних задач), так і методи нелінійного програмування (для n-мірних завдань), бібліотека програми містить 14 методів оптимального пошуку;

– дослідити робочий процес КДВЗ з не кривошипно-шатунним механізмом (закон руху поршня може бути довільним).

Завдяки оригінальному алгоритму визначення параметрів газу в циліндрі та колекторі, з системи різницевих рівнянь збереження маси і енергії, а також рівняння стану, математична модель ДВС, закладена в програмний комплекс, перевершує за швидкістю дії кращі аналоги в 5 разів. Використання сучасних моделей тепловиділення, газообміну і теплообміну в поєднанні з високою швидкістю дії дозволяє ставити і вирішувати різноманітні дослідні та оптимізаційні завдання, пов'язані з доведенням або форсуванням двох - і чотиритактних ДВЗ різності розмірності і швидкохідності.

Комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє розраховувати тепловиділення, емісію диму і NO_x з урахуванням особливостей конструкції паливної апаратури, властивостей палива, дрібності розпилювання, форми характеристики впорскування, спрямованості і динаміки паливних струменів, взаємодії струменів з повітряним вихором і зі стінками КЗ. Причому враховуються умови розвитку пристінкових паливних потоків від кожного струменя в умовах конкретної камери згоряння.

Комплекс ДИЗЕЛЬ-РК має спеціальну програму візуалізації процесу сумішоутворення, яка дає можливість крок за кроком по ходу часу простежити отримане розрахунком рух паливних струменів і пристінкових потоків в камері згоряння з реєстрацією кількості палива, що потрапило на кришку циліндра, на дзеркало, на поршень, а також залишився в ущільненому ядрі струменя і в розрідженій оболонці. Використання цієї програми дозволяє оптимізувати орієнтацію паливних струменів в камері згоряння.

При розрахунку газообміну протікання газу в каналах розглядається як не-стаціонарне, моделюється взаємний вплив циліндрів один на одного з ураху-

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ванням конструкції перетворювача імпульсів. Враховується залежність властивостей газів від складу і температури.

Програмний комплекс має зручний користувальницький інтерфейс, виконаний відповідно до вимог загальноприйнятого міжнародного стандарту на користувальницький інтерфейс. Розвинені сервісні можливості оболонки програмного комплексу полегшують завдання вхідних даних в режимі діалогу, здійснюють їх автоматичний контроль, дозволяють відображати результати розрахунків не тільки в табличній формі, але і у вигляді плоских та об'ємних графіків, а також ізоліній.

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК доступний широкому колу користувачів. Він дозволяє автономно працювати віддаленим користувачам, використовуючи комунікаційні можливості ІНТЕРНЕТУ. Для передачі даних використовується електронна пошта.

Обмеження, що накладаються на область застосування програми, обумовлені використанням алгоритмів для розрахунку процесів газообміну.

При розрахунку процесу газообміну використовується підхід з розглядом одного «середньостатистичного» циліндра, тому програма не дозволяє моделювати і досліджувати нерівномірність наповнення й очищення циліндрів в залежності від їх розташування по довжині колекторів. Нестационарна течія газу моделюється тільки в каналах, з'єднуючих циліндри з колекторами, в самих же колекторах протягом розглядається як квазістационарне, тому програма не дозволяє моделювати динамічні ефекти, підбирати довжини трубопроводів для налаштування впуску і випуску.

Програма ДИЗЕЛЬ-РК належить до класу "термодинамічних" програм: циліндри і колектори двигуна розглядаються як відкриті термодинамічні системи (ЗТД), що обмінюються між собою масою та енергією. Перебіг газу в каналах, що з'єднують ЗТД розглядається як нестационарне.

Параметри газу в циліндрах і колекторах двигуна визначаються шляхом покрокового рішення системи різницевих рівнянь збереження енергії, маси, а

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

також рівняння стану, записаних для відкритих термодинамічних систем. Враховується залежність властивостей робочого тіла від складу і температури.

Сумішоутворення і згоряння в дизелях розраховуються за методом професора Разлейцева Н.Ф. Метод, надалі доопрацьований Кулешовим А.С., враховує особливості характеристики впорскування і дрібність розпилування, динаміку розвитку паливних струменів, взаємодія струменів з повітряним вихором і стінками, а також орієнтацію струменів в камері згоряння. Причому враховуються умови розвитку кожної паливної струменя і освічених струменями пристінкових потоків, а також їх взаємодію між собою. Розроблений Разлейцевим метод дозволяє розраховувати емісію сажі і твердих частинок в залежності від умов сумішоутворення і згоряння. Можливості програми дозволяють оптимальним чином підібрати конфігурацію камери згоряння, орієнтацію паливних струменів, діаметри і кількість соплових отворів, інтенсивність закрутки заряду, характеристику приску. Для рішення задач оптимізації ДИЗЕЛЬ-РК має вбудовані процедури багато параметричної оптимізації, що включає 14 методів нелінійного пошуку екстремуму, а також процедури одномірного та двомірного пошуку - "сканування". Додаток, у якого є можливість проводити автоматизовану оптимізацію значно збільшує ефективність чисельного дослідження і відкриває ефективні шляхи поліпшення двигунів.

Коли проблема дослідження з'єднується із завданням пошуку оптимальної комбінації декількох параметрів двигуна, таких як ступінь стиснення, випередження уприскування, діаметр, число і напрямки отворів у форсунки, форма камери згоряння, фази газорозподілу, параметри наддуву і т.п., то це часто дуже складна проблема, тому що є багато незалежних параметрів і спланувати експеримент важко. Дуже ефективний засіб для вирішення цієї проблеми багатопараметричної оптимізації, коли пошук оптимальної комбінації параметрів цілком покладається на формальні процедури нелінійного програмування, а в завдання дослідника входить тільки формулювання мети та обмежень, а також аналіз результатів пошуку. Процедура оптимізації з одного боку використовує математичну модель двигуна спільно з незалежними змінними (параметрами,

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

що оптимізуються) з функцією цілі, і з обмеженнями з іншого боку. Завдяки високій швидкості рахунку ядра ДИЗЕЛЬ-РК, можливе проведення досліджень пов'язаних з оптимізацією без великих витрат.

Облік агрегатів наддуву здійснюється трьома різними способами:

- параметри турбін та компресорів задаються в явному вигляді;
- тиск наддування й тиск перед турбіною розраховуються виходячи з відомих значень перепадів тиску і ККД;
- параметри турбін та компресорів обчислюються методом узгодження їх характеристик з поршнеvim двигуном.

Методика спільного розрахунку поршневого ДВЗ і агрегатів наддуву на різних режимах дозволяє прогнозувати швидкісні, навантажувальні, висотні та інші характеристики комбінованих двигунів. Можливий підбір агрегатів наддуву для забезпечення необхідних характеристик КДВЗ.

У програмі ДИЗЕЛЬ-РК розрахунок процесу згоряння в ДВЗ з передкамерою проводиться за іншою схемою, ніж розрахунок згоряння в звичайному іскровому ДВЗ. У зв'язку з тим, що згоряння в циліндрі передкамерного ДВЗ ініціюється струменем палаючого газу, що виривається з каналу передкамери, заряд в циліндрі інтенсивно переміщується. Це дозволяє використовувати одноступінчастої модель циліндра і передкамери, розглядаючи циліндр і передкамеру як дві термодинамічні системи обмінюються масою та енергією. Для кожної з цих відкритих термодинамічних систем вирішуються рівняння балансу маси і енергії, а також рівняння стану та концентрації. Розрахунок параметрів газу (тиску, температури, концентрації) в форкамери проводиться протягом усього робочого циклу з урахуванням перетікань з з'єднувального каналу в процесі газообміну, стиснення та розширення. Враховується теплообмін перетікає газу зі стінками каналу.

У програмі ДИЗЕЛЬ-РК розрахунок процесу згоряння в ДВЗ з передкамерою проводиться за іншою схемою, ніж розрахунок згоряння в звичайному іскровому ДВЗ. У зв'язку з тим, що згоряння в циліндрі передкамерного ДВЗ ініціюється струменем палаючого газу, що виривається з каналу передкамери, за-

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ряд в циліндрі інтенсивно перемішується. Це дозволяє використовувати однозонної модель циліндра і передкамери, розглядаючи циліндр і передкамеру як дві термодинамічні системи обмінюються масою та енергією. Для кожної з цих відкритих термодинамічних систем вирішуються рівняння балансу маси і енергії, а також рівняння стану та концентрації. Розрахунок параметрів газу (тиску, температури, концентрації) в форкамери проводиться протягом усього робочого циклу з урахуванням перетікань з з'єднувальному каналу в процесі газообміну, стиснення та розширення. Враховується теплообмін перетікає газу зі стінками каналу.

Параметри газу в форкамери розраховуються за однозонної моделі з використанням функції тепловиділення І. І. Вібе. Параметри формули Вібе m_v і Fi_z :

- тривалість згоряння в форкамери Fi_z ;
- показник згоряння в форкамери m_v ;

можуть бути задані як в явному вигляді для даного режиму роботи двигуна, так і для номінального режиму роботи.

Швидкість газу (а також витрата), спрямована в передкамеру має позитивне значення. Флуктуації швидкості газу з'являються при розрахунку робочого процесу (рис. 3.3.) Мають місце завдяки, або занадто малому обсягу передкамери, або занадто великому діаметру каналу, що з'єднує передкамеру і циліндр.

Програма ДИЗЕЛЬ-РК містить дві моделі утворення оксидів азоту.

Перша – 18 компонентна модель проф. В. А. Звонова. В основі методики розрахунку лежить наступне:

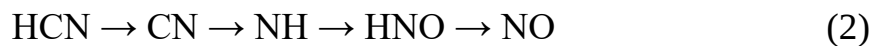
- утворення оксидів азоту в зоні продуктів згоряння відбувається по ланцюговому механізму, основні реакції якого описуються схемою Зельдовича;
- для визначення температур заряду використовується зонна модель;
- на кожному кроці здійснюється розрахунок рівноважного складу в зоні продуктів згорання для 18 компонентів;
- розрахунок утворення оксидів азоту проводиться за кінетичного рівняння.

Друга - детальний кінетичний механізм. Відомий як "швидкі" NO, має великий ефект при низьких температурах згоряння (при багаторазовому впорскуванні, в дизелях з гомогенним згорянням (HCCI), при подачі диметилефіру в дизелях і т.і.).

Реакція утворення "швидких" NO складається з:



потім HCN переходить в NO_x з деякою затримкою, за наступною схемою:



Поточна концентрація радикалів CH (1) розраховується з використанням "детального кінетичного механізму" процесу згоряння.

Детальний кінетичний механізм складається з двох частин:

- кінетика руйнування першій молекул палива, що включає 40 реакцій, що складаються з 10 речовин;
- детальний кінетичний механізм окислення метану та утворення NO, що складається з 199 реакцій і 33 речовин.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу

Більшість вхідних даних, необхідних для моделювання робочого циклу беремо з опису двигуна. Ті данні, які не наведені в описі приймаємо згідно з рекомендаціями для цього типу машин.

Циліндро-поршнева група

Описуються основні характеристики і деталі двигуна: механізм перетворення поступального руху поршня на обертальний рух вала, діаметр циліндра і хід поршня, ступінь стиснення і номінальна частота обертання, тип системи охолодження; дані, необхідні для розрахунку втрат на тертя і т.і.

Діаметр циліндра D. Приймається $D = 110$ мм.

Хід поршня S. Приймається $S = 125$ мм.

Ступінь стиснення ξ . Приймається $\xi = 14$.

Число циліндрів i. Приймається $i = 4$.

Номінальна частота обертання вала n. Приймаються $n = 2400$ хв⁻¹.

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна λ . Приймаються

					KPM.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\lambda = 0,2.$$

Обчислення середньої температури поршня

Обчислення відбувається залежно від співвідношення властивостей матеріалів поршня і кришки циліндра. Коефіцієнт пропорційності в цьому випадку задається програмою на основі закладеного в програму експериментального матеріалу.

Матеріал поршня. Приймається *алюміній*.

Визначення температури головки (кришки) циліндра шляхом вирішення задачі теплопровідності багатосшарової стінки.

Матеріал кришки циліндра. Приймається *сталь*.

Середня товщина стінки вогневої поверхні δ . Приймаються $\delta = 7,7$.

Емпіричні коефіцієнти A, B . Механічні втрати в двигуні внутрішнього згоряння розраховуються як середній тиск тертя P_{fr} , яке залежить від швидкісного режиму і навантаження:

$$P_{fr} = A \cdot C_m + B \cdot p;$$

де: A, B - емпіричні коефіцієнти;

C_m - середня швидкість поршня, [м/с];

p - середній тиск у циліндрі, [бар]. Рекомендовані значення:

- чотирьохтактні двигуни: $A = 0,01 \dots 0,09$; $B = 0,01 \dots 0,09$;

Приймаються $A = 0,08$, $B = 0,073$.

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінок робочого об'єму розраховуються за формулою Г. Вошні.

$$\alpha_w = 110 \frac{P^{0.8} W^{0.8}}{T^{0.53} D^{0.2}};$$

де P, T - тиск (МПа) і температура (К) газу в циліндрі;

D - діаметр циліндра;

Коефіцієнт у формулі тепловіддачі (порядковий множник) вибирається в таких межах:

115 - 135 для швидкохідних дизелів,

105 - 110 для середньооборотних дизелів,

					KPM.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

85 - 105 для малооборотних дизелів,
140 - 200 для бензинових ДВС без наддуву,
120 - 160 для газових і бензинових ДВС з наддувом

Приймаються 160.

Наддув

Здійснюється вибір схеми наддуву і завдання даних для розрахунку агрегатів повітропостачання ДВС: турбін, компресорів, охолоджувачів наддувочного повітря.

Спосіб розрахунку турбіни. Вибираємо розрахунок за інтегральними параметрами на даному режимі. Цей спосіб розрахунку не вимагає спеціальних даних про характеристики турбін.

Спосіб обчислення параметрів газу перед турбіною. Обчислити з умови балансу турбіни і компресора.

Спосіб розрахунку компресора. Вибираємо розрахунок за інтегральними параметрами на даному режимі.

Способом обчислення параметрів повітря після компресора. Обчислити з умови балансу турбіни і компресора.

Тиск наддуву (після охолоджувача) P_k . Приймаються $P_k = 1,5$ бар.

Термічна ефективність ОНП задається константою.

Термічна ефективність ОНП. Приймається 0,75.

Втрати тиску в ОНВ ΔP . Приймаються $\Delta P = 0,05$ бар.

Режими роботи

Розраховується номінальний режим роботи. На цьому режимі:

- частота обертання колінчатого валу $n = 2400$;
- коефіцієнт надлишку повітря при згорянні α . Приймаються $\alpha = 2,0$.
- тиск навколишнього середовища $P_o = 1$ бар;
- температура навколишнього середовища $T_o = 295$ К
- втрати тиску у впускному колекторі 0,02 бар;
- втрати тиску у вихлопній системі 0,04 бар;
- адіабатний ККД компресора $\eta = 0,709$;

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– ККД агрегату наддуву $\eta = 0,488$.

Розрахунок робочого циклу

Протокол розрахунку

2022-11-03 15-00-30 "4L11/12.5"

Режим: #1 : "RPM=2400, Пк=2.00 ";

Назв.: "Коэфф Изб Возд задан"

Паливо: Diesel No. 2

----- показники потужності та ефективні показники -----

2400.0 - n - Частота обертання колінчастого вала, [1 / хв]

80.237 - Ne - Потужність, [кВт]

8.3378 - Pe - Середній ефективний тиск, [бар]

315.30 - Me – Крутний момент, [Нм]

0.06288 - qc - Циклова подача палива, [г]

0.22857 - ge - Питома ефект. витрата палива, [кг / (кВт * год)]

0.370060 - Eta_e - Ефективний КПД

10.630 - Pi - Середній індикаторний тиск, [бар]

0.47248 - Eta_i - Індикаторний КПД

1.8862 - Pтр - Тиск тертя, [бар]

0.81551 - Eta_mех - Механічний ККД

----- параметри навколишнього середовища -----

1.0000 - Po * - Тиск загал. потоку, [бар]

288.00 - Те * - Температура загальмованого потоку, [К]

1.0400 - Po_т - Статичний тиск за турбіною, [бар]

0.98000 - Po_vх * - Тиск загал. потоку за фільтром, [бар]

----- наддуву і газообмін -----

1.6160 - Pк - Тиск перед впускним колектором, [бар]

304.62 - Tk - Температура перед впускним колектором, [К]

0.16308 - Gair - Витрата повітря (+ EGR) через циліндри двиг., [Кг / с]

0.48681 - КПД_тк - ККД агрегату наддуву

1.7377 - Pt * - Середній тиск перед турбіною, [бар]

708.00 - Tt * - Середня температура перед турбіною, [К]

0.16609 - Ggas - Витрата В.Г. через циліндри двиг., [кг / с]

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.2367 - Alfa_sum - Коеф. надлишку повітря сумарний
-0.40595 - P_{нх} - Середній тиск насосних ходів, [бар]
0.95475 - Eta_v - Коефіцієнт наповнення
0.04855 - Gamma_r - Коефіцієнт залишкових газів
0.97276 - Fi - Коефіцієнт продувки
0.82310 - G_забр.% -% закидання В.Г. у впускний колектор
1.3989 - G_утеч.% -% витоків через поршневі кільця
----- впускний колектор -----
1.5979 - Ps - Середній тиск у впуск. колект., [бар]
309.40 - Ts - Сер. температ. у впуск. колект., [K]
316.47 - Tws - Середня температура стінки вп. колл., [K]
147.05- Alfa_ws - Коефф. тепловіддачі під вп. колл., [Вт / (м² * K)]
185.54 - Alfa_wsc - Коефф. теплоотд. в клап.канале, [Вт / (м² * K)]
----- випускний колектор -----
1.7224 - Pr - Середній статичний тиск О.Г., [бар]
706.39 - Tr - Середня статична температура О.Г., [K]
72.965 - Wr - Середня швидкість газу, [м / с]
14.712 - Sh - Число Струхаля: $Sh = a * \tau / L$ (д.б.н. $Sh > 8$)
645.42 - Twr - Середня температура стінки вип. кол., [K]
177.23 - Alfa_wt - Коефф. тепловіддачі в вип. кол., [Вт / (м² * K)]
546.50 - Alfa_wcr - Коефф. тепловід. в клап.каналі, [Вт / (м² * K)]
-----згоряння -----
2.3000 - Alfa - Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні
107.04 - Pz - Максимальний тиск циклу, [бар]
1771.4 - Tz - Максимальна температура циклу, [K]
7.000 - Fi_pz - Кут максимального тиску, [град. за ВМТ.]
16.000 - Fi_tz - Кут максимальн. температури, [град. за ВМТ.]
4.4963 - dP / dFi - Макс. швид. наростання тиску., [бар / град]
20.000 - Teta_op - Випередження уприскування / запалювання, [град.до ВМТ]
10.171 - Fi_задер - Період затримки в циліндрі, [град]
60.200 - Fi_горен - Тривалість згоряння, [град.п.к.в.]
-----внутрішньоциліндрові параметри-----
2.0169 - Pa - Тиск початку стиснення, [бар]
371.39 - Ta - Температура початку стиснення, [K]
62.646 - Pc - Тиск кінця стиснення, [бар]

935.01 - Tс - Температура кінця стиснення, [К]

6.1965 - P_b - Тиск початку випуску, [бар]

964.70 - T_b - Температура початку випуску, [К]

----- параметри теплообміну циліндра -----

1010.40 - T_{ср} - Середня еквівалентна температура циклу, [К]

481.60 - Alfa_w - Ср. коеф. тепловід. від газу до стін, [Вт / м² / К]

526.84 - T_{w_поршн} - Середня. температура вогневого днища поршня, [К]

420.00 - T_{w_втулк} - Середня. температ. вогневої поверхонь. втулки, [К]

478.96 - T_{w_кришк} - Середня. температ. вогневої поверхонь. кришки, [К]

383.04 - T_{w_охл} - Середня. температура з боку охолодження кришки циліндра, [К]

11133 - Alf_{w_охл} - Середня. коеф. тепловіддачі [Вт / (м² * К)] від стінки кришки циліндра до охолодж. середовищі.

2432.1 - q_{кришкі} - Тепловий потік в кришку циліндра, [Дж / с]

2212.9 - q_{поршня} - Тепловий потік в поршень, [Дж / с]

1789.4 - q_{цілінд} - Тепловий потік у втулку циліндра, [Дж / с]

----- параметри, що визначають робочий процес -----

14.000 - Степ.сжат- Ступінь стиснення (для ПДП при обох порушеннях у ВМТ)

66.000 - Нач.вип - Початок випуску, [град. до НМТ] (впуск. вала)

20.000 - Кон.вип - Кінець випуску, [град. за хМТ] (впуск. вала)

20.000 - Нач.впуск- Початок впуску, [град. до хМТ] (впуск. вала)

46.000 - Кон.впуск- Кінець впуску, [град. за НМТ] (впуск. вала)

----- параметри ступені компресора високого тиску-----

10.898 - N_{квд} - Потужність компресора ВД, [кВт]

0.70900 - КПД_{квд} - Адіабатний ККД компресора ВД

0.16308 - G_{квд} - Витрата повітря через компресор ВД, [кг / с]

2.8240 - G_{пр_квд} - Витрата повітря наведений через КВД

0.16359 - G_{сog_квд} - Витрата повітря через КВД скоректує., [Кг / с]

1.7000 - П_{квд} - Ступінь підвищення тиску в компресорі ВД

0.98000 - P_{о_квд} - Повний тиск на вході в КВД, [бар]

288.00 - T_{о_квд} - Температура гальмування на вході в КВД, [К]

1.6660 - P_к * "КВД - Повний тиск за компресором ВД, [бар]

354.50 - T_к * "КВД - Температура гальмування за компресором ВД, [К]

0.75000 - E_{сool_вд} - Термічна ефективність ОНП ВД

288.00 - T_{сool_вд} - Температура охолоджуючого агента в ОНП ВД, [К]

1.6160 - P_к * _квд - Тиск наддуву за КВД, [бар]

					KPM.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

304.62 - $T_k * \text{ _квд}$ - Температура наддувочного повітря за КВТ, [K]

----- параметри турбіни ступені високого тиску ---

10.899 - $N_{\text{твд}}$ - Потужність ТВТ, [кВт]

0.73772 - $KПД_{\text{твд}}$ - Внутрішній ККД турбіни ВТ

0.93300 - $KПД_{\text{м_твд}}$ - Механічний ККД турбіни ВТ

0.16609 - $G_{\text{твд}}$ - Витрата газу через ТВТ, [кг / с]

1.5756 - $\Pi_{\text{твд}}$ - Ступінь зниження тиску в турбіні ВТ

9.3125 - $V_{\text{твд}}$ - Відносна робота ТВТ

1.6687 - $P_t * \text{ _твд}$ - Повне тиск перед турбіною ВТ, [бар]

708.00 - $T_t * \text{ _твд}$ - Температура гальмування на вході в ТВТ, [K]

1.0414 - $P_o_{\text{твд}}$ - Протитиск за турбіною ВТ, [бар]

644.66 - $T_o_{\text{твд}}$ - Температура газу за турбіною ВТ, [K]

3.3. Розрахунок параметрів двигуна Д-245 при роботі на природному газі

Протокол розрахунку

2022-11-03 15-30-30 "4L11/12.5"

Режим: #1 : "RPM=2400, $P_k=2.00$ ";

Назв.: "Коэфф Изб Возд задан"

Паливо: Diesel No. 2

----- показники потужності та ефективні показники -----

2400.0 - n - Частота обертання колінчастого вала, [1 / хв]

80.738 - N_e - Потужність, [кВт]

8.4958 - P_e - Середній ефективний тиск, [бар]

321.27 - M_e - Момент, що крутить, [Нм]

0.06347 - q_c - Циклова подача палива, [г]

18.279 - $G_{Me_кг / ч}$ - Масова витрата живильного газу, [кг / год]

26.470 - $G_{Me_м3 / ч}$ - Об'ємна витрата живильного газу, [м3 / год]

0.22640 - g_e - Питома ефект. витрата палива, [кг / (кВт * год)]

0.35336 - η_a - Ефективний ККД

10.330 - P_i - Середній індикаторний тиск, [бар]

0.42963 - η_i - Індикаторний ККД

					KPM.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.4104 - Ртр - Тиск тертя, [бар]

0.82247 - Eta_mех - Механічний ККД

----- параметри навколишнього середовища -----

1.0000 - Po * - Тиск загал. потоку, [бар]

295.00 - Те * - Температура загальмованого потоку, [K]

1.0400 - Po_t - Статичний тиск за турбіною, [бар]

0.92000 - Po_vх * - Тиск загал. потоку за фільтром, [бар]

----- наддуву і газообмін -----

1.5140 - Рк - Тиск перед впускним колектором, [бар]

312.03 - Тк - Температура перед впускним колектором, [K]

0.13662 - Gair - Витрата повітря (+ EGR) через циліндри двиг., [Кг / с]

0.48732 - КПД_тк - ККД агрегату наддуву

1.6394 - Pt * - Середній тиск перед турбіною, [бар]

796.83 - Тt * - Середня температура перед турбіною, [K]

0.14168 - Ggas - Витрата В.Г. через циліндри двиг., [кг / с]

1.6004 - Alfa_sum - Коеф. надлишку повітря сумарний

-0.42347 - Рнх - Середній тиск насосних ходів, [бар]

0.90590 - Eta_v - Коефіцієнт наповнення

0.04438 - Gamma_r - Коефіцієнт залишкових газів

1.0001 - Fi - Коефіцієнт продувки

0.0000 - G_забр.% - % закидання В.Г. у впускний колектор

0.0000 - G_утеч.% - % витоків через поршневі кільця

----- впускний колектор -----

1.5025 - Ps - Середній тиск у впуск. колект., [бар]

314.32 - Ts - Сер. температ. у впуск. колект., [K]

295.00 - Tws - Середня температура стінки вп. колл., [K]

83.852 - Alfa_ws - Коефф. тепловіддачі під вп. колл., [Вт / (м2 * K)]

230.46 - Alfa_wsc - Коефф. теплоотд. в клап.канале, [Вт / (м2 * K)]

----- выпускний колектор -----

1.6243 - Pr - Середній статичний тиск О.Г., [бар]

794.99 - Tr - Середня статична температура О.Г., [K]

72.965 - Wr - Середня швидкість газу, [м / с]

20.371 - Sh - Число Струхала: $Sh = a * \tau / L$ (д.б.н. $Sh > 8$)

734.25 - Twr - Середня температура стінки вип. кол., [K]

259.36 - Alfa_wr - Коефф. тепловіддачі в вип. кол., [Вт / (м2 * K)]

					KPM.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1534.5 - Alfa_wcr - Коефф. тепловід. в клап.каналі, [Вт / (м² * К)]

-----згоряння -----

1.6000 - Alfa - Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні

67.167 - Pz - Максимальний тиск циклу, [бар]

1942.7 - Tz - Максимальна температура циклу, [К]

18.000 - Fi_pz - Кут максимального тиску, [град. за ВМТ.]

26.000 - Fi_tz - Кут максималн. температури, [град. за ВМТ.]

1.3053 - dP / dFi - Макс. швид. наростання тиску., [бар / град]

20.000 - Teta_op - Випередження уприскування / запалювання, [град.до ВМТ]

0.12096 - Fi_задер - Період затримки в циліндрі, [град]

54.000 - Fi_горен - Тривалість згоряння, [град.п.к.в.]

4.0000 - m_v - Показник згоряння в циліндрі по Вібе

85.459 - Октан.чсл- Мін. октанове число палива - границя детонації

-----екологічні показники-----

145.63 - NOx, ppm - Концентр. вологих NOx, [1 / млн, (ppm)]

1.5601 - NO2, г / КВЧ- Емісія NOx наведено. до NO2, [г / (кВт * год)] (Zeldovich)

0.0000 - SO2 - Емісія SO2, [г / кВтг]

-----внутрішньоциліндрові параметри-----

1.6783 - Pa - Тиск початку стиснення, [бар]

378.19 - Ta - Температура початку стиснення, [К]

44.922 - Pc - Тиск кінця стиснення, [бар]

887.92 - Tc - Температура кінця стиснення, [К]

5.3889 - Pb - Тиск початку випуску, [бар]

1101.5 - Tb - Температура початку випуску, [К]

----- параметри теплообміну циліндра -----

994.10 - T_cp - Середня еквівалентна температура циклу, [К]

709.42 - Alfa_w - Ср. коефф. тепловід. від газу до стін, [Вт / м² / К]

588.24 - Tw_поршн - Середня. температура вогневого днища поршня, [К]

420.00 - Tw_втулк - Середня. температ. вогневої поверхонь. втулки, [К]

544.52 - Tw_кришк - Середня. температ. вогневої поверхонь. кришки, [К]

526.98 - Tw_охл - Середня. температура з боку охолодження кришки циліндра, [К]

318.53 - Alf_w_охл- Середня. коефф. тепловіддачі [Вт / (м² * К)] від стінки кришки циліндра до охолодж. середовищі.

3030.9 - q_кришкі - Тепловий потік в кришку циліндра, [Дж / с]

2736.1 - q_поршня - Тепловий потік в поршень, [Дж / с]

					KPM.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4112.7 - $q_{\text{ц}} \text{ циліндр}$ - Тепловий потік у втулку циліндра, [Дж / с]
 ----- параметри, що визначають робочий процес -----

12.000 - Степ.сжат- Ступінь стиснення (для ПДП при обох порушеннях у ВМТ)
 50.000 - Нач.вип - Початок випуску, [град. до НМТ] (впуск. вала)
 24.000 - Кон.вип - Кінець випуску, [град. за хМТ] (впуск. вала)
 26.000 - Нач.впуск- Початок впуску, [град. до хМТ] (впуск. вала)
 30.000 - Кон.впуск- Кінець впуску, [град. за НМТ] (впуск. вала)
 ----- параметри ступені компресора високого тиску-----

9.3519 - $N_{\text{квд}}$ - Потужність компресора ВД, [кВт]
 0.70900 - $\text{КПД}_{\text{квд}}$ - Адіабатний ККД компресора ВД
 0.13662 - $G_{\text{квд}}$ - Витрата повітря через компресор ВД, [кг / с]
 2.5505 - $G_{\text{пр квд}}$ - Витрата повітря наведений через КВД
 0.14775 - $G_{\text{cor квд}}$ - Витрата повітря через КВД скоректує., [Кг / с]
 1.7000 - $\Pi_{\text{квд}}$ - Ступінь підвищення тиску в компресорі ВД
 0.92000 - $P_{\text{о квд}}$ - Повний тиск на вході в КВД, [бар]
 295.00 - $T_{\text{о квд}}$ - Температура гальмування на вході в КВД, [К]
 1.5640 - $P_{\text{к}} * \text{"КВД}$ - Повний тиск за компресором ВД, [бар]
 363.11 - $T_{\text{к}} * \text{"КВД}$ - Температура гальмування за компресором ВД, [К]
 0.75000 - $E_{\text{cool вд}}$ - Термічна ефективність ОНП ВД
 295.00 - $T_{\text{cool вд}}$ - Температура охолоджуючого агента в ОНП ВД, [К]
 1.5140 - $P_{\text{к}} * \text{"квд}$ - Тиск наддуву за КВД, [бар]
 312.03 - $T_{\text{к}} * \text{"квд}$ - Температура наддувочного повітря за КВД, [К]
 ----- параметри турбіни ступені високого тиску ---

9.3557 - $N_{\text{твд}}$ - Потужність ТВТ, [кВт]
 0.73772 - $\text{КПД}_{\text{твд}}$ - Внутрішній ККД турбіни ВТ
 0.93300 - $\text{КПД}_{\text{м твд}}$ - Механічний ККД турбіни ВТ
 0.14168 - $G_{\text{твд}}$ - Витрата газу через ТВТ, [кг / с]
 2.4396 - $G_{\text{пр твд}}$ - Витрата газу через ТВТ наведений
 1.5756 - $\Pi_{\text{твд}}$ - Ступінь зниження тиску в турбіні ВТ
 9.3125 - $V_{\text{твд}}$ - Відносна робота ТВТ
 1.6394 - $P_{\text{т}} * \text{"твд}$ - Повне тиск перед турбіною ВТ, [бар]
 796.83 - $T_{\text{т}} * \text{"твд}$ - Температура гальмування на вході в ТВТ, [К]
 1.0405 - $P_{\text{о твд}}$ - Протитиск за турбіною ВТ, [бар]
 733.21 - $T_{\text{о твд}}$ - Температура газу за турбіною ВТ, [К]

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.4 Аналіз показників роботи двигуна

У результаті розрахунку робочого циклу двигуна Д-245 на газовому паливі та параметрів роботи двигуна на дизельному паливі, які представлені в розділі 3.2-3.3 можливо зробити співставлення параметрів роботи двигуна та ефективних показників. Це порівняння дає змогу стверджувати о ефективному використанні природного газу у якості палива без погіршення роботи двигуна, що є основною вимогою використання природного газу. У таблиці 3.1 наведено порівняння параметрів роботи ДВЗ на різних видах палива.

Таблиця 3.1 – Порівняння параметрів роботи двигуна Д-245 на дизельному паливі та природному газі

Найменування параметра	Од. вимір.	Значення	
		Дизельне паливо	Природний газ
Тиск заряду до кінця процесу наповнення, P_a	МПа	0,202	0,168
Температура заряду до кінця процесу наповнення, T_a	К	371,39	378,19
Тиск в кінці стиснення, P_c	МПа	6,264	4,49
Температура в кінці стиснення, T_c	К	935,01	887,92
Максимальна температура згоряння, T_z	К	1771	1927
Максимальний тиск згоряння, P_z	МПа	10,704	6,71
Температура в кінці процесу розширення, T_b	К	964	922
Тиск в кінці процесу розширення, P_b	МПа	0,620	0,539
Частота обертання колінчатого вала, n	об/хв	2400	2400
Ефективна отужність, N_e	кВт	80,240	80,738
Середній ефективний тиск, P_e	МПа	0,833	0,849
Питома ефективна витрата палива, g_e	кг/(кВт·год)	0,229	—
Ефективний ККД	—	0,370	0,353
Питома ефективна витрата газу $g_{e\text{ г}}$	кг/(кВт·год)	—	0,226

З наведеної видно, що двигун Д-245 при роботі на природному газі за основними ефективними показниками не поступається двигуну прототипу, а також у характерних точках робочого циклу значення тиску та температури

практично співпадають з допустимою розбіжністю. Також варто відзначити те, що динамічне навантаження на деталі КШМ залишається не змінним.

					<i>КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

					КРМ.142.6222м.08.04.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Здобувач		Химорода І.І.			ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУ- ВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МО- ДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА		Літ.	Аркуш	Аркушів
								62	6
Керівник		Тимошевський Б.Г.					НУК імені адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА

Мета: аналітичне обґрунтування економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна в порівнянні з існуючим прототипом.

При визначенні економічного ефекту порівнюються параметри модернізованого двигуна та двигуна-прототипу.

У таблиці 4.1 приведені техніко-економічні показники базового двигуна та спроектованого двигуна Д-245.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники двигунів

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий	Спроектований
Потужність	N_e	кВт	80	80
Частота обертання	n	хв^{-1}	2400	2400
Діаметр циліндра, м	D	м	0,11	0,11
Хід поршня, м	S	м	0,125	0,125
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,228	0,226
Механічний ККД	η_m	-	0,7	0,7
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0022	0,0022
Вага	G	кг	500	500
Габарити	L	м	0,84	0,84
	B	м	0,75	0,75
	H	м	1,06	1,06
Ціна двигуна	Π	грн	700000	9000000
Ціна палива	Π_p	грн/кг	50	28
Ціна масла	Π_m	грн/ кг	12,5	12,5
Час роботи за рік	t	год	2000	2000

Продовження таблиці 4.1.

Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	-	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	-	0,85	0,85
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{\text{к.р.}}$	-	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{\text{пер}}$	год	30000	30000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{\text{к.р.}}$	год	100000	100000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	-	0,15	0,15

Економічна ефективність від упровадження спроектованого двигуна визначається по методичній указівці «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій» [13].

Метод призначений для:

1. Техніко-економічне обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників економічності й ефективності в нормах і нормативах.
3. Розрахунок фактичної ефективності впровадження нової техніки.

Розрахунок економічної ефективності

1) Річна продуктивність

$$N = K_n \cdot N_e \cdot t, \text{ кВт*Г за рік}$$

2) Термін служби

$$T = \frac{t_{kp}}{t}, \text{ рік}$$

3) Річні поточні витрати на паливо

$$З_n = N \cdot Ц_n \cdot g_e, \text{ грн}$$

4) Річні поточні витрати на масло

$$З_m = g_m \cdot N \cdot Ц_m \cdot 10^{-3}, \text{ грн}$$

5) Річні витрати на поточний ремонт

$$З_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{nep}}, \text{ грн}$$

6) Річні поточні витрати на капітальний ремонт

$$З_{к.p} = \frac{K_{к.p} \cdot t \cdot Ц}{t_{к.p} \cdot \varepsilon_{\min}}, \text{ грн}$$

7) Річний економічний ефект у споживача

$$U_1 = З_n + З_m + З_{к.p} + З_{n.p}, \text{ грн}$$

8) Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна.

$$E_k = \left[Ц_{\delta} \cdot \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\delta}} + E_{\delta}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{\delta} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - Ц_c, \text{ грн}$$

$$\text{де } U_1^{\delta} = \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\delta}$$

9) Час окупності модернізованого двигуна

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}, \text{років}$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна,

ΔS – річна економія при експлуатації модернізованого двигуна

$$\Delta S = 3_n^{\delta} - 3_n^c + 3_m^{\delta} - 3_m^c + 3_{n.p}^{\delta} - 3_{n.p}^c + 3_{k.p}^{\delta} - 3_{k.p}^c, \text{грн}$$

Результати розрахунку економічної ефективності представлені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку економічної ефективності спроектованого двигуна

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Спроектований двигун
Річна продуктивність	N	кВт·год/рік	136000,0	136000,0
Термін служби	T	рік	15,0	15,0
Річні поточні витрати на паливо	$3_{\text{п}}$	грн	1550400,0	860608,0
Річні поточні витрати на масло	$3_{\text{м}}$	грн	3740,0	3740,0
Річні витрати на поточний ремонт	$3_{\text{п.р}}$	грн	2333,3	3000,0
Річні витрати на капітальний ремонт	$3_{\text{к.р}}$	грн	3818,2	4909,1
Річний економічний ефект у споживача	U_1	грн	1560291,5	872257,1
	U_1^{16}	грн	1560291,5	-
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	$E_{\text{к}}$	грн	2975543,5	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK	грн	200000,0	

Продовження табл. 8.2.

Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS	грн	688034,4
Час окупності модернізованого двигуна	$T_{\text{окуп}}$	рік	0,29
		місяць	3,49

Висновок

Річний економічний ефект обумовлений зниженням річних поточних витрат споживача в порівнянні з базовим двигуном за рахунок зниження витрат на паливо визначений у розмірі 2 975 543,5 *грн*. Заміна базового двигуна окупиться приблизно за 3,5 місяця.

					КРМ.142.6222м.08.04.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Здобувач		Химорода І.І.			ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА				Літ.	Аркуш	Аркушів		
											68	15	
Керівник		Тимошевський Б.Г.							НУК імені адмірала Макарова				

РОЗДІЛ 5

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1 Охорона праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів [14].

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

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

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила. Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТУ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69

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

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

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

Пожежна безпека. Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення. Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція. У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Санітарні норми шуму

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

Вібрація. Вібрація виникає через динамічну невідновженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Санітарні норми вібрації

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації

Рівень шуму вироблений двигуном Д-245 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 2400$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 2400$ об/хв;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 80$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(2400 + 80^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{2400}{2400}\right) \right] = 87,82$$

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна Д-245 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 500$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{2400 \cdot 85^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 85}{500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{500}{85}} + 30 \lg \left(\frac{2400}{2400} \right) \right) = 80,36 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір поршнів і шатунів по вагових групах;
- використання маховика для урівноваження сил інерції;
- урівноваження неврівноважених мас за допомогою противаг.

Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

5.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів [15].

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

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

Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

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

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

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

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад цент-

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

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

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

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

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

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

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

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

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

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

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

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

Розрізняють три основних типи смогу:

- *смог крижаний (аляскинського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель туману і пари опалювальних систем;

- *просто смог (лондонського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель туману;

- *смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий)* – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		79

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

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

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

Основні способи зниження токсичності і димності ВГ

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення

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

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

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

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Рециркуляція ВГ

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

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Добавки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетилсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфіду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
						81
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

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

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

Нейтралізація ВГ

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

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
						82
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Згідно із завданням кафедри виконана розробка газової паливної системи тракторного двигуна Д-245 потужністю 80 кВт для вантажного автомобіля «Бичок».

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу двигуна на дизельному паливі та природному газі.

Була розроблена газова паливна система, яка забезпечує високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

В розділах охорони праці та охорони навколишнього середовища проведені розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна.

Економічний розрахунок підтвердив доцільність впровадження нового двигуна на вантажному автомобілі.

					КРМ.142.6222м.08.ПЗ	Аркуш
						83
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Руководство по ремонту автомобиля ЗИЛ-5301.
2. Дизели Д-245.7, Д-245.9, Д-245.12С. Руководство по эксплуатации.
3. Свиридов Ю. Б., Малявинский Л. В., Вихерт М. М. Топливо и топливopодача автотракторных дизелей. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. — 248 с., ил.
4. Топливо и топливные системы судовых дизелей/ Пахомов Ю А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Е. В., Васильев Г Л. Под редакцией канд. техн. наук Пахомова Ю.А.- М.: РКонсульт, 2004 - 496 с.: ил.
5. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
6. Печуро Н.С., Капкин В.Д., Песин О.Ю. Химия и технология синтетического жидкого топлива и газа. – М.: Химия, 1986. – 352 с.
7. Перспективы использования сжатого природного газа/ Ф. Г. Гайнуллин, А. И. Гриценко, Ю. Н. Васильев, Л. С. Золотаревский. — Газовая промышленность, 1982, № 5, с. 20—22.
8. Повышение мощности транспортных газовых двигателей/ Ю. Н. Васильев, Л. С. Золотаревский, В. А. Маковский, В. И. Федчук, В. Я. Муромцев.— Исследования в области эксплуатации газотранспортного оборудования, 1983 г, с 47—69.
9. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Под редакцией Орлина А.С., Круглова М.Г. - М.: Машиностроение. 1983.
10. Дизели. Справочник. - Л. Под редакцией Ваншейдта В.А.: Машиностроение. 1977.
11. Использование природного газа в качестве моторного топлива/ Ф. Г. Гайнуллин, А. С. Осенний, Ю. Н. Васильев, В. А. Маковский.— Газовая промышленность, 1983, № 5, с. 16—18.

					<i>КРМ.142.6222м.08.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		84

12. Генкин К. И. Газовые двигатели. М., Машиностроение, 1977.

13. Захаров Н.В., Шостак В.П., Марченко С.Г. Техничко-економическое обоснование технических решений в судовой энергетике. Учебное пособие, – Николаев: НКИ, 1975. – 93с.

14. Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н. Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.

15. Юдицкий Ф.П. Защита окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 85 с.

16. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря с судов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.

					<i>КРМ.142.6222м.08.ПЗ</i>	Аркуш
						85
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		