

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**

**Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки
Кафедра автомобілів і транспортних технологій**

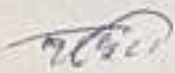
ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи
освітнього ступеня
бакалавр

Галузь знань: 27 – «Транспорт»
Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

на тему: **«Переобладнання дизельного двигуна автомобіля
Газель на газ для покращення екологічних показників»**

Виконав: студент групи ААГ – 21



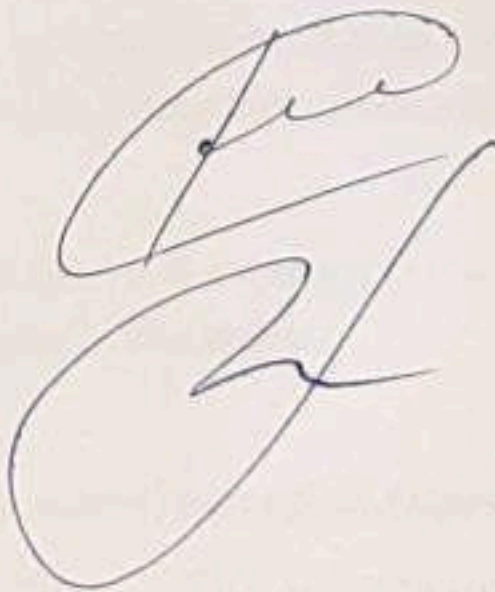
Уміт ГУРБАНОВ

Керівник:



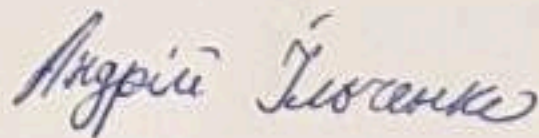
Руслана КОЛОДНИЦЬКА

Завідувач кафедри:



Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

Рецензент



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Факультет: комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки

Кафедра: автомобілів і транспортних технологій

Освітній ступінь: «бакалавр»

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри А і ТТ
Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

«12» 02 2021р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи освітнього ступеня бакалавр

Умнт Гурбанов

1.Тема роботи: «Переобладнання дизельного двигуна автомобіля Газель на газ для покращення екологічних показників» затверджена наказом вищого навчального закладу від

«17» 04 2023 року № 146

Керівник роботи:

Руслана КОЛОДНИЦЬКА

2. Строк подання студентом завершеної роботи 04.06.2023 р.

Вихідні дані до роботи: нормативно-правові документи, інформація зібрана під час проходження переддипломної практики, передовий досвід ТО і ПР на основі наукових літературних джерел.

Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. розділ.4. Розрахунковий розділ. Висновки.

. Пояснювально - роздавальний матеріал (презентація) – __ слайдів.

Дата видачі завдання « 12 » 02 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

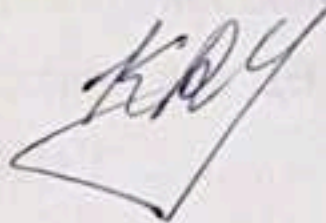
№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів	Примітка
1.	Дослідження літературних джерел та робіт за проблемою підвищення ефективності ТО іПР	17.02.2023	✓
2.	Постановка та дослідження проблеми	24.02.2023	✓
3.	Розрахунок річної виробничої програми АТП	08.3.2023	✓
4.	Технологічний розрахунок відділення	22.3.2023	✓
5.	Конструкторська частина	05.04.2023	✓
7.	Оформлення пояснювальної записки	26.05.2023	✓
8.	Рецензування	01.06.2023	✓
9.	Попередній захист	04.06.2023	✓
10.	Захист	12-30.08.2023	✓

Студент



Умит Гурбанов

Керівник роботи



Руслана КОЛОДНИЦЬКА

Зміст

ВСТУП

1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

- 1.1. Перспективність використання альтернативних видів палива на транспорті.....
- 1.2. Вибір альтернативного палива для двигунів внутрішнього згорання.....
- 1.3. Використовування газового палива закордонном
- 1.4. Використання спиртового палива у двигунах
- 1.5. Використання водню для живлення ДВЗ
- 1.6. Використання аміаку в ДВЗ.....
- 1.7. Використання ацетилену в ДВЗ
- 1.8. Використання азотомістних палив для живлення ДВЗ.....
- 1.9. Ріпакова олія, як паливо для ДВЗ.....

2. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ.....

- 2.1 Особливості робочого процесу газових двигунів
- 2.2. Особливості конструкції і показники газових двигунів
- 2.3. Управління газовими форсунками

3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....

- 3.1. Загальні характеристики базового автомобіля
- 3.2. Характеристика двигуна

4. РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ.....

- 4.1 .Тепловий розрахунок двигуна
- 4.1.1. Розрахунок процесу впуску
- 4.1.2. Розрахунок процесу стиску
- 4.1.3. Розрахунок процесу згорання
- 4.1.4. Розрахунок процесу розширення
- 4.1.5. Розрахунок процесу випуску
- 4.1.6. Індикаторні параметри робочого циклу
- 4.1.7. Ефективні показники двигуна
- 4.1.8. Тепловий баланс двигуна
- 4.1.9. Визначення основних параметрів двигуна

						Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2. Побудова індикаторних діаграм та зовнішньої швидкісної характеристики двигуна	
4.2.1. Побудова індикаторної діаграми	
4.2.2. Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна	
4.2.3. Порівняння і аналіз основних показників двигуна, що проектується, і прототипу	
4.3. Розрахунок колінчастого валу	
4.3.1. Загальні відомості	
4.3.2. Розрахунок колінчастого валу двигуна	
4.4. Розрахунок маховика	
4.5. Розрахунок задньої підвіски	
ВИСНОВКИ	
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	

						Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

Проблема економії палива у всіх країнах світу набуває вагоме значення, враховуючи різке зниження запасів газу та нафти з кожним роком. При теперішньому рівні добування нафти світових запасів вистачить на п'ятдесят років.

Автомобільний транспорт лишається одним з основних споживачів нафтопродуктів в світі, та в Україні зокрема. На перевезення автомобілями вантажів і пасажирів витрачається біля 30 відсотків світлих нафтопродуктів. Питома вага витрат на паливо-мастильні матеріали в собівартості одного тонно-кілометра складає приблизно 20 відсотків. Відповідно, боротьба за економне використання палива при експлуатації набуває важливе народногосподарське значення.

При розробці заходів з економії палива необхідно розглядати і аналізувати як експлуатаційні так і технічні шляхи розв'язання задачі. До організаційних віднесемо методи та шляхи зменшення витрати палива на одиницю транспортної роботи:

- підвищення вантажопідйомності рухомого складу; коефіцієнтів використання вантажопідйомності та пробігу;
- вибір раціональних маршрутів перевезення;
- удосконалення методів нормування обліку;
- аналізу витрат палива.

Технічні заходи пов'язані з підвищенням технічної готовності автомобілів, удосконалення методів контролю їх стану та технічного обслуговування, покращення якості палива.

Впровадження на автотранспортних підприємствах нового обладнання, використання контрольно-діагностичних станцій сприяє економії палива та мастильних матеріалів.

Економія паливо-мастильних матеріалів невід'ємно пов'язана із захистом оточуючого середовища від забруднення токсичними викидами транспортних засобів. Вдале рішення поставленої задачі з науково-практичної точки зору можливо знайти при розгляді взаємозв'язку між економією палива і зниженням викиду в атмосферу шкідливих компонентів відпрацьованих газів. Теоретичні основи даних проблем пов'язані з якістю палива, методами приготування та процесами згорання робочих сумішей в двигунах.

У даному проекті я розглянув шляхи підвищення економічності та екологічності транспортних перевезень через використання альтернативних видів палива, зокрема через переведення транспорту на роботу з газовим паливом (МЕТАН).

Метою представленого дипломного проекту є довести доцільність переобладнання мікроавтобусів з базовими дизельними двигунами на "МЕТАН" з покращенням їх експлуатаційних та екологічних показників.

						Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ

1.1. Перспективність використання альтернативних видів палива на транспорті

Останнє десятиріччя на Україні відрізняється значним збільшенням парку автомобільного транспорту. Попит на автомобільні перевезення зростає.

В умовах значного зростання кількості автотранспортних засобів в Україні і у світі в загалом, а більшість з них використовують двигуни внутрішнього згорання, є доцільно продовжувати дослідницьку роботу у напрямку пошуку екологічно безпечних конструкцій двигунів з використанням альтернативних палив.

Природні ресурси нафти обмежені, витрати пов'язані з її видобуванням постійно зростають. Ці фактори направляють дослідження на пошуки ефективних засобів добування та використання заміників нафтового палива.

Саме перехід до використання альтернативних палив дозволить вирішувати проблему токсичності відпрацьованих газів. Забруднення оточуючого середовища завдяки автомобільному транспорту становить 25% за кількістю всіх токсичних компонентів та 50% по оксиду вуглецю.

На сьогоднішній день виділяють велику групу заміників, що мають загальну назву альтернативних палив. До таких палив відносяться в першу чергу вуглеводневі з'єднання: спирти - метанол (C_2H_5OH), суміш зріджених газів пропан(C_3H_8) - бутан(C_4H_{10}), природний газ метан (CH_4), водень (H_2), азотоводневі та інші.

В загальній класифікації альтернативні палива розділяють на три групи:

- нафтове традиційне паливо з додаванням синтетичних компонентів: метилового та етилового спиртів, метилтретбутилового ефіру (МТБЕ), метилтретамілового ефіру (МТАЕ), та інші. Вони не потребують значної зміни конструкції двигуна та автомобіля, коригування технологій існуючої двигуно-будівельної промисловості, структури перевірки, зберігання та заправки пального;

- синтетичні палива, отримані шляхом переробки кам'яного вугілля, горючих сланців, природного газу їх застосування не потребує зміни в конструкціях сучасних двигунів. Однак технологія їх отримання потребує більшої втрати енергії;

- спиртове паливо, природній і нафтовий газ, водень та інші. Ці види альтернативних палив відрізняються від традиційних своїми фізико-хімічними властивостями, що потребують значних конструктивних змін двигунів та автотранспортних засобів.

Доцільність та перспективність впровадження кожного з видів палива, потребує аналізу з урахуванням техніко-економічних показників видобування, витрат на транспортування, зберігання, наявності ресурсів, технологічність, екологічні показники та інші. До того ж, останні, при використанні різних палив,

						Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

часто стають переважаючими, тому що потребують оцінки величини супутніх шкідливих викидів при спалюванні традиційних і альтернативних палив.

При впровадженні принципово нових типів двигунів, в майбутньому, можлива відмова від бензинів і дизельного палива.

1.2. Вибір альтернативного палива для двигунів внутрішнього згорання

Перспективним альтернативним паливом вважається хімічне джерело енергії, що застосовується в двигунах внутрішнього згорання та дозволяє в певній мірі вирішувати енерго-екологічну проблему. Звідси, з урахуванням специфіки автомобільного транспорту формулюються п'ять основних умов перспективності нових енергоджерел:

1. Наявність достатніх енергосировинних ресурсів.
2. Можливість масового виробництва.
3. Технологічна та енергетична сумісність з транспортними силовими установками.
4. Допустимі токсичні та екологічні показники процесу енерговикористання.
5. Безпечність та низька шкідливість експлуатації.

Проаналізувавши накопичений досвід використання кожного з альтернативних палив, основні фізико-хімічні характеристики та ефективність використання перспективних палив на автомобільному транспорті, можна зробити висновок, що найбільш реальним замінником нафтового палива на теперішній час є зріджений нафтовий газ та стиснений природний газ. Ці палива задовольняють п'ять вищезгаданих умов щодо перспективних автомобільних палив.

Враховуючи обмеження ресурсів нафтових газів, а також їх переважне споживання в комунально-побутовому та технічному секторах, за думкою Академії Наук України, перевагу у використанні віддають СПГ, зважаючи на високі експлуатаційні властивості та значні природні запаси.

Стиснений природний газ в порівнянні з бензином має ряд наступних переваг:

- газоповітряні суміші мають більш широкі межі загоряння. Це дає можливість працювати на більш бідних сумішах з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha = 1,5 - 1,7$, що безумовно сприяє покращенню паливної економічності двигуна та зниженню токсичності відпрацьованих газів;
- газоповітряні суміші мають вище октанове число, що дає змогу підвищити ступінь стиснення та покращити, завдяки цьому, показники двигуна з потужності та економічності;
- так як газ і повітря перебувають в однаковому агрегатному стані, утворюються більш однорідні горючі суміші, завдяки чому повніше використовується теплота згоряння палива, виділяється менше токсичних речовин та забезпечується рівномірність розподілу горючої суміші по циліндрам двигуна;

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	8

- не потребують підігрівання впускного трубопроводу, що дає змогу підвищити коефіцієнт наповнення циліндрів;
- завдяки повному згорянню та відсутності конденсації палива, мастило в двигуні не розріджується, що сприяє подовженню терміну мастила та збільшенню міжремонтного терміну використання двигуна.

Але поряд з перевагами використання природного газу для живлення ДВЗ, особливо транспортних, існує ряд недоліків:

- менші теплота згорання газоповітряної суміші та швидкість горіння, призводить до зниження потужності двигуна на 10-20 %;
- конструктивна та технологічна складність елементів системи живлення;
- висока вага резервуарів для збереження газу на борту транспортного засобу, що зменшує вантажопідйомність автомобіля.

Виходячи з цих та інших умов, увагу спеціалістів все більше приваблює Ідея створення систем живлення, що дозволяють використання змішаних палив, що складаються з бензину чи дизельного палива та газу. Це дозволило б наблизити енергетичні показники ДВЗ до показників базових двигунів, а екологічні показники - до роботи на природному газі.

1.3. Використовування газового палива за кордоном

В розвинутих капіталістичних країнах Європи, в США і Японії сумарні енергетичні витрати на експлуатацію всіх видів транспортних систем складають від 13,3 до 24,5% сукупного споживання енергії всіма галузями національної економіки. В США частка споживаного автомобілями нафтового палива складає близько 50 %.

Найбільше розповсюдження на автомобільному транспорті СНГ і СПГ отримали в Японії; США, Новій Зеландії і Канаді, а в європейських країнах - в Італії, ФРН, Франції, Бельгії і Великобританії.

Використовування СПГ є одним з найважливіших напрямів застосування альтернативних видів палива, Національні програми багатьох країн (Італії, Нової Зеландії, США, Канади та ін.), що мають свій в розпорядженні власні родовища

ПГ або імпортуючи газові палива з-за кордону, передбачають переклад значної частини автомобільного парку на паливо цього вигляду. Широке розповсюдження СПГ знаходить і на автомобільному транспорті країн - членів СЕВ.

Масштаби використання ПГ як паливо для автомобільних двигунів в зарубіжних країнах залежать від співвідношення цін на рідке і газове паливо, а також від вимог максимального використання власних ресурсів і зведення до мінімуму залежності від кон'юнктури ринку на нафтопродукти.

Розвиток газобалонних автомобілів за рубежем здійснюється по лінії високої спеціалізації виробництва газової апаратури і комплектуючих виробів, а також різного устаткування для АГНКС. Особливо характерний високий рівень спеціалізації для фірм, що проводять газову апаратуру. Одна з провідних фірм Італії - «ЛАНДІ РЕНЦО» - випускає газову апаратуру для роботи на СПГ і СНГ. Конструктивно обидва типи апаратури виконано по універсальній схемі, тобто

						Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечують повноцінну роботу автомобіля на газі і бензині. В об'ємі випуску фірми апаратура для використання СПГ складає 80%, а СНГ - 20%.

В США прийнята програма переобладнання автомобілів на СПГ. На СПГ переведені в основному автомобілі сфери обслуговування, у тому числі вантажні і легкові автомобілі, таксі. Всі автомобілі виготовлені по універсальній схемі живлення. При використуванні СПГ вартість експлуатації знижується в 1,6 рази в порівнянні з її вартістю при застосуванні рідкого палива. При роботі на СПГ термін служби автомобіля до капітального ремонту збільшується з 95,0 до 130 тис. км. При річному пробігу автомобіля 20... 32 тис. км вартість установки устаткування для живлення СПГ окупається за рахунок економії палива через 2... 5 років.

В США ціна їм ПГ в 2,8 рази менше ціни 1л бензину. Аналогічний порядок цін на паливо характерний і для інших країн. Різниця в цінах на бензин і газове паливо у ФРН складає 25%, в Австрії - 34%, в Італії - 38% і в Нідерландах - 56%.

Провідне місце в області використання газового палива займає Італія. В цій країні переклад автомобілів на газове паливо був початий ще в тридцятих роках. В даний час в Італії налічується близько 1 млн. легкових автомобілів, що працюють на газовому паливі, у тому числі близько 300 тис. автомобілів працює на СПГ.

Споживання палива нафтового походження для пасажирських перевезень в Італії складає 65 %, а на частку вантажних перевезень доводиться тільки 35%. На газобалонні автомобілі в структурі парку Італії доводиться 4,6%, у тому числі на автомобілі, що працюють на СПГ, 1,4%. Загальне споживання СПГ і СНГ на автомобільному транспорті Італії складає 3 % (у тому числі 1,2 % СПГ) загальної кількості газу, що витрачається галузями національної економіки.

В Канаді вартість СПГ нижче вартості бензину в 2 рази. В цій країні існують і інші стимули (податкові пільги, державна дотація у розмірі 400 дол. на один автомобіль при перекладі його на СПГ), що роблять економічно доцільним використання СПГ як автомобільного палива. В результаті цього термін окупності витрат при перекладі автомобіля на паливо даного вигляду в Канаді складає близько одного року.

Фірма MAN (ФРН) розробила дизель і на його базі двигун 0846 з примусовим іскровим запаленням для роботи на ПГ. Параметри двигунів приведені нижче:

Таблиця 1.1.

Двигун	Д0846	0846
Діаметр циліндра, мм	108	
Хід поршня, мм	132	
Максимальна частота обертання колінчастого валу $n, \text{хв}^{-1}$	2500	
Ступінь стиснення	18	14
Потужність, кВт	117,6	95,6

						Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фірма "ДАЙМЛЕР - БЕНЦ" (ФРН) переобладнала в газову модифікацію з примусовим іскровим запаленням дизель OM 407H. При цьому дизель і його аналог розмірністю $S \times D = 150 \times 125 \text{ мм}$ розвивали потужність 126кВт при $n=2200 \text{ хв}^{-1}$ і відповідно моменти, що крутять, 600 і 640Н·м.

Фірма "ЛАНДІ РЕНЦО" переобладнала автобус ФІАТ 418АС на живлення двома видами палива. Система живлення дизеля обладнана пневмоцентробіжним пристроєм, основним елементом якого є відцентровий регулятор паливного насоса. Газова система містить пневмомеханічний витратний клапан, регулюючий подачу Метану в двигун, а також електромагнітний клапан високого тиску, перемикач роду палива, електричний манометр, електромагніт упора рейки паливного насоса високого тиску, газовий редуктор і газовий змішувач. На автобусі встановлені балони високого тиску із загальним об'ємом 80м. Маса газобалонної установки 310кг. Запас ходу автобуса при його роботі в двопаливному режимі рівний 300км. Нижче приведена характеристика двигуна автобуса.

Таблиця 1.2.

Двигун	8200.12
Робочий об'єм, см^3	9819
Число циліндрів	6
Максимальна потужність, кВт	143
Витрата дизельного палива на 100км в однопаливному режимі, л	41,8
Витрата палива на 100км в двопаливному режимі:	
дизельного, л	11
Метану, м^3	27

Подальшою розробкою фірми є універсальна система живлення СПГ з дозуванням подачі газу мембранним дозатором. Дозатор в поєднанні з пневмоцентробіжним клапаном, розміщеним на паливному насосі, функціонально

виконує роль обмежувача частоти обертання колінчастого валу дизеля при роботі на змішаному паливі. Фірма виготовляє для паливного насоса високого тиску нову кришку відцентрового регулятора з вбудованим повітряним клапаном. Система розрахована на роботу з паливним насосом, що має двухрежимний відцентровий регулятор швидкості.

Загальна схема системи живлення італійської фірми "ТАРТАРІНІ" показана на рис. 1.1.

Обмеження подачі палива здійснюють шляхом зменшення ходу рейки паливного насоса високого тиску. Виконавським органом є мембранний пристрій, керований вакуумним датчиком карбюратора-змішувача. Подача газового палива на режимах навантажень включається діафрагмовим клапаном. Перехід двигуна на роботу тільки на дизельне паливо здійснюють за допомогою перемикача виду палива.

Обмеження ходу рейки паливного насоса високого тиску проводиться за допомогою діафрагмового механізму 14 включенням тумблера 8. В систему регулювання насоса введений пружний елемент, що дозволяє педалі подачі

						Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

палива 9 переміщатися на повний хід після упора важеля приводу рейки в обмежувач, що визначає запальну дозу палива. Важіль насоса 15 відкриває дозуючий клапан 11. Маса газу, що проходить через клапан 11, контролюється за допомогою заслінки клапана, а регулювання на максимальну потужність досягається за допомогою вентиля 10.

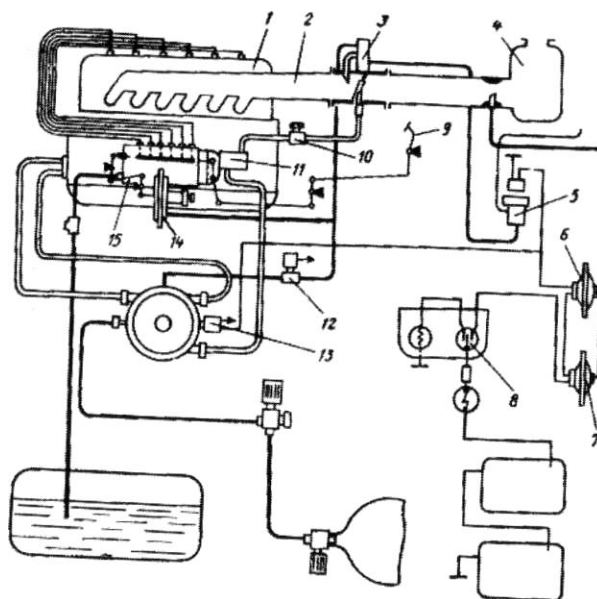


Рис. 1.1. Загальна схема системи живлення фірми "ТАРТАРІНІ"

1.4. Використання спиртового палива у двигунах

Одним із перспективних видів палива для живлення теплових двигунів є метиловий та етиловий спирти.

Метанол, як моторне паливо має наступні характеристики: октанове число знаходиться в межах 104-114 од., нижча теплота згоряння 22МДж/кг. Високе октанове число дає можливість використовувати метанол для живлення двигунів з іскровим запалюванням з високою ступенем стиску (12-14). Потужність двигуна на метанолі вища на 10-15%, ніж на бензині, але висока теплота випаровування метанолу значно погіршує пускові властивості та практично виключає можливість пуску навіть при 0°C.

Намічено декілька напрямків усунення цього недоліку - додавання до метанолу рідини, що легко випаровується, таких як ізопентан, бутан, дим етиловий ефір, зріджений газ, а також встановлення підігрівачів після карбюратора і інші.

З точки зору широкого використання метанолу на двигунах в експлуатаційних умовах замість бензину, є такі недоліки: його пари більш шкідливі ніж пари бензину, гума і деякі синтетичні матеріали нестійкі відносно метанолу, спостерігається навіть підвищення зносу деяких частин двигуна.

Переведення ДВЗ на живлення метанолом дає можливість знизити вміст NO_x через більш низькі температури в циліндрах двигуна в процесі згоряння метанолу. Вміст СО при роботі на збагачених сумішах приблизно однаковий, а

					Арк.
					12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

при складі, що наближається до стехометричного на метанолі значно нижчий. Це є наслідком більш повного згоряння палива. З цієї причини вміст C_xH_y складає 25-33% вмісту при роботі на бензині. Кількість альдегідів при роботі на

метанолі збільшується приблизно в два рази порівняно з роботою на бензині. Поліциклічні вуглеводні, що мають канцерогенні властивості, при роботі на метанолі викидаються на порядок менше, ніж при роботі на бензині. При цьому не утворюється сажа та сірчані сполуки. Таким чином, робота ДВЗ на метанолі має значно нижчі показники токсичності, ніж на бензині.

Метанол також можна використовувати в дизелі. В цьому випадку спеціальною системою паливоподачі його впорскують в циліндр. Запалювання суміші метанолу і повітря забезпечується загальною порцією дизельного палива, що впорскується.

Поруч з метанолом, перспективним вважається використання в двигунах, бензометанольних сумішей, Оптимальною є 10-15% добавка метанолу до бензину. При такій концентрації погіршення експлуатаційних показників, що пов'язане з високою теплою випаровування, корозійною агресивністю металів не суттєва. Одним з труднощів при використанні в експлуатаційних умовах таких сумішей є низька стабільність, особливо у випадку попадання у суміш води, що призводить до розшарування та осадження водометанольної фази. Для зниження температури розшарування використовують стабілізуючі присадки, застосовуючи для цього бутанол, ізопропанол, гексаном.

Використання бензометанольних сумішей дає можливість зменшити викиди NO_x і C_xH_y при практично незмінних викидах CO . Випробуваннями наукових інститутів встановлено, що при роботі двигуна на бензині та бензометанольній суміші (79% бензину, 14% метанолу, 7% ізобутанолу), витрата суміші в порівнянні з бензином підвищується незначно. Це пояснюється більш низькою теплою згоряння метанолу.

Перспективним паливом для двигунів вважається етанол (C_2H_5OH), який отримують з рослинної речовини. Властивості етанолу, як моторного палива, близькі до властивостей метанолу. Його октанове число близько 106 од., нижча теплота згоряння - 25МДж/кг. Теплота випаровування етанолу нижча, ніж метанолу і становить близько 1000кДж/кг, тому пускові якості двигуна на етанолі кращі.

Для живлення двигунів з іскровим запалюванням, етанол використовують у чистому вигляді та в суміші з бензином. При використанні етанолу в чистому вигляді, енергетичні, економічні та екологічні показники двигунів близькі до показників при роботі на метанолі. Частіше використовують суміш етанолу та бензину, відомі під назвою газохол. Кількість етанолу в цих сумішах становить від 10 до 20%.

Дослідження двигунів з іскровим запалюванням на цих сумішах показали, що порівняно з бензином, викиди CO зменшуються на 26%, C_xH_y - 4,5%, а NO_2 - на 5,7%. Встановлено також, що при роботі на газохолі, більше зношуються деталі, що містять мідь. Зношення деталей, що містять залізо, хром, алюміній, ідентичний роботі на бензині. Менш вдалі, поки що, спроби використання етанолу в дизельних двигунах. Це пов'язано з високою температурою

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	13

самозаймання та низьким октановим числом етанолу. За сумою шкідливих викидів токсичність відпрацьованих газів така ж, як і в дизельного палива.

Одним із важливих показників, на який необхідно звернути увагу при заміні традиційних палив на альтернативні є токсичність відпрацьованих газів. При цьому слід контролювати викиди не тільки ті, що нормуються, але і інші токсичні сполуки, що утворюються в камері згоряння або випускному тракті, можуть нанести шкоду навколишньому середовищу або здоров'ю людини. З урахуванням вказаних причин, добавки спиртів до палива можуть призвести до небажаних, з екологічної точки зору, наслідків. Зокрема добре відомий факт підвищення викидів альдегідів при додаванні метилтретбутилефіру, води та спиртів в бензин. Дослідження американських та японських спеціалістів показали, що добавки в пальне, які понижують токсичність відпрацьованих газів, в свою чергу ведуть до утворення нових токсичних речовин. Але незважаючи на це, вищезгадані добавки до бензину є реальною альтернативою свинцевим антидетонаторам, для яких вплив на навколишнє середовище є більш шкідливим.

Використання добавок у вигляді спиртів та ефірів (MTBE) в Західній Європі та в США постійно зростає. Це дозволяє зробити наступний висновок: етанол є найкращою антидетонаційною присадкою.

Бензини з високим складом ароматичних сполук, відрізняються високим октановим числом, і менш чутливі до добавок етанолу; бензини з високим вмістом олефінів, чутливі до добавок етанолу.

1.5. Використання водню для живлення ДВЗ

Водень, як моторне паливо характеризується такими параметрами: нижча теплота згоряння - 120МДж/кг, що перевищує теплоту згоряння рідкого палива в 2,7-2,9 разів. Швидкість згоряння водне повітряної суміші висока. Межі запалювання за коефіцієнтом надлишку повітря дуже широкі, і становлять 0,15-10. При таких межах можливо регулювати потужність двигуна шляхом зміни тільки складу суміші.

При згорянні водне повітряної суміші, утворюється водяна пара і виключається можливість утворення шкідливих продуктів неповного згоряння. Таким чином, водень як паливо для теплових двигунів, має ряд переваг в порівнянні з вуглеводневим паливом, однак є ряд причин, що стримують використання водню в теплових двигунах. Вони пов'язані з добуванням водню, його зберіганням та особливостями роботи на ньому теплових двигунів.

Водень отримують при переробці природного газу та нафти, які можливо використовувати в теплових двигунах, або отримувати з них моторне паливо. Тому проводяться пошуки інших ефективних методів отримання водню.

Відомі три методи зберігання водню в балонах високого тиску, в криогенному баці, в зв'язаному стані в складі метал гідридів.

Зберігати водень в стисненому стані краще всього в балонах високого тиску. Проте навіть при тиску 10-40МПа маса водню складає лише 0,7-1,3% маси балонів. Запас водню в 10кг необхідний легковому автомобілю середнього класу

						Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

для пробігу 400-500км, потребує використання балонів масою 1200кг. Крім того, зберігання на борту автотранспортного засобу водню при високому тиску, неприпустима з точки зору техніки безпеки, тому що може призвести до вибуху при дорожній аварії.

Зберігання водню в криогенних баках також небезпечно. Температура зрідження водню при нормальному тиску становить 20К, тому зниження її потребує витрат значної кількості енергії. При такому зберіганні водень випаровується, внаслідок чого тиск всередині баку підвищується, а якщо водень не використовується, то для запобігання надмірного підвищення тиску, його пропускають через перепускний клапан, що означає - паливо використовується непродуктивно.

Найбільш перспективним вважається зберігання водню у зв'язаному стані в складі метал гідратів. Цей засіб зберігання заснований на властивостях метал гідратів при низьких температурах поглинати водень, а при високих - виділяти його. Найбільш легкими, здатними адсорбувати до 8% водню за масою, є магнієві гідриди, проте водень з даних гідридів виділяється при температурі близькій до 300 градусів за Цельсієм та тиском 0,15МПа. Залізо титанові гідриди поглинають до 2% водню за масою, виділяючи його при температурі 7 %, але мають надто велику масу. Дослідженнями встановлено, що на транспортних засобах доцільно використовувати комбіновану систему збереження, що складається з гідридів залізо титану та магній нікелю.

Велика швидкість згоряння водне повітряної суміші, призводить до різкого підвищення тиску, жорсткої роботи двигуна з детонаційними явищами. Через те, що на впуску вона може запалюватися від нагрітих поверхонь, що призводить до виникнення зворотних спалахів. Для запобігання спалахів у впускну систему подають воду (4- 5кг води 1кг водню). Також попередити зворотні спалахи можливо: рециркуляцією відпрацьованих газів, подачею водню безпосередньо в циліндр.

Більш перспективним є використання водню, як добавки до звичайних вуглеводневих палив, оскільки при цьому бензинові двигуни працюють на сильно зріджених сумішах. Більш перспективним є використання водню, як добавки до звичайних вуглеводневих палив, оскільки при цьому бензинові двигуни стійкіше працюють на сильно збіднених сумішах. Доцільним вважається додавання водню до 20% за масою. При додаванні водню до бензину потужність двигуна можна змінювати регулюванням складу суміші і є доцільним при дуже малих навантаженнях та холостому ходу, перехід до дроселювання паливо-повітряної суміші, тобто використовувати змішане регулювання .

Додавання водню до бензину дає можливість знизити викиди основних шкідливих компонентів у декілька разів.

Доцільним є додавання водню до дизельного палива. Дослідження показали, що 10% добавка водню знижує витрату дизельного палива на 30%, і звичайно призводить до зниження шкідливих викидів.

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					15

1.6. Використання аміаку в ДВЗ

Аміак як паливо, характеризується простотою виробництва, відносно низькою вартістю і задовільними термодинамічними показниками.

Характерними властивостями аміаку є низький стехіометричний коефіцієнт (6,15кг/кг), висока температура займання аміачно-повітряних сумішей (650 градусів Цельсія) та їх повільне згоряння, і в той же час він має високу антиденотаційну стійкість ($0,4\text{м} = 110\text{од}$).

Внаслідок незадовільних моторних якостей аміаку для роботи двигуна, необхідне суттєве підвищення енергетичного рівня запалювання шляхом використання високотемпературних свічок з широким іскровим проміжком та потужною котушкою запалювання. Як інші методи інтенсифікації займання та згоряння аміаку використовують: впорскування запального палива, додавання активуючих присадок, оптимізація форми камери згоряння та інші.

Згідно термохімічних розрахунків, в продуктах згоряння аміаку міститься лише один токсичний компонент - моно оксид азоту NO, кількість якого є мінімальною внаслідок низьких температур і швидкостей згоряння аміачно-повітряних сумішей. В розрахунку на одиницю транспортної роботи викиди моно оксиду азоту для аміачно-повітряної суміші нижче в 1,5-2 в порівнянні з воднем, в 2,5-3 рази в порівнянні з бензином. В той же час в експериментах отримано значно нижчі (майже на порядок) рівні викидів моно оксиду азоту при спалюванні аміачного палива. Ці обставини пов'язані з протіканням в певних умовах організації робочого процесу аміачного двигуна, реакції взаємодії монооксиду аміаку з незгорівшим аміаком і відновленням азоту.

Як недоліки при застосуванні аміаку, слід відмітити його корозійну активність і токсичність.

1.7. Використання ацетилену в ДВЗ

В останні роки за кордоном вивчається можливість використання ацетилену як моторного палива.

Зацікавленість, що виникла, обумовлена високими енергетичними показниками ацетилену та доступність його видобування з нафтової сировини.

Відома невелика кількість експериментальних досліджень роботи поршневих ДВЗ на ацетилені, які до того ж виконані переважно на одноциліндрових машинах.

Токсичні показники двигуна при роботі на ацетилені покращуються, в основному, через зниження вмісту в вуглекислому газі оксиду вуглецю та вуглеводнів. Так при роботі на ацетилені в режимі максимальної потужності, отримане значення викидів складає для CO в 2-2,5, а C_2H_5 - в 2,5-3,5 рази менше, в порівнянні з мінімальними викидами цих компонентів при роботі на бензині. Разом з тим, внаслідок високої температури згоряння ацетиленоповітряних сумішей, вміст оксидів азоту у вуглекислому газі в даному випадку знаходиться на рівні максимальної емісії майже втриє. Проте при подальшому збідненні ацетиленоповітряної суміші, викиди оксидів значно зменшуються.

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	16

Основним недоліком ацетилену та ацетиленоповітряної суміші є їх висока вибухонебезпечність. Це лише один газ, що використовується в промисловості, горіння та вибух якого можливий без присутності окислювача. Для забезпечення безпеки, найбільшого поширення отримав метод зберігання та транспортування ацетилену, що розчинений в ацетоні, в металевих балонах, що заповнені активованим вугіллям або іншими пористими масами під тиском до 2,4МПа.

1.8. Використання азотомістних палив для живлення ДВЗ

Азотоводневе паливо складається з водню та азоту. Основними його видами є гідрозин і аміак. Можливість використання аміаку, як палива для транспортних засобів, розглядалося раніше.

Питання використання гідрозину як палива для ДВЗ мало висвітлення в літературі, але перспективним даний напрямок буде в майбутньому.

Доведено, що швидкість згоряння гідрозину в повітрі вища за швидкість згоряння аміаку та вуглеводнів. При повному згорянні та після виділення оксиду азоту, що утворюються в процесі, азотоводневе паливо не буде забруднювати навколишнє середовище.

Гідрозин має властивість згоряти, як бензин, та розкладатися при відсутності повітря у регульованому режимі, що дає змогу використовувати його в різних варіантах.

Температурні межі рідкого стану дуже близькі до температурного стану води. Температура замерзання гідрозину дорівнює 17 градусам за Цельсієм, що дає можливість використовувати його в ряді географічних зон.

У зв'язку з високою температурою замерзання, до гідрозину доцільно додавати антифризи. Вибір антифризу обмежується рідинами, що розчиняються в гідрозині. Найбільш ефективними з них є аміак та вода.

Найбільш перспективною є суміш, що складається з 64% гідрозину, 10% аміаку та 26% води.

В наш час гідрозин отримують з аміаку, що в свою чергу добувають з вуглеводнів.

1.9. Ріпакова олія, як паливо для ДВЗ

Ріпак - невибаглива культура, врожайність якої становить 15-25 центнерів насіння з гектару. Шляхом глибокої екстракції можливо виробляти 70% за масою, з чого й отримують моторні масла та дизельне паливо.

Олія ріпака, як масло, за своїми властивостями не поступається перед нафтовими маслами, має цілком прийнятні температуру застигання та в'язкість. За антикорозійними та протизношувальними властивостями, ріпакова олія набагато перевищує нафтові мастила.

Основні фізико-хімічні показники дизельного біопального-метилового ефіру, отриманого з ріпакової олії, наведені в таблиці:

Таблиця 1.3.

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					17

Показник	Метиловий ефір	Нафтове пальне
Густина при 20 ⁰ С, кг/м ³	880	810-890
Цетанове число	0,51	0,45-0,50
В'язкість при 20 ⁰ С, мм ² /с	7,5	9,5
Температура застигання, ⁰ С	-12	-15
Температура википання, ⁰ С	371-350	80% при 350

Основні фізико-хімічні характеристики палив.

Викиди шкідливих речовин з продуктами згоряння метил ефіру значно менші, ніж при використанні нафтового палива, так по сірці в 70 разів.

Метил ефір отримують з ріпакової олії хімічним перетворенням. Для отримання 1000 літрів метил ефіру необхідно 1000 літрів олії, 100 літрів метанолу та 16 літрів каталізатора (гідрооксиду калію або натрію). При цьому додатково отримують 110 літрів гліцерину та частково повертається метанол.

Вважають, що найбільш конкурентноспроможною технологією отримання метил ефіру з ріпакової олії, є олія, яку випускає фірма РМЕБРЮК. З одного гектару посівів фірма отримує 1000л метил ефіру. При цьому заводська вартість 1 літра метил ефіру складає 0,32 долара США, в той же час як нафтового - 0,66 долара США.

Для використання біопального в дизелі, необхідно провести певні вдосконалення. Так у форсунці, що має звичайно 3-4 отвори діаметром 0,25-0,35мм, залишився один отвір діаметром 1мм, який прочищається від нагару штифтом. Дизельний двигун на біопальному, встановлений на автомобілі "ФОЛЬКСВАГЕН ГОЛЬФ" витрачає 2,5/100км (при швидкості 30км за годину), а серійний дизельний двигун витрачає 4,5л. на 100км.

Такий двигун з 1992 року проходив випробування на автомобілі "Москвич 2141". При цьому оцінювались динамічні якості, паливна економічність, токсичність відпрацьованих газів. Динамічні характеристики дизельного двигуна при переході з нафтового палива на біопаливо, практично не змінюються.

Витрати дизельного пального та метил ефіру при різних швидкостях руху автомобіля, наведено в таблиці 1.4.

						Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.4.

Порівняння витрат палив

Швидкість, км/год.	Витрата дизельного . палива л/100 км	Витрата метил ефіру, л/100 км
40	3,0	3,0
60	3,3	3,4
80	4,0	4,1
100	5,1	5,3

При роботі дизельного двигуна на метил ефірі, викиди оксиду вуглецю на 1км шляху вищі, ніж на дизельному паливі (248 і 1,67г/км відповідно), вуглеводнів і оксиду азоту менше (1,07 і 1,5г/км). Відпрацьовані газы такого дизеля не містять сірки, та їх загальна токсичність значно нижча.

						Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Особливості робочого процесу газових двигунів

Поршневі двигуни внутрішнього згоряє газових модифікацій застосовуються як основні і допоміжні агрегати на компресорних станціях магістральних газопроводів, в компресорних цехах газобензинових заводів, в системах збору і промислової підготовки газу, на приводі бурових установок і т.д.

Основними видами палива, вживаними для поршневих ДВЗ нафтовій і газовій промисловості, є природний, попутний і зріджений газ. Найважливіші особливості робочого процесу газових двигунів витікають з порівняння фізичних властивостей газоподібних і рідких палив (табл.)

Природні газу складаються в основному (90-97%) з метану, і їх властивості близькі до властивостей метану. Попутні газу також як основний компонент містять метан; порівняно невеликий зміст важких вуглеводнів робить значний вплив на фізичні властивості. Температура самозаймання - найважливіша характеристика палива, визначає тип двигуна, запалення, вживаний при використуванні даного палива в двигуні.

Газоподібне паливо, як і бензин, характеризується високою температурою самозаймання, тому застосовується в двигунах із запалюванням від стороннього джерела енергії. Важкі сорти палива, наприклад, дизельні, характеризуються значно меншою температурою самозаймання і застосовуються в двигунах з самозайманням палива від стиснення (в дизелях).

Антидетонаційні властивості палив оцінюються октановим числом, визначуваним при випробуванні їх на спеціальних установках в стандартних умовах. Чим вище октанове число палива, тим вище його антидетонаційна

властивість. Природні, попутні і зріджені газу в порівнянні з рідкими сортами палива характеризуються більш високими значеннями октанового числа; отже, вони можуть бути використаний в двигунах з більш високими значеннями ступенів стиснення. Чим вище ступінь стиснення двигуна, тим вище його економічність.

Таблиця 2.1.

Показники	Природний газ(Метан)	Попутний газ (Метан -87,5% Важкі вуглеводні -12,5%)	Зріджений газ (пропан 50%,бутан - 50%)	Дизельне паливо	Бензин автомобільний
Температура самозаймання, °С	650	550-600	500	320-360	550-600

Показники	Природний газ(Метан)	Попутний газ (Метан -87,5% Важкі вуглеводні -12,5%)	Зріджений газ (пропан 50%,бутан - 50%)	Дизельне паливо	Бензин автомобільний
Октанове число по моторному методу)	110	95-100	95-100	35-40	60-70
Густина, кг/м ³ пароподібному стані	0,68	0,80	2,16	-	-
В рідкому стані	415	-	532	800	750
Температура випаровування	-161,4	-160	10	270-300	200-220
Низька теплота згоряє, МДж/кг	49,84	48,60	45,67	42,48	43,78
Теплота згоряє суміші палива з повітрям ($\alpha=1$), кДж/м ³	3324	3249	3475	3567	3580

Потужність поршневого двигуна прямо пропорційна, теплоті згорання суміші газоподібного палива з повітрям менше теплоти згорання рідких палив на 6-10%.

Отже, при переведенні поршневих ДВЗ з рідкого палива на газоподібне без зміни конструкції і за інших рівних умов потужність їх зменшується на 6 - 10%. Проте можливість використання газоподібного палива в двигунах з підвищеним ступенем стиснення ($\epsilon = 9-13$) і застосування наддуву дозволяють отримати газові двигуни з потужностними і економічними показниками, що не поступаються рідинним двигунам.

В карбюраторних двигунах при впусканні в циліндр навіть за найсприятливіших умов поступає газорідина, бензино-повітряна суміш; рідкі фракції, що не випарувалися, змивають мастило із стінок циліндра і, проникаючи в картер, розріджують масло.

Газоподібне паливо беззольно; в суміші з повітрям при впусканні в циліндр відсутні рідкі фракції, що не випарувалися. Все це приводить до збільшення

терміну служби масла в газовому двигуні, до зниження зносу основних деталей, до підвищення моторесурсу і надійності газового двигуна на 30-50% в порівнянні з рідинним.

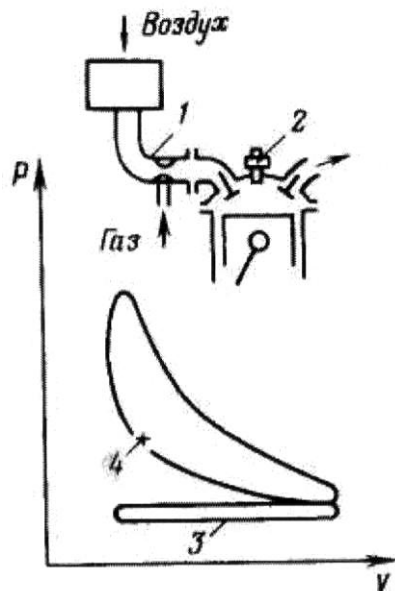


Рис.2.1. Схема і робочий процес газового двигуна з іскровим запаленням і зовнішнім сумішоутворенням:

1 - змішувач; 2 - свічка запалення; 3 - випускання газоповітряної суміші; 4 - запалювання від електричної іскри цього посилюється знос деталей двигуна і скорочується термін служби масла.

Газоподібне паливо застосовується в різних по конструкції і способу здійснення робочого процесу поршневих двигунах. В спеціально створюваних газових двигунах, призначених для роботи тільки на газоподібному паливі з максимальним використанням всіх його позитивних якостей. Такі двигуни володіють високими потужностними і економічними показниками.

В "конвертивних двигунах", тобто в двигунах, призначених для роботи як на рідкому, так і на газоподібному паливі, перехід з рідкого палива на газоподібне відбувається без яких-небудь конструктивних переробок двигуна. При роботі на газоподібному паливі двигун розвиває меншу потужність, оскільки позитивні якості газоподібного палива не використовуються і теплота згоряє газоповітряної суміші менше теплоти згоряє бензиноповітряної. В газових двигунах так само, як і в рідинних, здійснюється зовнішнє і внутрішнє сумішоутворенням.

Багато сучасних газових двигунів виконано із зовнішнім сумішоутворенням. Це зв'язано з тим, що при використуванні зовнішнього сумішоутворення з'являється можливість створювати на базі випускаються двигунів, що працюють на рідкому паливі, газові модифікації, призначені для роботи на газоподібному паливі, і застосувати газоподібне паливо в рідинно паливних двигунах без зміни їх конструкції із збереженням здатності цих двигунів працювати на рідкому паливі. Газові двигуни із зовнішнім сумішоутворенням випускаються, як правило, 4-х тактними. Застосовувати зовнішнє сумішоутворенням в двотактних двигунах недоцільно у зв'язку з великими втратами при продуванні циліндрів горючою сумішшю. При зовнішньому сумішоутворенням тиск газу перед органами змішувачів двигунів підтримується близьким до атмосферного, тим

					Арк.
					22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

самим запобігає витоку газу в зовнішнє середовище або проникнення повітря в газопровід.

При зовнішньому сумішоутворенням паливно-повітряна суміш готується в газоповітряному змішувачі або клапані змішувача, призначення яких полягає в ретельному перемішуванні газу і повітря в певній пропорції.

В газових двигунах низького стиснення застосовується запалення від електричної іскри, від розжареного елемента, від днища передкамери і факельне запалення. В газодизелях (в двигунах високого стиснення) паливо запалало від факела запального рідкого палива. Газові двигуни, створені на базі двигунів рідкого палива низького стиснення із зовнішнім сумішоутворенням, мають систему електричного запалення; газові двигуни, створені на базі дизелів, можуть мати як іскрове запалення (ГЧ-10,5/13, Г-58, 6ГЧ-36/45), так і запалення від факела запального рідкого палива (рис.2.2) (двигуни В2-300-ГД В2-450-ГД.

При переведенні дизеля в двигун з іскровим запаленням ступінь стиснення звичайно знижується на декілька одиниць (за рахунок зміни поршнів або головки блоку), форсунки замінюються свічками запалення, встановлюється система сумішоутворення і газоподачі. Технологічно переробка порівняно проста, але двигун абсолютно втрачає можливість працювати на рідкому паливі. При перекладі дизеля на газодизельний процес ніяких змін в конструкцію не вноситься, лише додається газовий змішувач, який встановлюється на повітряному патрубку впускання (у 4-х тактних дизелів без наддуву). У 2-х тактних (рис.2.3) і 4-х тактних дизелів з наддувом встановлюється газовий клапан, через який газ вдувається в циліндр після продування. Таким чином, при чотирьохтактному газодизельному процесі без наддуву в циліндр двигуна подається не повітря, як в звичайному дизелі, а газоповітряна суміш. В кінці стиснення температура газоповітряної суміші недостатньо висока для самозаймання, але перевищує температуру запалювання дизельного палива. Тому при газодизельному процесі газоповітряна суміш запалюється від уприскування в кінці стиснення невеликої дози дизельного палива. Уприскування запального рідкого палива може здійснюватися звичайною дизельною апаратурою. Двигун в цьому випадку зберігає можливість в експлуатаційних умовах швидкого переходу на дизельне паливо.

Мінімальна кількість запального рідкого палива, що забезпечує стійку роботу двигуна, визначається характеристикою встановленої на ньому паливної апаратури. В конвертивному двигуні паливний насос повинен забезпечувати подачу такої кількості палива, яке необхідне для роботи на рідкому паливі при номінальному навантаженні. Мінімальна кількість запального рідкого палива, яке такий насос може стійко подавати, складає 20-25%.

При меншій подачі можлива нерівномірність і пропуск в подачах окремих секцій багатоплунжерних насосів.

Якщо ж на двигуні встановити спеціальний паливний насос для уприскування тільки запального рідкого палива, то стійку роботу двигуна можна отримати при подачі 5-6 % палива від кількості рідкого палива, необхідного для роботи тільки на рідкому паливі при номінальному навантаженні.

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	23

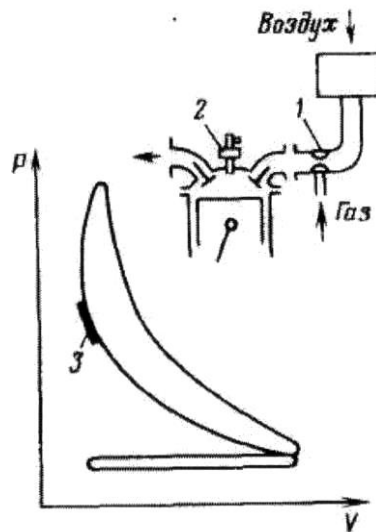


Рис.2.2. Схема і робочий процес 4-х тактного газодизеля:
1 - змішувач; 2 - форсунка; 3 - уприскування запального рідкого палива

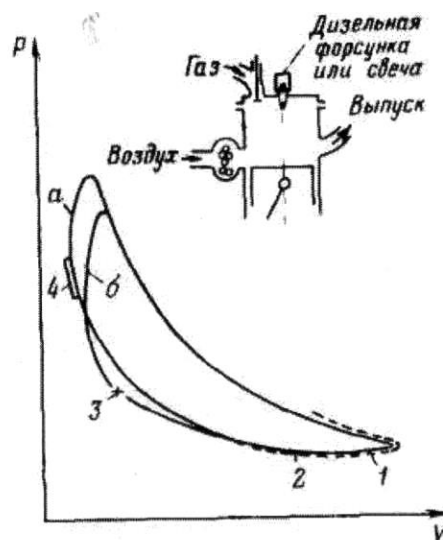


Рис.2.3. Схема і робочий процес 2-х тактного газового двигуна:
а - робочий процес газодизеля; б - газовий двигун з іскровим запаленням;
1 - продування і заповнення циліндра повітрям; 2 - впускання газу; 3 - запалювання від електричної іскри; 4 - уприскування запального рідкого палива від його номінальної подачі.

2.2. Особливості конструкції і показники газових двигунів

Двигун В2-300-ГД

В нафтовій і газовій промисловості застосовуються газові модифікації двигуна В2 - газодизелі В2-300-ГД і В2-450-ГД.

Двигун В2-300-ГД створений на базі двигуна В2-300 і пристосований для роботи як на рідкому, так і на газоподібному паливі. Двигун обладнаний газовим змішувачем і охолоджуваними випускними трубопроводами. Впускні трубопроводи, система подачі рідкого палива і система регулювання змінені. Двигун В2-300 ГД має наступні показники: потужність $N_e = 176-200 \text{ кВт}$ при

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	24

$n=1500\text{об/хв.}$, питома витрата газоподібного палива при $g_e=0,34\text{м/(кВт}\cdot\text{год.)}$, $Q_H=33,5\text{МДж/м}$, питома витрата запального палива $g_{ej}=52\text{г/(кВт}\cdot\text{год.)}$.

В схемі живлення газоповітряною сумішшю циліндрів одного блоку двигуна В2-300-ГД (рис.2.4) підвід газу в змішувач 3 здійснюється по трубі 9, а повітря - через патрубок 1. Кількість газу, що подається, регулюється дроселем, який жорсткою тягою і передачею 8 пов'язаний з регулятором двигуна. Подача повітря регулюється за допомогою клапана, встановленого в повітряному патрубку. Цей клапан за допомогою пружини 2 і важеля 4 сполучений з тягою перемикачів 5 і 6.

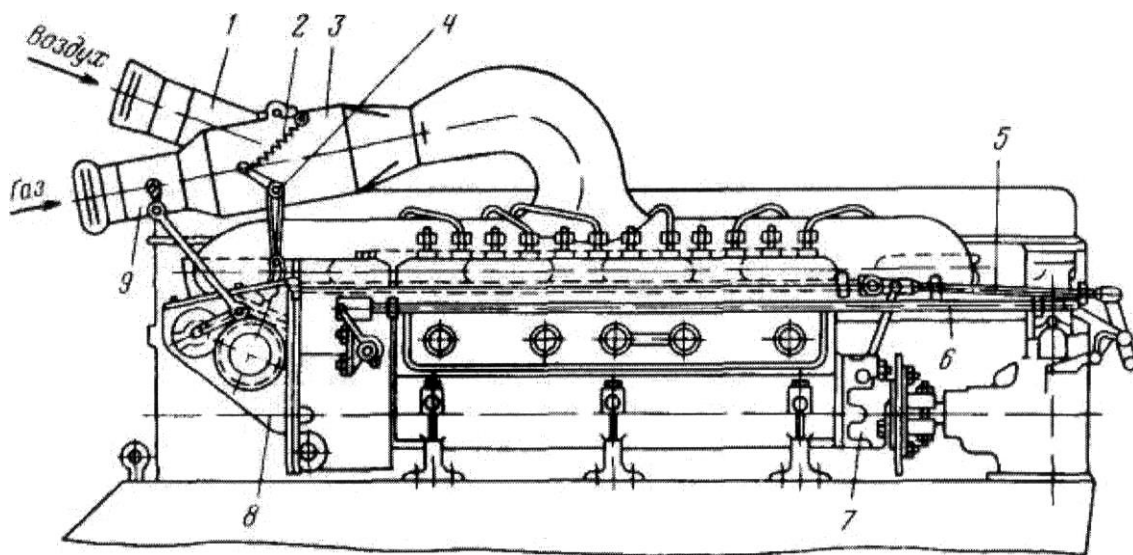


Рис.2.4. Схема живлення газом одного ряду циліндрів двигуна В2-300-ГД

Якщо прикрити газовий дросель, в змішувачі створюється розрідження, під дією якого повітряний клапан, долаючи натягнення пружини, починається, забезпечуючи потрібну подачу і кількісне регулювання суміші на всіх режимах роботи двигуна. При роботі двигуна тільки на рідкому паливі газовий дросель повністю перекривається, ослабляється натягнення пружини 2 і забезпечується необхідне наповнення повітрям циліндрів двигуна.

При роботі двигуна по газорідинному процесу робота паливного насоса регулюється рівномірною подачею палива по циліндрах при малих дозуваннях.

Паливний насос 7 двигуна В2-300 звичайно регулюється так, щоб різниця в подачах двох будь-яких секцій не перевищувала 3-4% на максимальній потужності. Проте на режимі холостого ходу нерівномірність в подачі по секціях досягає 40 %. Рівномірна подача паливного насоса (при малих його подачах) при роботі двигуна по газодизельному процесу забезпечується спеціальним підбором деталей і регулювання насоса.

Газодизель В2-450ТД може працювати як на природному або попутному газах з присадкою запального рідкого палива, так і на одному дизельному паливі.

Причому перемикач з одного палива на інше можна проводити під час роботи двигунів.

					Арк.
					25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Показники газодизеля В2-450 - ГД наступні: ефективна потужність $N_e=330\text{кВт}$ при $n=1600\text{об/хв.}$, середній ефективний тиск при номінальній потужності $p_e = 0,65\text{МПа}$, питома витрата газоподібного $g_{eg} = 0,21\text{м}^3(\text{кВт}\cdot\text{год.})$ і запального рідкого $g_{eжз}=32\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$.

Газовий двигун ГД-100

Велика робота по переводу рідинно-паливних двигунів на газоподібне паливо і впровадження їх в промисловість проводиться науково-дослідним інститутом природних газів (НДІГАЗ) спільно з двигуно-будівними заводами і спеціальними конструкторськими бюро.

ВНІГАЗ спільно з ПО "Завод им. Малишева" створили газові двигуни на базі дизелів типу Д-100, які широко поширені на залізничному і водному транспорті і в стаціонарній енергетиці.

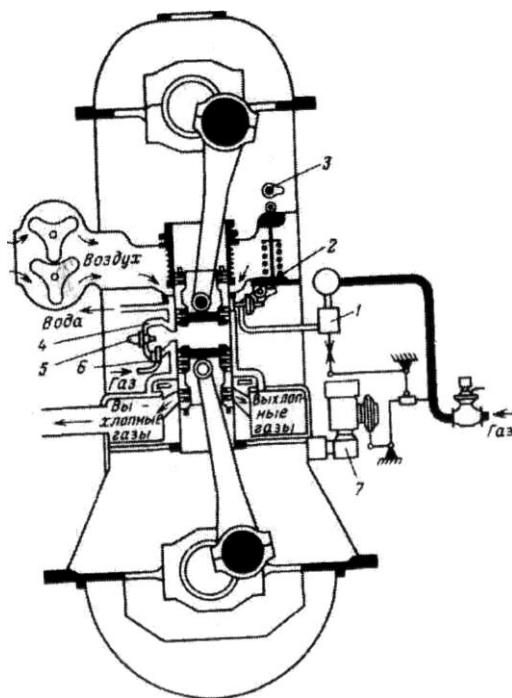


Рис.2.5. Газовий двигун ГД-100 - двотактний з поршнями, прямоточно-щілистим продуванням, наддувом, що стрічно-рухаються, з іскровим форкамерно- факельним запаленням.

Продування і наповнення повітрям циліндрів газового двигуна ГД-100 проводиться так само, як і в дизелі Д-100 від нагнітача під тиском $0,12-0,13\text{МПа}$. Повітря поступає в циліндри через верхні вікна і витісняє відпрацьовані гази. На початку стиснення після перекриття поршнями верхніх і нижніх вікон, що сходяться, всередину циліндра під тиском подається газ, кількість якого змінюється дозуючим органом 1, керованим регулятором 7. В дозуючому органі тиск газу автоматично знижується залежно від режиму роботи двигуна до $0,2-0,7\text{МПа}$. Далі газ поступає до газового клапана впускання 2, який відкривається на початку стиснення за допомогою кулачка на валу 3, встановленому на місці валу приводу паливних насосів дизеля.

Після впускання по ходу стиснення в циліндрі газ змішується з повітрям. У форкамеру 4, об'єм якої складає 3 - 4% від об'єму камери стиснення циліндра, на

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	26

початку стиснення через автоматичний клапан 6 подається невелика порція газу; в результаті змішення цієї порції газу із збідненою газоповітряною сумішшю, що поступила з циліндра, у форкамері утворюється легкозаймиста суміш, яка підпалюється в кінці стиснення іскрою на свічках запалення 5, що збагатила, розташованих в кришці форкамери. З форкамери в циліндр витікає факел газів, що горять, який турболізує і запалює основний заряд, забезпечуючи той, що згоряє збіднених сумішей в циліндрі. Ця особливість форкамерно-факельного запалення дозволяє регулювати режим роботи двигуна, як в дизелі, шляхом зміни складу в циліндрі.

Таким чином, переведення дизеля Д-100 на газоподібне паливо не вимагає зміни його конструкції. Додається лише один отвір в гільзі циліндра для установки газового клапана і замість дизельної апаратури і приводу до неї встановлюються більш проста газова апаратура з приводом і система запалення.

Газові двигуни 11 ГД-100 використовуються в автоматизованих моторгенераторах електростанцій, що дають енергію для власних потреб магістральних газопроводів. Багаторічний досвід експлуатації цих двигунів показує, що по своїх потужнісних і економічних показниках вони не поступаються дизелям 11 Д-100

Таблиця. 2.2.

Показники дизельних та газових двигунів

Показники	Дизелі		Газові двигуни	
	Тепловозний 2Д-100	Стаціонарний 11-Д-100	11-ГД-100	11-ГД- 100М
Потужність,кВт	1470	1103	1103	1000
Частота обертання, об/хв.	850	750	750	600
Ступінь стиснення	15,1	15,1	12,5	12,5
Середній ефективний тиск, МПа	0,62	0,53	0,53	0,60
Середня швидкість поршня, м/с	7,2	6,35	6,35	5,08
Ефективний ККД, %	37	36	33	35
Максимальний тиск згорання, МПа	8	7,3-7,6	6,6	6,2
Швидкість підвищення тиску при згорання, МПа/ПКВ	0,35	0,32	0,15	0,13
Тиск надуву, МПа	0,135	0,125	0,125	0,125
Температура відпрацьованих газів, °С	350	340	345	350
Вага двигуна, кг	16000	16000	16000	16000
Питома вага двигуна, кг/кВт	10,9	14,5	14,5	16

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	27

Використовування кожного газового двигуна 11 ГД-100 замість дизеля економить 2 тис. т дизельного палива і 10 т високоякісного масла з тими, що просіли. Газовий двигун типу 16 ГДН 23/2×30

Двотактний газовий двигун з поршнями 61ГА, що протилежно рухаються, створений НДІГАЗів спільно із заводом "Російський дизель" на базі серійного дизеля 61В.

Двигун 61ГА використовувався в газоперекачуючому агрегаті, де він був приводом оппозитного газового компресора, частота обертання валу якого 375 об/мин.

На базі газового двигуна 61ГА створена також моторгенераторної установка МГ-3500 потужністю 3500кВт. Двигун цього агрегату 64ГА відрізняється від двигуна 61ГА лише передавальним відношенням в головній передачі і розмірами прохідних перетинів паливної апаратури.

Годинна витрата паливного газу і питома витрата теплоти газового двигуна 64ГА при 100% навантаженню складають відповідно 1150м/год. і 10600кДж/(кВт·год.).

Двигуни 61ГА і 647А мають достатньо високу економічність; К.К.Д. цих двигунів знаходиться в межах 36-37%. Агрегат МГ-35 автоматизований по 3-й ступеню.

Газовий двигун К-762

Газовий двигун К-762 створений НДІГАЗів і Токмакським дизелебудівним заводом ім. Кирова на базі дизелів 64 12/14. Він призначений для автоматизованого моторгенератора ГДГА-48.

Четирьохтактний двигун 64 12/14 відноситься до дизелів середньої швидкохідності і використовується в суднових і стаціонарних установках. Переведення 4-х тактного дизеля без надуву на газоподібне паливо може бути здійснений по найпростішій карбюраторній схемі. В цьому випадку на трубопровід впускання двигуна встановлюється газоповітряний змішувач, через який в циліндри двигуна на такті всмоктування поступає газоповітряна суміш, запалювана в кінці стиснення іскрою від свічки запалення. Газ з сіті під тиском до 0,6МПа поступає через фільтр і замочний вентиль до редуктора, де тиск знижується; цей тиск підтримується газовим редуктором постійно, незалежно від режиму роботи двигуна.

Після редуктора газ через ресивер подається в змішувач, де змішується в потрібній пропорції з повітрям, що поступає через повітряний фільтр з атмосфери Заслінка змішувача управляється регулятором двигуна; за допомогою заслінки регулюється кількість паливо-повітряної суміші, що подається. При запуску основний вентиль закритий і газ подається через відкритий пусковий вентиль, минувши редуктор.

						Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

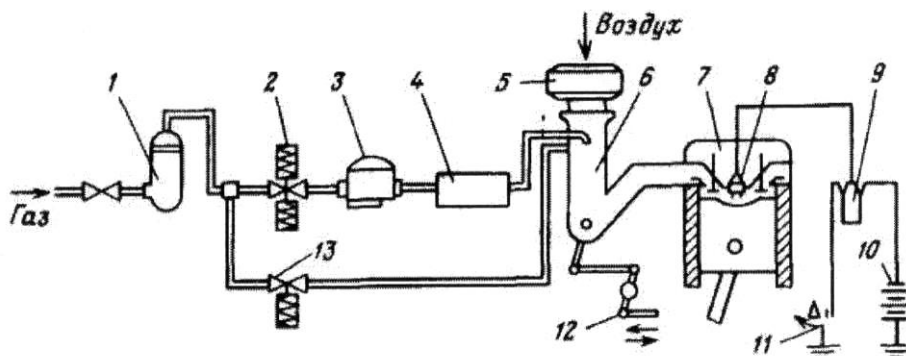


Рис.2.6. Схема системи живлення і запалення газового двигуна на базі дизеля: 12/14:

1-газовий фільтр; 2-головний замочний вентиль з електромагнітним приводом; 3-газовий редуктор; 4-газовий ресівер; 5-повітряний фільтр; 6-газоповітряний змішувач; 7-циліндр двигуна; 8-свічка запалення; 9-індукційна котушка; 10-акумулятор; 11-переривник-розподільник; 12-тяга від регулятора швидкості; 13-пусковий вентиль з електромагнітним приводом.

Таблиця. 2.3.

Показники дизеля К-457 та газового двигуна К-762

Параметри	Дизель К-457	Газовий двигун К-762
Номінальна потужність, кВт	58,8	58,8
Частота обертання, об/хв.	1500	1500
Ступінь стиснення	16	11,5
Середній ефективний тиск, МПа	0,5	0,5
Максимальний тиск згорання, МПа	6	5
Питома витрата палива при номінальному режимі, кДж/кВт·год.	10830	10830
Питома витрата мастила (без урахування злитого при зливі), г/кВт·год.	10,2	8,5
Вага сухого двигуна, кг	1080	1080
Габаритні розміри, мм:		
довжина	1530	1530
ширина	785	785
висота	1112	1112

Для запалення газоповітряної суміші служить система, що складається з акумуляторної батареї, переривника-розподільника з приводом від колінчастого валу, індукційної котушки і свічок запалення.

Випробування газового двигуна, досвід його експлуатації показали, що на повному навантаженні по економічності газовий двигун не поступається дизелю: його ефективний ККД - досягає 34%.

ВНІІГАЗ розробив ряд повністю автоматизованих газових мотор-генераторів 23-4РГ, 13-8РГ і 23-16АГ потужністю відповідно 3,5; 8 і 16кВт на базі дизель-генераторів, серійно що випускаються.

Мотор-генератори з газовими двигунами призначаються для станцій катодного захисту і радіорелейного зв'язку магістральних газопроводів, розташованих у віддалених районах, доступ до яких утруднений тривалий час.

Таблиця.2.4.

Характеристика мотор-генераторів з газовими двигунами

Показники	2Э-4РГ	1Э-8РГ	2Э-16АГ
Номінальна потужність, кВт	3,5	8	16
Кількість циліндрів двигуна	1	2	4
Паливо	Природний газ		
Тиск підведеного газу, кПа	1,8	1,8	1,8
Степінь стиснення	10	10	10
Частота обертання, об/хв.	1500	1500	1500
Лінійне напруження, В	230	400	400
Система запалювання	Магнето	Магнето	Магнето
Питома витрата палива,кДж/кВт·год.	10800	12600	13680
Питома витрата мастила,г/кВт·год.	3	4	4,2
До ТО, год.	1500	1000	1000
До кап. рем., год.	22000	22000	22000

Розроблений ряд газових двигунів з'явився базою для створення автоматизованих пересувних електростанцій (АГТЕС), які в даний час успішно експлуатуються на об'єктах газової промисловості. До числа таких електростанцій відносяться АПЕС-3,5; АПЕС-7, АПЕС-14.

Дослідження і досвід експлуатації газових двигунів ряду дозволили зробити певні висновки переклад дизелів ряду Ч 8,5/11 на газ практично не вимагає зміни їх конструкцій, допрацьовують лише кришки циліндрів для установки жароміцних сідел і свічок запалення;

- питома потужність і К.К.Д. газових двигунів приблизно такі ж, як і у базових дизелів;

- значно знизилася токсичність відпрацьованих газів, в 1,5-2 рази збільшився моторесурс;

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	30

- збільшився термін служби і зменшилися витрата мастила; знизилися експлуатаційні витрати на паливо і масло.

2.3. Управління газовими форсунками

В даний час сучасні автомобілі забезпечуються системою бортової діагностики EOBD (European On Board Diagnostic), що оцінює своєчасно роботу двигуна з погляду підготовки і згоряє паливної суміші. При установці на такі автомобілі газових систем живлення, потрібне устаткування, яке діє на принципах сумісних з системою уприскування бензину.

Системи управління газу четвертого покоління мають ряд принципових відмінностей від систем попередніх поколінь, які і визначають істотно кращі експлуатаційні і екологічні показники двигунів. Дозування газу виконується на основі початкового сигналу для бензинового інжектора.

Розглянемо принципи роботи на основі схеми системи управління газу фірми ELPIGAZ «ELISA».

Газ до форсунок подається під тиском 0,09МПа оригінальним одноступінчатим газовим редуктором 8 В кожний циліндр газ подається своєю форсункою.). В системі «ELISA», всі форсунки, конструктивно виконані у формі єдиного блоку (всередині чотири електромагнітні форсунки) (5). В системі

«STELLA форсунки» виконані у формі єдиного блоку (2,3, 4 секційні) або окремих форсунок.

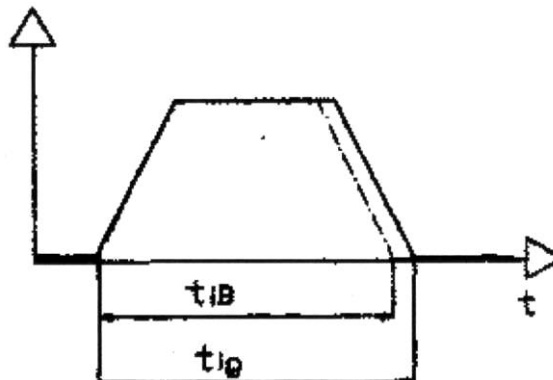


Рис.2.7. Сигнали газового електронного блоку управління повинні забезпечити повну сумісність з EOBD

Всі форсунки, конструктивно виконані у формі єдиного блоку (всередині чотири електромагнітні форсунки) (5). Цей варіант дешевше, ніж набір окремих форсунок.

Управляє відкриттям і закриттям цих форсунок «газовий електронний блок» управління (ЕБУ) (3).

Під час роботи паливна карта уприскування і газу повинна описуватися наступною залежністю:

$$tiG = tiB \times (yz - a)$$

де: y,z,a - параметри, які не може змінити газовий ЕБУ; x - параметр, який може знехтувати газовий ЕБУ.

					Арк.
					31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Слід врахувати, що збільшення t_{iG} обмежено умовою накладення фаз газорозподілу. Щоб уникнути істотного збільшення часу відкриття газової форсунки t_{iG} необхідно збільшити її пропускну спроможність шляхом підбору робочого перетину.

Відмітна особливість системи ELISA і STELLA в тому, що конструкція газових форсунок дозволяє підібрати необхідний робочий перетин форсунки.

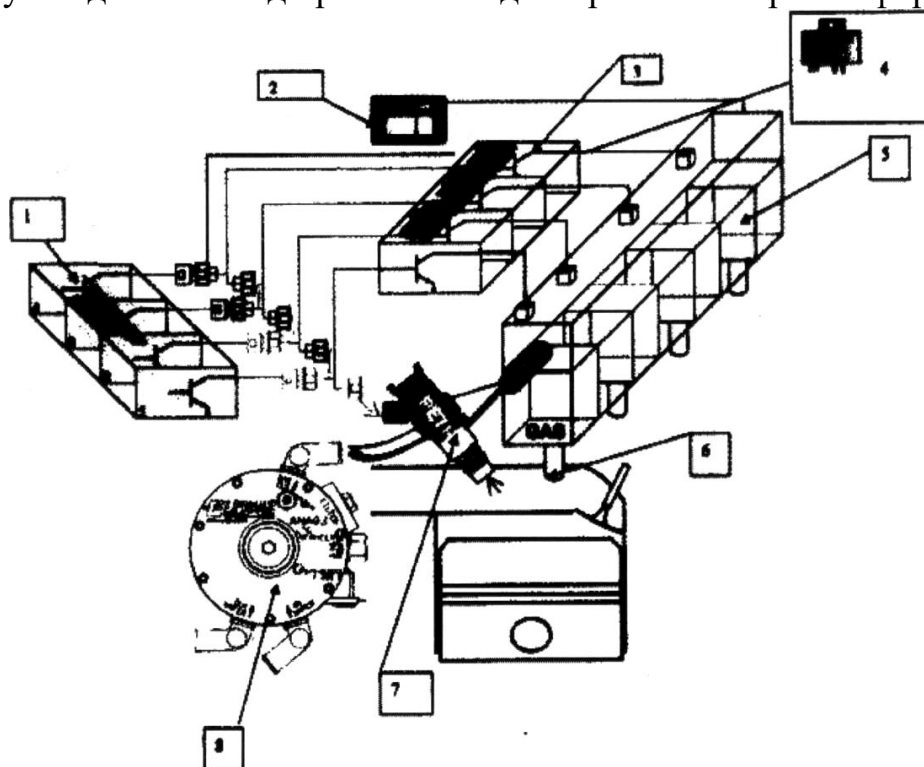


Рис.2.8. Графік зміни часу відкриття газових (t_{iB}) форсунок:

1-бензиновий ЕБУ; 2-перемикач Газ-бензин суміщений здавальником рівня палива; 3-газовий ЕБУ; 4-датчик тиску, розрідження; 5-блок форсунок; 6-штуцер, що калібрується; 7-бензинова форсунка; 8-газовий одноступінчатий редуктор.

Газова форсунка є електромагнітним клапаном (1,2) із замінюваним штуцером (жиклером) (3), що калібруються. В кожний циліндр газ подається своєю форсункою. При підборі штуцерів, що калібруються, необхідно врахувати наступні чинники, що визначають вибір діаметра отвору (робочого перетину) штуцера, що калібрується: потужність двигуна, кількість циліндрів.

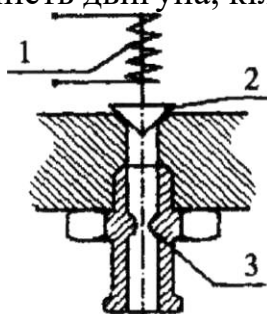


Рис.2.9. Схема газової форсунки:

1-обмотка котушки соленоїда; 2-клапан; 3-робочий перетин штуцера, що калібрується.

Датчик тиску розрідження приймає пневмосигнали з газової магістралі форсунок і колектора впускання, перетворює і передає їх на газовий ЕБУ. Датчик температури газу, розташований на блоці форсунок також подає на газовий ЕБУ корегуючий сигнал.

Таким чином, відбувається вимірювання і облік величини абсолютного тиску і температури газу, які постійно міняється через зміну режимів двигуна і інших зовнішніх умов. Цим в значній мірі забезпечується добра приймальна здатність автомобіля, особливо на перехідних режимах руху.

Оригінальний програмний продукт газового ЕБУ ELISA і STELLA дозволяє провести індивідуальний підбір, контроль і коректування параметрів уприскування газу. Налаштування системи достатньо проста для виконання завдяки тому, що всі процедури наочно відображаються в середовищі Windows на екрані персонального комп'ютера підключається через діагностичний роз'єм до газового ЕБУ. Це дозволяє самостійно встановити і набудувати систему ELISA і STELLA в майстерні.

Заздалегідь проводиться регулювання вихідного тиску редуктора, встановлюється по вибору температура охолоджуючої рідини в ньому. Потім виконується авто-калібрування, яке відображається на екрані. Під час авто-калібрування комп'ютерна програма автоматично до можливого мінімуму зводить різницю сигналу часу відкриття газових форсунок (t_{iB}).

Звичайно авто-калібрування виконується під час роботи двигуна на холостому ходу при частоті обертання колінчастого валу двигуна.

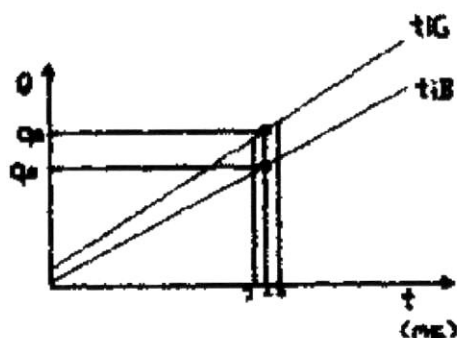


Рис.2.10. Графіки залежності витрати палива q_B і q_G від часу відкриття форсунок t_{iB} і t_{iG} при авто-калібруванні.

Після авто-калібрування за допомогою опції «Модифікація суміші» можна також самостійно («в ручну») виконати додаткове коректування складу суміші, щоб встановити оптимальні параметри роботи двигуна на газі для певних режимів. Для цього використовується двовірна паливна карта уприскування, в якій даний час відкриття форсунок для різних режимів. В завершенні регулювань роблять аналіз вихлопних газів і перевіряють параметри під час дорожнього тесту, є можливість вводити програми з картотеки в газовий ЕБУ.

Газовий ЕБУ одночасно виконує роль емуляторів, без яких раніше не обходилося переобладнання інжекторних двигунів. Коли газовий ЕБУ одержує сигнал управління газовими форсунками, він одночасно посилає в базовий ЕБУ сигнал «муляж нормальної роботи» електричного ланцюга цих пристроїв.

					Арк.
					33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	



Рис.2.11.

Необхідно відзначити, що в системі ELISA і STELLA не потрібна емуляція сигналу лямбда зонда, тому на відміну від систем 2 і 3 го покоління при роботі на газі цей сигнал повністю відповідає аналогу.

Найважливішою гідністю системи ELISA і STELLA є 100 процентна відсутність сплесків.

Систем керування подачею газу ELISA успішно експлуатується на більшості відомих зарубіжних моделей легкових автомобілів (DAEWOO, FORD, RENAULT, PEUGEOT, OPEL, BMW і ін.

						Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1. Загальні характеристики базового автомобіля

Двигун ГАЗ-560 з безпосереднім впорскуванням та наддувом - це 4-х циліндровий рядний двигун, який має ті ж базові характеристики, що і його попередник - передкамерний двигун: внутрішній діаметр 85мм; хід: 94мм; робочий об'єм циліндрів: 2134см³.

Блок циліндрів на цьому двигуні виготовлений з чавуна. В блоці циліндрів розміщені глухі циліндри двигуна, які омиваються охолоджувальною рідиною. Знизу на блок циліндрів на центруючих втулках встановлені три опори колінчатого валу. Кришка корінних підшипників встановлені на центруючі втулки опор. На блок циліндрів встановлено передні та задні опорні кільця, на які встановлюють картер двигуна. Картер двигуна алюмінієвий, складається з двох частин, з'єднаних болтами через три центровочні втулки та оброблені разом. Поршні виготовлені з спеціального алюмінієвого сплаву, з залитою вставкою неризистового чавуну в зоні верхнього компресійного кільця. На юбку поршня нанесено коллоїдно-графітове покриття. На поршень встановлено два компресійних та одне масло знімальне кільця. Поршні мають камери згорання в формі Омеги, які вмонтовані в головки, днища охолоджуються струменем оливи, що поступає з жиклерів, юбки з контрольованим розширенням.

Головка блоку циліндрів з легкого сплаву, на якій розміщується кулачковий вал, що приводиться до руху зубчатим ременем від колінвала, сідла та направляючі клапанів вставні.

Ліва сторона двигуна має допоміжну групу, в якій розташовано проміжний вал, що приводиться до руху системою розподілення. Цей вал дає рух різним насосам, таким як: насос впорску, паливний насос, вакуумний насос та оливний насос, водяний насос, який приводиться до руху від колінвала через трапецієдальний ремень.

3.2. Характеристика двигуна

Таблиця.3.1.

Марка	ГАЗель
Тип	4-х тактний, дизель
Версія	з наддувом
Кількість циліндрів	4 в ряд
Охолодження	рідиною
Цикл	4-х тактний
Система впорску	безпосередня (прямого впорску)
Внутрішній діаметр	85мм.
Хід	94мм
Робочий об'єм циліндрів	2134 см ³
Ступінь стиску (об'ємне співвідношення)	20,5
Середній ефективний тиск	8,9 бар

						Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність	95 к/с БШ (70 кВт)
Режим	4750 об/хв
Крутячий момент	20,4 Н·м

3.3. Конструктивні зміни базового автомобіля

Кузов "РУТА". Внутрішня частина оздоблена термоізолюючим матеріалом - "САГРЕІ", що одночасно виконує і декоративно-оздоблювальну функцію. Також, у зв'язку збільшення загального об'єму салону автомобіля, для його обігріву в холодну пору року встановлено додатковий обігрівач салону з автономним нагрівальним елементом.

Головною конструкторською зміною базового автомобіля - є переобладнання його системи живлення з дизельної на газову і встановлення газової апаратури.

Переобладнання автомобіля на газове живлення

В сучасних двигунах кількість палива поданого в камеру згоряє залежить від сигналів отриманих з датчиків, що мають основний вплив на процес підготовки і згоряє суміші. Комп'ютер, що управляє подаванням газу на підставі отриманих сигналів, на базі паливної карти визначає відповідні час відкривання газової форсунки (tiB), окремо для кожного циліндра, забезпечуючи подачу оптимальної кількості газу для кожного циклу роботи двигуна.

Балони закріплені майже посередині кузова повздовж автомобіля за допомогою спеціальних кронштейнів. Усі трубопроводи (з'єднувальні шланги) армовані.

Повне переобладнання на стовідсоткове живлення газом, для чого двигун піддається ґрунтовної модернізації. Так як октанове число метану, наприклад, досягає 120, то штатна ступінь стиснення дизельного двигуна для нього занадто висока, і щоб уникнути детонації і, як наслідок, швидкого руйнування агрегату, її необхідно знизити до 12:1-14:1. Крім того, температура самозаймання газу становить близько 700 °С проти 320-380°С у дизпалива, тому займатися від стиснення він не може і для його підпалу циліндри необхідно оснастити системою іскрового запалювання, як на бензинових моторах: Приклад — газомоторная техніка компанії «РариТЭК» з Набережних Човнів на базі моделей КамАЗ . Дизельний двигун вантажного і легкового автомобіля можна переобладнати для роботи з газобалонним обладнанням як на пропан-бутані, так і на метані. Однак, на відміну від перекладу бензинових двигунів, модернізація дизельного двигуна вимагає серйозних змін штатної системи живлення дизеля.

Робота дизельного двигуна починається з запалювання. Однак просто підвести газ до камер згоряння недостатньо. Газ не розпалиться сам по собі від стиснення, так як його температура самозаймання набагато вище ніж у солярки: 700 градусів у газу проти 320-380 у дизельного палива. Тому при переведення дизеля на газ навіть теоретично неможливо використовувати тільки один вид палива. У цьому випадку в циліндрах температури стисненого повітря буде недостатньо. Для вирішення цієї проблеми розроблено два типи модернізації:

						Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

переобладнання дизеля в газовий двигун, а також спільне використання дизпалива і газу.

Газовий двигун

Цей метод більш простий в експлуатації, але потребує радикальних переробок в конструкції двигуна. Необхідно демонтувати паливну апаратуру,

замість якої встановлюють нову систему запалювання. Форсунки знімаються, замість них встановлюють свічки запалювання. Потім монтується газобалонне обладнання. Газ за допомогою дозатора надходить у впускний колектор.

Але цього для довгострокової роботи мотора недостатньо. Та ступінь стиснення, яка використовується для займання дизельного палива, занадто висока для метану з октановим числом 120. При експлуатації двигуна без подальших поліпшень буде виникати детонація, яка призведе з часом до поломки двигуна.

Для довгострокової служби мотора ступінь стиснення треба скоротити до 12-14. Робиться це збільшенням внутрішнього об'єму камери згоряння. Можна розточити або днища поршнів, або камери згоряння головки блоку. Необхідно враховувати, що можна зняти лише невеликий шар металу, щоб конструкція не розірвалася під час займання. Якщо розточки металу недостатньо для збільшення обсягу камери, під ГБЦ додатково встановлюють прокладки.

В результаті переробок від дизеля мало чого залишається, тому модернізований двигун називають газовим. За технічними характеристиками перероблений дизельний двигун буде порівнянний з переведеним на газ бензиновим мотором (якщо буде дотримана ступінь стиснення 12-14). В результаті підвищується його економічність, менше шкідливих викидів, істотно збільшується ресурс двигуна. Для роботи газового двигуна потрібно заправлятися тільки газом.

						Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ

4.1. Тепловий розрахунок двигуна

Досягти підвищення точності теплового розрахунку автомобільного двигуна можливо на основі орієнтації при обиранні необхідних параметрів на дані результатів випробувань аналогічних діючих двигунів з урахуванням їх конструктивних особливостей і експлуатаційних режимів.

4.1.1. Розрахунок процесу впуску

В сучасних швидкохідних двигунах відкриття впускного клапана починається в середньому за $10...40^0$ повороту колінчастого валу до приходу поршня до ВМТ, а закриття - через $40...80^0$ після НМТ.

У двигуні з наддувом повітря до циліндру надходить з компресора (нагнітача), де воно попередньо стискається. Згідно цього тиск і температура навколишнього середовища при проведенні розрахунку робочого процесу двигуна з наддувом приймається рівним тиску P_k і температурі повітря на виході з компресора. У системі подачі повітря після нагнітача використовується охолоджувач, то за параметрами тиску і температури приймається тиск і температура повітря після охолоджувача.

В залежності від міри наддуву тиск наддувочного повітря приймаємо при середньому наддуві:

$$p_k = 2,0 \cdot p_0 = 2,0 \cdot 0,1 = 0,2 \text{ МПа}$$

Температура повітря після компресора:

$$T_K = T_0 \left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}, = 288 \left(\frac{0,2}{0,1} \right)^{\frac{1,5 - 1}{1,5}} = 576^{\circ}\text{K}$$

де: $n_K = 1,5$ - показник політропи стиску повітря в компресорі.

В циліндрі двигуна перед початком процесу наповнювання завжди знаходиться певна кількість залишкових газів, які займають об'єм V_c камери згоряння. Значення вихідного тиску залишкових газів p_r встановлюється в залежності від кількості і розташування клапанів, опору впускного і випускного трактів, фаз газорозподілу, швидкохідності двигуна, навантаження та інших факторів.

Для двигунів з наддувом і наявністю газової турбіни у випускному тракті:

$$p_r = 1,0 \cdot p_k = 1,0 \cdot 0,2 = 0,2 \text{ МПа}$$

Значення температури залишкових газів T_r залежить від типу двигуна, міри стиску, навантаження, частоти обертання колінчастого вала, коефіцієнта надлишку повітря для газових двигунів $T_r = 780^{\circ}\text{K}$.

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	38

Величина підігріву ΔT залежить від розташування і конструкції впускного трубопроводу, системи охолодження, наявності спеціального пристрою для підігріву, швидкохідності двигуна і наддуву.

Температура підігріву свіжого заряду приймаємо, для газових двигунів з наддувом - $\Delta T = 10^0$.

Тиск в кінці впуску визначається з рівняння, для двигунів з наддувом:

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,2 - 0,015 = 0,185 \text{ МПа}$$

Втрати тиску Δp_a внаслідок опору впускної системи і затухання швидкості руху заряду в циліндрі з деякими припущеннями можна визначити з рівняння Бернуллі:

$$\begin{aligned} \Delta p_a &= (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \rho_k \cdot 10^{-6} = \\ &= 2,8 \frac{95^2}{2} 1,21 \cdot 10^{-6} = 0,015 \text{ МПа} \end{aligned}$$

де : β - коефіцієнт затухання швидкості руху заряду в перерізі циліндра;
 $\xi_{\text{вп}}$ - коефіцієнт опору впускної системи, віднесений до найбільш вузького її перерізу;

$\omega_{\text{вп}}$ - середня швидкість руху заряду в найменшому перерізі впускної системи;

p_k і p_0 - густина заряду під час впуску при наддуві $p_k = p_0$. За дослідними даними в сучасних двигунах

$$(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 2,8; \omega_{\text{вп}} = 95 \text{ м/с}$$

Густина впускного заряду :

$$\begin{aligned} \rho_k &= \frac{p_k \cdot 10^6}{B T_k} = \frac{0,2 \cdot 10^6}{287 \cdot 576} = 1,21, \text{ кг/м}^3 \\ \text{або } \rho_0 &= \frac{p_0 \cdot 10^6}{B T_0} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 288} = 1,21, \text{ кг/м}^3 \end{aligned}$$

де : $B = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ - питома газова постійна.

В залежності від типу двигуна величина Δp_a для 4-х тактних двигунів на номінальному режимі складає для двигунів з наддувом

$$\Delta p_a = 0,15 p_0 = 0,15 \cdot 0,1 = 0,015 \text{ МПа}$$

Величина коефіцієнта залишкових газів γ_r визначає якість очищення циліндрів від продуктів згоряння і для чотиритактних двигунів дорівнює:

						Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- з урахуванням продувки і дозарядки циліндра:

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\psi_n \cdot p_r}{\varepsilon \psi_g p_a - \psi_n p_r} =$$

$$= \frac{576 + 10}{780} \cdot \frac{1,025 \cdot 0,2}{16 \cdot 1 \cdot 0,185 - 1,025 \cdot 0,2} = 0,056$$

де: ε - міра стиску;

ψ_g і ψ_n - відповідно коефіцієнти продувки і дозарядки.

Температуру в кінці впуску T_a з достатньою точністю можна визначити на основі рівняння балансу теплоти, складеного відповідно процесу впуску:

$$M_1 mc_p (T_K + \Delta T) + M_r mc_p'' T_r = (M_1 + M_r) mc_p' T_a$$

де: $M_1 mc_p (T_K + \Delta T)$ - кількість теплоти, внесеної свіжим зарядом, з урахуванням підігріву заряду від стінок;

$M_r mc_p'' T_r$ - кількість теплоти в залишкових газах;

$(M_1 + M_r) mc_p' T_a$ - кількість теплоти в робочій суміші.

Враховуючи, що $mc_p \approx mc_p'' \approx mc_p'$, знайдемо:

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{576 + 10 + 0,056 \cdot 780}{1 + 0,056} = 596^\circ \text{K}$$

Коефіцієнт наповнювання уявляє собою відношення дійсної кількості свіжого заряду, яка поступила до циліндра, до тієї кількості, яка могла б вміститися в робочому об'ємі циліндра за умови, що температура і тиск в ньому дорівнюють температурі і тиску навколишнього середовища:

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_0} = \frac{V_g}{V_0} = \frac{M_g}{M_0}$$

З рівняння балансу теплоти по лінії впуску для чотиритактних двигунів з урахуванням продувки і дозарядки циліндра:

$$\eta_v = \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_K} (\psi_g \varepsilon \cdot p_a - \psi_n p_r) =$$

$$= \frac{576}{576 + 10} \cdot \frac{1}{16 - 1} \cdot \frac{1}{0,2} (1 \cdot 16 \cdot 0,185 - 1,025 \cdot 0,2) = 0,903$$

Значення коефіцієнта наповнювання зростає зі збільшенням тиску в кінці впуску і знижується з наростанням тиску випуску і температури підігріву горючої суміші.

4.1.2. Розрахунок процесу стиску

Період процесу стиску протікає при підвищенні температури і тиску робочого тіла, що забезпечує надійне запалювання і ефективне згоряння палива.

					Арк.
					40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

В реальних умовах стиск горючої суміші (повітря) проходить за складним законом, який практично не підкорюється термодинамічним співвідношенням, оскільки на зміну температури і тиску в цьому процесі впливають, крім зміни теплоємності робочого тіла в залежності від температури: витоки газів через нещільності поршневих кілець, дозарядка циліндра до моменту закриття впускних

клапанів, зміна напрямку інтенсивності теплообміну між робочою сумішшю та стінками циліндра, випаровування палива в двигунах з іскровим запалюванням.

Розрахунок процесу стиску полягає у визначенні політропи стиску p_1 , значень тиску p_c і температури T_c в кінці стиску, а також теплоємності робочого тіла в кінці стиску $(\mu C'_v)_{t_0}^{t_c}$.

В зв'язку зі складністю визначення змінної величини p_1 , і ускладненням розрахунків звичайно приймають, що процес тиску протікає по політропі з постійним показником p_1 , крива $aa''c's$, величина якого забезпечує отримання такої ж роботи на лінії стиску, як і при використанні змінного показника p_1 . Величина p_1 встановлюється за дослідними даними в залежності від частоти обертання колінчастого вала, міри стиску, розмірів циліндра, матеріалів поршня і циліндра, теплообміну та інших факторів. В той же час, враховуючи, що процес стиску протікає досить швидко (0,05...0,015с на номінальному режимі), сумарний теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра на протязі процесу стиску має невисокі значення і величина $p_1 = 1,376$ визначаємо за середнім показником адіабати стиску $k_1 = 1,3771$.

Тиск і температура в кінці процесу стиску визначаються з рівняння політропи з постійним показником p_1 :

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{p_1} = 0,185 \cdot 16^{1,376} = 8,395 \text{ МПа}$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{p_1-1} = 596 \cdot 16^{1,376-1} = 1690^\circ \text{ К}$$

Середня мольна теплоємності робочої суміші в кінці процесу стиску може бути без значної похибки прийнятою рівною теплоємності повітря.

4.1.3 Розрахунок процесу згоряння

Процес згоряння є основним процесом робочого циклу двигуна, протягом якого тепло, що виділяється внаслідок згоряння палива, використовується на підвищення внутрішньої енергії робочого тіла і на виконання механічної роботи.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1м палива:

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) = \\ &= \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,75}{12} + \frac{0,25}{4} \right) = 0,595 \text{ КМоль / кг} \end{aligned}$$

						Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вагова кількість повітря, необхідна для згоряння палива: $l_0 = 10 \text{ кг/м}^3$
 Кількість горючої суміші, яку можна отримати з їм палива:
 для газових двигунів

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} = 1,5 \cdot 0,595 + \frac{1}{0,016030} = 63,276 \text{ КМоль / кг}$$

де $\alpha = 1,5$ - коефіцієнт надлишку повітря;
 $\mu_T = 16,03 \text{ кг/моль}$ - молекулярна вага палива.

Кількість компонентів продуктів згоряння в газовому двигуні при $\alpha > 1$:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,75}{12} = 0,063 \text{ КМоль / кг}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0,25}{2} = 0,125 \text{ КМоль / кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)L_0 =$$

$$= \frac{0,75}{12} + \frac{0,25}{2} + (1,5 - 0,21)0,595 = 1,205 \text{ КМоль / кг}$$

Зміна кількості молей робочого тіла при згорянні:

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 1,205 - 63,276 = -62,071 \text{ КМоль / кг}$$

Коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші:

$$\mu_0 = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} = 1 + \frac{62,071}{63,276} = 1,981;$$

Коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,981 + 0,056}{1 + 0,056} = 1,929$$

Кількість теплоти, втраченої внаслідок неповноти згоряння палива:

$$\Delta H_u = 120(1 - \alpha)L_0 = 120(1 - 1,5) \cdot 0,595 = -35,7 \text{ кДж / кг}$$

Теплота згоряння робочої суміші 2038 кДж/м^3 .

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння двигунів визначається за формулами:

для газових двигунів (при $\alpha > 1,5$):

$$\mu c_v = \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} (\mu c_{v_{\text{CO}_2}}) + M_{\text{H}_2\text{O}} (\mu c_{v_{\text{H}_2\text{O}}})] =$$

$$= \frac{1}{1,205} [0,063 \cdot 49,037 + 0,125 \cdot 39,265] =$$

$$= 6,637 \text{ кДж / кмоль} \cdot \text{град}$$

						Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середні мольні теплоємності окремих компонентів продуктів згоряння в інтервалі температур 1500...2800⁰С підраховуємо за формулами (кДж/кмоль·град):

- для вуглекислого газу (CO₂):

$$39,533 + 3,349 \cdot 10^{-3} (3111 - 273) = 49,037 \text{ КДж / кмоль} \cdot \text{град}$$

- для водяної пари (H₂O)

$$26,670 + 4,438 \cdot 10^{-3} (3111 - 273) = 39,265 \text{ КДж / кмоль} \cdot \text{град}$$

Коефіцієнт використання тепла $\xi_z = 0,95$ на ділянці видимого згоряння залежить від режиму роботи двигуна, способу сумішоутворення, коефіцієнта надлишку повітря, умов охолодження і догоряння на лінії розширення.

При використанні для визначення теплоємностей за формулами для визначення середніх масових теплоємностей рівнянь і після підстановки до них чисельних значень всіх відомих параметрів приймають вигляд квадратного рівняння виду:

$$AT_z^2 + BT_z + C = 0$$

де: А, В,С - чисельні значення відомих величин.

Вирішуючи рівняння, отримаємо:

$$T_z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} =$$

$$= \frac{-26,135 + \sqrt{26,135^2 + 4 \cdot 0,0022 \cdot 91873}}{2 \cdot 0,0022} + 273 = 3111, \text{ } ^0\text{К}$$

Тиск газів в кінці згоряння:

$$P_z = \mu P_c \cdot \frac{T_z}{T_c} = 1,929 \cdot 8,395 \cdot \frac{3111}{1690} = 29,81 \text{ МПа}$$

4.1.4 Розрахунок процесу розширення

Результатом здійснення процесу розширення є перетворення теплової енергії палива в механічну роботу.

Для спрощення розрахунків без суттєвого впливу на кінцевий результат, умовно вважаємо, що процес розширення в дійсному циклі протікає за політропою з постійним показником p_2 . Величина середнього показника політропи розширення p_2 встановлюється за дослідними даними в залежності від ряду факторів. Значення p_2 зростає зі збільшенням коефіцієнта використання тепла ξ_z , відношення ходу поршня S до діаметра циліндра D та інтенсивності охолодження. З ростом навантаження і збільшенням лінійних розмірів циліндра (при $S/D = \text{const}$) середній показник політропи зменшується.

Середні значення величини p_2 , отримані в результаті аналізу індикаторних діаграм при номінальному навантаженні, для сучасних автотракторних двигунів змінюються в межах:

для газових двигунів $p_2 = 1,25 \dots 1,35$.

Значення температури і тиску в кінці процесу розширення визначають за формулами політропного процесу:

					Арк.
					43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{29,81}{16^{1,25}} = 0,932 \text{ МПа};$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{3111}{16^{1,25-1}} = 1556 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

4.1.5 Розрахунок процесу випуску

При проведенні розрахунків параметри процесу випуску (p_r і T_r) задають на початку розрахунку процесу випуску, а точність вибору тиску і температури залишкових газів перевіряється за формулою:

$$T_{гг} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_z}}} = \frac{1556}{\sqrt[3]{\frac{0,932}{29,81}}} = 4939 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

З метою зниження насосних втрат і коефіцієнта залишкових газів при проектуванні двигунів необхідно зменшувати величину p_z . Крім цього, збільшення тиску випуску зменшує коефіцієнт наповнення, погіршує процес згоряння і підвищує температуру залишкових газів. Збільшення тиску в кінці випуску при газотурбінному наддуві, як правило, компенсується підвищенням тиску під час впуску.

4.1.6 Індикаторні параметри робочого циклу

Робочий цикл двигуна внутрішнього згоряння характеризується середнім індикаторним тиском, індикаторною потужністю і індикаторним к.к.д.

Середній індикаторний тиск може бути визначений графічним і аналітичним методами. Зміна тиску протягом всього робочого циклу двигуна з примусовим запалюванням і дизеля показана на згорнутих індикаторних діаграмах. Площа нескруглених діаграм (а с z b а) в певному масштабі виражає теоретичну роботу газів за один цикл двигуна. Ця робота, віднесена до величини ходу поршня, є теоретичним середнім індикаторним тиском p'_i .

Теоретичний середній індикаторний тиск p'_i може бути визначений за формулою:

для двигуна з іскровим запалюванням:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = \frac{8,395}{16 - 1} \times$$

$$\times \left[\frac{2,0}{1,25 - 1} \left(1 - \frac{1}{16^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,376 - 1} \left(1 - \frac{1}{16^{1,376-1}} \right) \right] = 1,28 \text{ МПа}$$

Середній індикаторний тиск p_i , дійсного циклу відрізняється від p'_i на величину, пропорційну зменшенню розрахункової діаграми за рахунок скруглення в точках с, z, b. Зменшення теоретичного середнього індикаторного

						Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тиску p'_i , внаслідок відхилення дійсного процесу від розрахункового циклу оцінюється коефіцієнтом повноти діаграми ϕ_i і величиною середнього тиску насосних втрат Δp_i , тобто

$$p_i = \phi_i \cdot p'_i = 0,94 \cdot 1,28 = 1,203 \text{ МПа}$$

де: $\phi_i = 0,94$.

Середній тиск насосних втрат в процесах газообміну (впуску і випуску) визначається з виразу:

$$\Delta p_i = p_r - p_a = 0,2 - 0,185 = 0,015 \text{ МПа}$$

Індикаторний К.К.Д. враховує всі теплові втрати дійсного циклу.

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} = \frac{1,203 \cdot 10 \cdot 1,5}{49,75 \cdot 1,21 \cdot 0,903} = 0,332$$

де: $p_i = 1,203 \text{ МПа}$;

$H_u = 49,75 \text{ МДж/кг}$;

$\rho_k = 1,21 \text{ кг/м}^3$;

$l_0 = 10 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Індикаторна питома витрата рідкого палива:

$$g_i = 3600 \cdot \frac{\rho_k \cdot \eta_v}{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha} = 3600 \cdot \frac{1,21 \cdot 0,903}{1,203 \cdot 10 \cdot 1,5 \cdot 10^3} = 0,218 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

де: $p_i = 1,203 \text{ МПа}$;

$\rho_k = 1,21 \text{ кг/м}^3$;

$l_0 = 10 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

4.1.7 Ефективні показники двигуна

Ефективні показники двигуна відрізняються від індикаторних наявністю необхідних витрат корисної роботи на подолання різних корисних опорів (тертя в кривошипно-шатунному механізмі, приведення в дію допоміжних механізмів та ін.) і на здійснення процесів впуску і випуску.

Витрати на подолання різних опорів оцінюються величиною потужності механічних витрат або величиною роботи, яка відповідає потужності механічних витрат, віднесеної до одиниці робочого об'єму циліндра.

При проведенні попередніх розрахунків двигунів механічні втрати, які характеризуються середнім тиском механічних витрат p_m , наближено можна оцінити за лінійними залежностями від середньої швидкості поршня $v_{п.ср}$, для автомобільних газових двигунів - $v_{п.ср} = 7 \dots 12 \text{ м/с}$.

Величина p_m може бути визначена за емпіричними формулами.

Для чотиритактних:

$$p_m = 0,089 + 0,118 \cdot v_{п.ср} = 0,089 + 0,118 \cdot 10 = 0,207 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск p_e являє собою відношення ефективної роботи на валу двигуна до одиниці робочого об'єму циліндра. В розрахунках двигунів p_e визначаємо за середнім індикаторним тиском з механічним наддувом:

					Арк.
					45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$p_e = p_i - p_m = 1,203 - 0,207 = 0,996 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д. двигуна - відношення середнього ефективного до середнього індикаторного тиску:

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i} = 1 - \frac{0,207}{1,203} = 0,828$$

При холостому ході $p_i = p_m$; $\eta_m = 0$.

Ефективна потужність N_e – корисна робота, отримувана на валу двигуна за одиницю часу:

$$N_l = N_i \cdot \eta_m = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{0,996 \cdot 2,15 \cdot 4750}{30 \cdot 4} = 84,764 \text{ кВт}$$

де $p_e = 0,996 \text{ МПа}$;

$V_h = 2,15 \text{ л}$;

$n = 4750 \text{ об/хв}$.

Ефективний К.К.Д. η_e і ефективна питома витрата палива g_e характеризує економічність роботи двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,332 \cdot 0,828 = 0,275$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} = 3600 \frac{\rho_k \eta_v}{p_e l_0 \alpha} = 3600 \cdot \frac{1,21 \cdot 0,903}{0,996 \cdot 10 \cdot 1,5 \cdot 10^3} = 0,263 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

4.1.8 Тепловий баланс двигуна

Тепловий баланс двигуна характеризує розподіл теплоти, отриманої від палива при його згорянні, на корисну роботу і теплові втрати. Рівняння зовнішнього теплового балансу в абсолютних величинах має вигляд:

$$Q_B = Q_b + Q_n + Q_{\Gamma} + Q_{H3} + Q_M + Q_{3A\Gamma}, \text{ кДж/год. ,}$$

де: Q_B - загальна кількість теплоти, введеної до двигуна з паливом;

Q_b - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

Q_n - втрати теплоти в навколишнє середовище;

Q_{Γ} - втрати теплоти з відпрацьованими газами;

Q_{H3} - втрати теплоти, викликані неповнотою згоряння палива;

Q_M - втрати теплоти в масло;

$Q_{3A\Gamma}$ - залишкові втрати теплоти, які не враховані іншими складовими теплового балансу.

						Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість теплоти, введеної до двигуна з паливом Q_B , визначається за нижчою теплотдатністю палива:

$$Q_B = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6} = \frac{49750 \cdot 22,293}{3,6} = 308100 \text{ Дж/с}$$

Кількість корисно використаної теплоти, еквівалентної корисної роботи за 1 год., дорівнює:

$$Q_b = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 84,764 = 84764 \text{ Дж/с}$$

Відношення корисно використаної теплоти до теплоти, яка виділилась при згорянні палива, являє собою ефективний К.К.Д. η_e . Втрати теплоти в навколишнє середовище:

$$Q_n = c \cdot i \cdot (0,1 \cdot D)^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \frac{H_u - \Delta H_u}{\alpha \cdot H_u} =$$

$$= 0,6 \cdot 4(0,1 \cdot 85)^{1+2 \cdot 0,7} \cdot 4750^{0,7} \cdot \frac{49840 - 2141}{1,5 \cdot 49840} = 97580 \text{ Дж/с}$$

де: $c = 0,6$ - коефіцієнт пропорційності, для 4-х тактних двигунів;

$i = 4$ - число циліндрів;

$D = 85 \text{ мм}$ - діаметр циліндра;

$n = 4750 \text{ об/хв}$ - частота обертання колінвалу;

$m = 0,7$ - показник степеня для чотирьохтактних двигунів.

$$Q_{H3} = \frac{\Delta H_u \cdot G_T}{3,6} = \frac{2141 \cdot 22,293}{3,6} = 13140 \text{ Дж/с}$$

Втрати теплоти з відпрацьованими газами визначають за спрощеною формулою, згідно гіпотези, що кількість газів O_T дорівнює сумі кількостей повітря $G_{\text{пов}}$ і палива $G_{\text{п}}$:

$$Q_r = C_p(t_2 - t_0) \cdot G_T = 10,4(507 - 20) \cdot 22,293 = 111900 \text{ Дж/с}$$

де: $C_p \approx 10,4 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$ - середня теплоємність відпрацьованих газів при постійному значенні тиску;

$$t_r = T_r - 273 = 780 - 273 = 507^\circ \text{C}$$

$$t_0 = T_0 - 273 = 293 - 273 = 20^\circ \text{C}$$

відповідно температури відпрацьованих газів і навколишнього середовища, $^\circ \text{C}$.

Залишкові втрати теплоти визначають за різницею:

$$Q_{\text{зал}} = Q_B - (Q_b + Q_n + Q_r + Q_{H3}) = 308100 -$$

$$- (84764 + 97580 + 111900 + 13140) = 7160 \text{ Дж/с}$$

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	47

$$\frac{Q_b}{Q_B} \cdot 100\% = \frac{84764}{308100} \cdot 100\% = 27\%$$

$$\frac{Q_n}{Q_B} \cdot 100\% = \frac{97580}{308100} \cdot 100\% = 31\%$$

$$\frac{Q_{\Gamma}}{Q_B} \cdot 100\% = \frac{111900}{308100} \cdot 100\% = 36\%$$

$$\frac{Q_{H3}}{Q_B} \cdot 100\% = \frac{13140}{308100} \cdot 100\% = 5\%$$

$$\frac{Q_{\text{зал}}}{Q_B} \cdot 100\% = \frac{7160}{308100} \cdot 100\% = 2\%$$

4.1.9 Визначення основних параметрів двигуна

До основних розмірів двигунів відносяться діаметр циліндра D (мм), хід поршня S (мм), радіус кривошипа R (мм) і довжина шатуна $L_{\text{ш}}$ (мм). Всі ці розміри визначаються на основі результатів теплового розрахунку. Вихідним рівнянням для визначення D і S є вираз:

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{30\tau} = \frac{0,996 \cdot 2,15 \cdot 4750}{30 \cdot 4} = 84,764 \text{ кВт}$$

звідки:

$$V_h = \frac{N_e \cdot 30\tau}{p_e \cdot n} = \frac{84,764 \cdot 30 \cdot 4}{0,996 \cdot 4750} = 2,15 \text{ л}$$

Робочий об'єм одного циліндра при числі i циліндрів двигуна:

$$V'_h = \frac{V_h}{i} = \frac{2,15}{4} = 0,538 \text{ л}$$

звідки діаметр D циліндра дорівнює:

$$D = 10 \sqrt[2]{\frac{4V_h \cdot n}{10\pi \cdot C_m i}} = 10 \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 0,538 \cdot 4750}{10 \cdot 3,14 \cdot 1,106 \cdot 4}} = 85 \text{ мм}$$

де: $C_m = 1,106$, ($S/D = C_m$)

$$S = C_m \cdot D = 1,106 \cdot 85 = 94 \text{ мм}$$

Отримані значення S і D у відповідності з діючими стандартами округляються до 0, парного числа або 5.

Радіус кривошипа дорівнює:

$$R = \frac{S}{2} = \frac{94}{2} = 47 \text{ мм}$$

Згідно знайденим значенням S і D визначають основні параметри і показники двигуна:

						Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

літраж

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4 \cdot 10^6} = \frac{3,14 \cdot 85^2 \cdot 94}{4 \cdot 10^6} = 0,533 \text{ л}$$

індикаторну потужність

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{30 \tau} = \frac{1,203 \cdot 2,15 \cdot 4750}{30 \cdot 4} = 102,38 \text{ кВт}$$

ефективну потужність

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{30 \tau} = \frac{0,996 \cdot 2,15 \cdot 4750}{30 \cdot 4} = 84,764 \text{ кВт}$$

ефективний крутний момент

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 84,764}{3,14 \cdot 4750} = 170,494 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

годинну витрату палива

$$G_T = N_e \cdot g_e = 84,764 \cdot 0,263 = 22,293 \text{ м}^3 / \text{год}$$

середню швидкість поршня

$$V_n = \frac{S n}{30} = \frac{94 \cdot 4,750}{30} = 14,880 \text{ м/с}$$

4.2. Побудова індикаторних діаграм та зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

4.2.1 Побудова індикаторної діаграми

Побудова індикаторної діаграми двигуна внутрішнього згоряння виконується з використанням результатів розрахунку параметрів робочого процесу:

- тиск в характерних точках циклу: $p_0, p_a, p_c, p_z, p_b, p_r$;
- міра стиску і об'єм циліндра: $\varepsilon, V_h, V_c, V_a$

Масштаб тиску обирають за діючими нормативами з таких значень: $M_p = (0,020; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07 \dots 0,1)$ МПа/мм.

При побудові індикаторної діаграми її масштаби рекомендується обирати з таким розрахунком, щоб отримати висоту, яка дорівнює 1,2... 1,7 її основи.

На початку побудови на осі абсцис відкладають відрізок АВ, який відповідає робочому об'єму циліндра, а за величиною дорівнює ходу поршня у масштабі M_s , який в залежності від величини ходу поршня може бути прийнятий 1:1; 1,5:1; 2:1.

Відрізок ОА, який відповідає об'єму камери згоряння V_c , визначається з співвідношення:

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} = \frac{94}{16 - 1} = 6,27 \text{ мм}$$

Після цього, за даними теплового розрахунку на діаграмі відкладаємо в обраному масштабі значення тиску в характерних точках: а, с, z', z, b, r.

					Арк.
					49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Побудову політроп стиску і розширення можна виконати аналітичним і графічним методами.

За найбільш поширеним графічним методом Брауера політропи стиску і розширення будують таким чином (рис.7). З початку координат проводимо промінь ОС під кутом $\alpha = 15^\circ$ до осі абсцис. Далі з початку координат проводимо промені OD і OE під певними кутами β_1 і β_2 до осі ординат. Ці кути визначаємо із співвідношень:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_1} - 1 = (1 + \operatorname{tg} 15^\circ)^{1.376} - 1 = 0.386 \Rightarrow \beta_1 = 21^\circ 12'$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_2} - 1 = (1 + \operatorname{tg} 15^\circ)^{1.251} - 1 = 0.346 \Rightarrow \beta_2 = 19^\circ 08'$$

де: $n_1 = 1,376$; $n_2 = 1,251$

Політропу стиску будують за допомогою променів ОС і OD. З точки с проводимо горизонталь до перетину з віссю ординат; з точки перетину - лінію під кутом 45° до вертикалі до перетину з променем OD, а з цієї точки - другу горизонтальну лінію, паралельну осі абсцис. Потім з точки С проводимо вертикальну лінію до перетину з променем ОС; з точки перетину - під кутом 45° до вертикалі лінію до перетину з віссю абсцис, а з цієї точки - другу вертикальну лінію, паралельну осі ординат, до перетину з другою горизонтальною лінією. Точка перетину цих ліній буде проміжною точкою 1 політропи стиску. Точку 2 знаходимо аналогічним шляхом при виборі точки 1 за початок побудови.

Політропу розширення будують за допомогою променів ОС і OE, починаючи з точки 2, аналогічно побудові політропи стиску.

4.2.2 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Для математичного вираження і графічної побудови залежності $N_e = f(\omega)$ використовують формулу С.Р. Лейдермана:

$$N_e = N_{e\max} \left[a \frac{\omega_i}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^3 \right], \text{кВт}$$

Залежність $M_k = f(\omega)$ визначають за формулою:

$$M_k = 1000 \cdot \left(\frac{N}{\omega} \right) H \cdot m$$

Питома витрата палива g може бути визначена при використанні залежності:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}, \text{м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

$N_{e\max} = 84,764 \text{ кВт}$ - максимальна ефективна потужність двигуна;

$\omega_N = 497 \text{ с}^{-1}$ - частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності;

a, b, c - емпіричні коефіцієнти рівняння;

					Арк.
					50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

K_{ω} - коефіцієнт впливу частоти обертання колінчастого вала двигуна на питому витрату палива;

$g_N = 0,263 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год}$ - питома витрата палива.

Результати розрахунків ω_i , N_{ei} , M_{ki} , g_e для побудови швидкісної зовнішньої характеристики двигуна наводяться у вигляді таблиці (табл.4.1)

Таблиця 4.1.

Параметри швидкісної зовнішньої характеристики даного двигуна

$K_i = \frac{\omega_i}{\omega_n}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\omega_i, \text{с}^{-1}$	49,7	99,4	149,1	198,8	248,5	298,2	347,9	397,6	447,3	497
$N_{ei}, \text{кВт}$	8,48	18,049	28,241	38,588	48,624	57,882	65,895	72,197	76,32	77,798
$M_{ki}, \text{Н} \cdot \text{м}$	170,624	181,579	189,41	194,105	195,67	194,105	189,408	181,582	170,624	156,535
$g_e, \text{м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год}$	0,315	0,293	0,276	0,264	0,256	0,252	0,253	0,250	0,269	0,263
$G_T, \text{м}^3/\text{год.}$	2,668	5,29	7,796	10,17	12,428	14,597	16,693	18,05	20,548	22,095

4.2.3. Порівняння і аналіз основних показників двигуна, що проектується, і прототипу

На основі результатів теплового розрахунку двигуна і розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики необхідно скласти таблицю основних техніко-економічних показників двигуна, що проектується і прототипу, і провести їх порівняння і аналіз.

Таблиця 4.2.

п/п	Показник	Газовий двигун	ГАЗ-560
1	2	3	
1.	Діаметр циліндра, Б, мм	85	
2.	Хід поршня, S, мм	94	
3.	Число циліндрів, і	4	
4.	Літрах двигуна, V_h , л	2,15	2,134
5.	Міра стиску, ϵ	16	20,5
6.	Максимальна потужність, $M_{ном}$, кВт	84,764	70
7	Частота обертання колінчастого валу, n_N , об/хв	4750	
8	Максимальний крутний момент M_{emax} , Н·м	170,494	167,324
9	Середній ефективний тиск p_e , МПа	0,993	0,83
10	Мінімальна питома витрата палива g_{min} , $\text{м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год}$, (g_{min} , г/кВт·год)	0,250	(246,05)
11	Мінімальна годинна витрата палива G_T , $\text{м}^3/\text{год.}$, (G_T , кг/год.)	2,668	2,478

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	51

4.3. Розрахунок колінчастого валу

4.3.1. Загальні відомості

Колінчастий вал - найскладніша в конструктивному відношенні і сама напружена деталь двигуна, що сприймає періодичні навантаження від сил тиску газів, сил інерції і їх моментів. Дія цих сил і моментів приводить до виникнення в матеріалі колінчастого валу значних напружень скручування, вигину і розтягування-стиснення. Крім того, моменти, що періодично змінюються, викликають крутильні коливання валу, які створюють додаткові напруги кручення.

Таким чином, через виключно складні і важкі умови роботи колінчастого валу пред'являються високі і різноманітні вимоги до механічних властивостей матеріалів, вживаних для виготовлення колінчастих валів. Матеріал колінчастого валу повинен володіти високою міцністю і в'язкістю, великою опірністю зносу і втомним напруженням, опором дії ударних навантажень і твердістю. Такими властивостями володіють правильно оброблені вуглецеві і леговані сталі, а також високоякісний чавун. Колінчасті вали вітчизняних автомобільних і тракторних двигунів виготовляють із сталей 40, 45, 45Г2, 50, спеціального чавуну, а для форсованих двигунів - з високолегованих сталей 18ХНВА, 40ХНМА і ін.

Складна форма колінчастого валу, різноманіття діючих на нього сил і моментів, характер зміни яких залежить від жорсткості валу і його опор, а також ряд інших причин не дозволяють провести точний розрахунок колінчастого валу на міцність. У зв'язку з цим використовують різні наближені методи розрахунку, що дозволяють отримати умовні напруги і запаси міцності в окремих елементах колінчастого валу. Загальноприйнятою розрахунковою схемою колінчастого валу є схема розрізної двохопорної балки з одним прольотом між опорами. При розрахунку колінчастого валу приймається, що:

- кривошип вільно розміщений на опорах;
- опори і точки прикладення сили проходять через середні площини шийок;
- весь проліт між опорами представляє собою абсолютно жорстку балку.

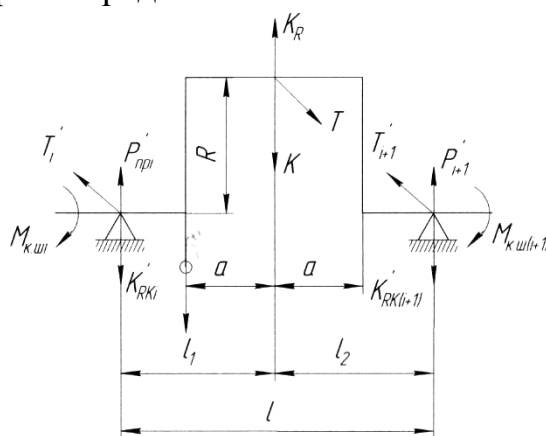


Рис.4.1. Розрахункова схема колінчастого валу

					Арк.
					52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

4.3.2. Розрахунок колінчастого валу двигуна

На підставі даних динамічного розрахунку маємо: колінчастий вал повноопорний з симетричними колінами, але з асиметричним розташуванням противаг (рис. 1); сила інерції противаги, розташованої на продовженні щоки, $P_{пр} = 13,09 \text{ кН}$; реакція на лівій опорі від противаги $P'_{пр} = - 9,75 \text{ кН}$; відцентрова сила інерції обертальних мас $K_R = - 15,91 \text{ кН}$; радіус кривошипа $R = 39 \text{ мм}$. Приймаємо наступні основні розміри коліна валу: 1) корінна шийка - зовнішній діаметр $d_{кш} = 65 \text{ мм}$, довжина $l_{кш} = 28 \text{ мм}$; 2) шатунна шийка - зовнішній діаметр $d_{шш} = 56 \text{ мм}$, довжина $l_{шш} = 28 \text{ мм}$; 3) розрахунковий перетин А - А щоки - ширина $b = 76 \text{ мм}$, товщина $h = 18 \text{ мм}$. Матеріал валу - чавун ВЧ 40-10.

Приймаємо:

межі міцності $\sigma_B = 400 \text{ МПа}$ і текучість $\sigma_T = 300 \text{ МПа}$ та $\tau_1 = 160 \text{ МПа}$;

межі втоми при згині $\sigma_{-1} = 150 \text{ МПа}$, розтягуванні-стисненні $\sigma_{-1P} = 120 \text{ МПа}$ і крученні $\tau_{-1} = 115 \text{ МПа}$;

коефіцієнти приведення циклу при вигині $\alpha_\sigma = 0,4$ і крученні $\alpha_\tau = 0,6$.

Визначаємо:

при вигині

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{150}{300} = 0,5 \quad \text{та} \quad \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,5 - 0,4}{1 - 0,5} = 0,2$$

при крученні

$$\beta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} = \frac{115}{160} = 0,719 \quad \text{та} \quad \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = \frac{0,719 - 0,6}{1 - 0,719} = 0,42$$

Питомий тиск на поверхні

- шатунних шийок:

$$k_{ш.ш.ср} = \frac{R_{ш.ш.ср}}{d_{ш.ш} \cdot l'_{ш.ш}} = \frac{11100 \cdot 10^{-6}}{56 \cdot 22 \cdot 10^{-6}} = 9,01 \text{ МПа},$$

$$k_{ш.ш.мах} = \frac{R_{ш.ш.мах}}{d_{ш.ш} \cdot l'_{ш.ш}} = \frac{18451 \cdot 10^{-6}}{56 \cdot 22 \cdot 10^{-6}} = 14,976 \text{ МПа}$$

де $R_{ш.ш.ср} = 11100 \text{ Н}$ та $R_{ш.ш.мах} = 18451 \text{ Н}$ - відповідно середнє і максимальне навантаження на шатунну шийку;

$l'_{ш.ш} \approx l_{ш.ш} - 2r_{гал} = 28 - 2 \cdot 3 = 22 \text{ мм}$ - робоча ширина шатунного вкладиша;

$r_{гал}$ - радіус галтелі прийнятий рівним 3мм;

- корінних шийок

$$k_{к.ш.ср} = \frac{R_{к.ш.ср}}{d_{к.ш} \cdot l'_{к.ш}} = \frac{4170 \cdot 10^{-6}}{65 \cdot 22 \cdot 10^{-6}} = 3 \text{ МПа},$$

$$k_{к.ш.мах} = \frac{R_{к.ш.мах}}{d_{к.ш} \cdot l'_{к.ш}} = \frac{10770 \cdot 10^{-6}}{65 \cdot 22 \cdot 10^{-6}} = 7,5 \text{ МПа}$$

					Арк.
					53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

де $R_{к.ш.ср} = 4170Н$ - середнє навантаження на 3-ю корінну шийку, яка являється найбільшою;

$R_{к.ш.мах} = 10770Н$ - максимальне навантаження на 2-у корінну шийку, яка є найбільшою;

$$l'_{к.ш} \approx l_{к.ш} - 2r_{гал} = 28 - 2 \cdot 3 = 22\text{мм} - \text{робоча ширина корінного вкладиша.}$$

Розрахунок корінної шийки.

Момент опору корінної шийки крученню:

$$W_{тк.ш.} = \frac{\pi d_{к.ш.}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 65^3}{16} = 53,92 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Максимальні і мінімальні дотичні напруги знакозмінного циклу для найбільш навантаженої 4-ї корінної шийки, на яку діє крутний момент, з найбільшим розмахом $\Delta M_{к.ш.мах}$:

$$\tau_{мах} = \frac{M_{к.ш.мах}}{W_{тк.ш.}} = \frac{527 \cdot 10^{-6}}{53,92 \cdot 10^{-6}} = 9,76 \text{ МПа}$$

$$\tau_{мін} = \frac{M_{к.ш.мін}}{W_{тк.ш.}} = \frac{-485 \cdot 10^{-6}}{53,92 \cdot 10^{-6}} = -8,99 \text{ МПа}$$

Середня напруга і амплітуди напруги:

$$\tau_m = \frac{(\tau_{мах} + \tau_{мін})}{2} = \frac{(9,76 - 8,99)}{2} = 0,385 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \frac{(\tau_{мах} - \tau_{мін})}{2} = \frac{(9,76 + 8,99)}{2} = 9,375 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ак} = \frac{\tau_{ак} k_{\tau}}{\varepsilon_{М\tau} \varepsilon_{П\tau}} = \frac{9,375 \cdot 1,1}{0,72 \cdot 1,2} = 11,936 \text{ МПа},$$

де $k_{\tau} = 0,6 (1 + q(\alpha_{к\sigma} - 1)) = 0,6 [1 + 0,4(3,0 - 1)] = 1,1$ - коефіцієнт концентрації напружень;

$q = 0,4$ - коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень;

$\alpha_{к\sigma} = 3,0$ - теоретичний коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_{М\tau} = 0,72$ - масштабний коефіцієнт; при $d_{кш} = 65\text{мм}$;

$\varepsilon_{G\tau} = 1,2$ - коефіцієнт поверхневої чутливості з урахуванням загартування шийок струмами високої частоти на глибину 2-3мм.

Оскільки $\frac{\tau_{ак}}{\tau_m} = \frac{11,936}{0,385} = 31 > \frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}} = 0,42$, то запас міцності корінної шийки

визначаємо з границі втоми:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ак} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{115}{11,936 + 0,6 \cdot 0,385} = 9,452.$$

					Арк.
					54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Розрахунок шатунної шийки.

Момент опору крученню шатунної шийки:

$$W_{\text{ш.ш}} = \frac{\pi}{16} \cdot d_{\text{ш.ш}}^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 56^3 \cdot 10^{-9} = 34,46 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Максимальні і мінімальні дотичні напруги знакозмінного циклу для найбільш навантаженої 4-й шатунної шийки:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{ш.ш max}}}{W_{\text{ш.ш}}} = \frac{588 \cdot 10^{-6}}{34,46 \cdot 10^{-6}} = 17,063 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{min}} = \frac{M_{\text{ш.ш min}}}{W_{\text{ш.ш}}} = \frac{-420 \cdot 10^{-6}}{34,46 \cdot 10^{-6}} = -12,188 \text{ МПа}$$

Середнє напруження і амплітуди напружень:

$$\tau_m = \frac{(\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}})}{2} = \frac{(17,063 - 12,188)}{2} = 2,437 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{(\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}})}{2} = \frac{(17,063 + 12,188)}{2} = 14,625 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a k_\tau}{\varepsilon_{\text{Мт}} \varepsilon_{\text{Пт}}} = \frac{14,625 \cdot 1,1}{0,72 \cdot 1,2} = 18,62 \text{ МПа}$$

де $K_\tau = 1,1$ і $\varepsilon_{\text{Гт}} = 1,2$ визначені при розрахунку корінної шийки $\varepsilon_{\text{Мт}} = 0,72$ - масштабний коефіцієнт при $d_{\text{ш.ш}} = 56 \text{ мм}$.

Оскільки $\frac{\tau_{\text{ак}}}{\tau_m} = \frac{18,62}{2,437} = 7,641 > \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 0,42$, то запас міцності шатунної шийки від дотичних напружень визначають по межі утомленості:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + \alpha_\tau \cdot \tau_m} = \frac{115}{18,62 + 0,6 \cdot 2,437} = 5,726.$$

Розрахунок моментів, що згинають шатунну шийку: де значення $K'_{\text{рк1}} = -0,5K_{\text{рк1}}$ і $T'_1 = -0,5T_1$:

$$M_T = \frac{T'_1 l}{2} = T'_1 \cdot 0,5(l_{\text{ш.ш}} + l_{\text{к.ш}} + 2h) = T'_1 \cdot 0,5(28 + 28 + 2 \cdot 18) \cdot 10^{-6} = 0,046 T'_1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\varphi_M = 68^\circ; Z'_\Sigma = K'_{\text{рк}} + P'_{\text{ПК}} = K'_{\text{рк}} - 9750 \text{ Н}$$

$$M_Z = \frac{Z'_\Sigma l}{2} + P_{\text{ПП}} \alpha = 0,046 Z'_\Sigma + 301 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\alpha = 0,5(l_{\text{ш.ш}} + h) = 0,5(28 + 18) \cdot 10^{-3} = 0,023 \text{ м}$$

$$M_{\varphi_M} = M_T \cdot \sin \varphi_M - M_Z \cdot \cos \varphi_M$$

						Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна і мінімальна нормальні напруги асиметричного циклу шатунної шийки:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{фм max}}}{W_{\text{ш.ш}}} = \frac{-20 \cdot 10^{-6}}{17,23 \cdot 10^{-6}} = -1,161 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\text{фм min}}}{W_{\text{ш.ш}}} = \frac{-263 \cdot 10^{-6}}{17,23 \cdot 10^{-6}} = -15,264 \text{ МПа}$$

$$\text{де } W_{\text{шшш}} = 0,5 W_{\text{тшш}} = 0,5 \cdot 34,46 = 17,23$$

Середня напруга і амплітуда напружень:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} = \frac{(-1,161 - 15,264)}{2} = -8,213 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} = \frac{(-1,161 + 15,264)}{2} = 7,051 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{Мс}} \varepsilon_{\text{Пс}}} = \frac{7,051 \cdot 1,8}{0,76 \cdot 1,2} = 13,916 \text{ МПа}$$

де $k_{\sigma} = (1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1)) = [1 + 0,4(3,0 - 1)] = 1,8$ - коефіцієнт концентрації напружень;

$q = 0,4$ - коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень;

$\alpha_{k\sigma} = 3,0$ - теоретичний коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_{\text{Мс}} = 0,76$ - масштабний коефіцієнт; при $d_{\text{к.ш}} = 56\text{мм}$; $\varepsilon_{\text{Пт}} = \varepsilon_{\text{Пс}} = 1,2$ - коефіцієнт поверхневої чутливості з урахуванням загартування шийок.

Запас міцності шатунної шийки від нормальних напружень визначається по межі утомленості (при $\sigma_m < 0$):

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{ак}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{150}{13,916 + 0,4 \cdot (-8,213)} = 14,11.$$

Загальний запас міцності шатунної шийки

$$n_{\text{ш.ш}} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{14,11 \cdot 5,726}{\sqrt{14,11^2 + 5,726^2}} = 5,306$$

Розрахунок щоки.

Максимальний і мінімальний моменти, що скручують щоку:

$$M_{\text{к.ш. max}} = T'_{\max} \cdot 0,5(l_{\text{к.ш}} + h) = 2863 \cdot 0,5(28 + 18) \cdot 10^{-3} = 65,849 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{к.ш. min}} = T'_{\min} \cdot 0,5(l_{\text{к.ш}} + h) = -3004 \cdot 0,5(28 + 18) \cdot 10^{-3} = -69,092 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\text{де } T'_{\max} = 2863 \text{ Н і } T'_{\min} = -3004 \text{ Н}$$

					Арк.
					56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Максимальна і мінімальна дотичні напруги знакозмінного циклу щоки:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{к.ш. max}}}{W_{\text{шц}}} = \frac{65,849 \cdot 10^{-6}}{6,99 \cdot 10^{-6}} = 9,42 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\text{к.ш. min}}}{W_{\text{шц}}} = \frac{-69,1 \cdot 10^{-6}}{6,99 \cdot 10^{-6}} = -9,886 \text{ МПа}$$

де $W_{\text{шц}} = \mu b h^2 = 0,284 \cdot 76 \cdot 18^2 \cdot 10^{-9} = 6,99 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ - момент опору розрахункового перетину А - А щоки ($\mu = 0,284$ визначений при $b/h = 76/18 = 4,2$).

Середні напруження і амплітуди напруження:

$$\tau_m = \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2} = \frac{(9,42 - 9,886)}{2} = -0,233 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2} = \frac{(9,42 + 9,886)}{2} = 9,653 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a k_{\tau}}{\varepsilon_{\text{Мт}} \varepsilon_{\text{Пт}}} = \frac{9,653 \cdot 0,70}{0,64 \cdot 0,75} = 14,077 \text{ МПа}$$

де $k_{\sigma} = 0,6(1 + q(\alpha_{\text{к}\sigma} - 1)) = 0,6[1 + 0,4(1,4 - 1)] = 0,70$ - коефіцієнт концентрації напружень; $q = 0,4$ - коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень; $\alpha_{\text{к}\sigma} = 1,4$ - теоретичний коефіцієнт концентрації напружень; $\varepsilon_{\text{М}\sigma} = 0,64$ - масштабний коефіцієнт; при $d_{\text{к.ш}} = 65 \text{ мм}$; $\varepsilon_{\text{П}\tau} = 0,75$ - коефіцієнт поверхневої чутливості з урахуванням загартування шийок струмами високої частоти на глибину 2-3 мм.

Запас міцності щоки від дотичних напружень визначають по межі утомленості (при $\tau_m < 0$):

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{115}{14,077 + 0,6 \cdot (-0,233)} = 8,251.$$

Максимальна і мінімальна нормальні напруги щоки:

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{M_{\text{и.ш. max}}}{\frac{W_{\text{шц}} + P_{\text{ш. max}}}{F_{\text{ш}}}} = \frac{124 \cdot 10^{-6}}{\frac{4,21 \cdot 10^{-6} + (-877 \cdot 10^{-6})}{1368 \cdot 10^{-6}}} = 28,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{M_{\text{и.ш. max}}}{\frac{W_{\text{шц}} + P_{\text{ш. max}}}{F_{\text{ш}}}} = \frac{-55,4 \cdot 10^{-6}}{\frac{(4,21 \cdot 10^{-6}) + (-13705 \cdot 10^{-6})}{1368 \cdot 10^{-6}}} = -23,2 \text{ МПа}$$

де

$$\begin{aligned} M_{\text{и.ш. max}} &= 0,25[K_{\text{max}} + K_R + 2(-P'_{\text{ПР}})]l_{\text{к.ш}} = \\ &= 0,25[14156 - 15910 + 2 \cdot 9750] \cdot 28 \cdot 10^{-3} = 124 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

					Арк.
					57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$P_{\text{ш. max}} = 0.5(K_{\text{max}} + K_R) = 0.5(14156 - 15910) = -877\text{H};$$

$$M_{\text{и.ш. min}} = 0.25[K_{\text{min}} + K_R + 2(-P'_{\text{ПП}})]l_{\text{к.ш}} = \\ = 0,25[-11501 - 15910 + 2 \cdot 9750] \cdot 28 \cdot 10^{-3} = -55.4\text{H} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{ш. min}} = 0.5(K_{\text{min}} + K_R) = 0.5(-11501 - 15910) = -13705\text{H};$$

$$W_{\text{ш}} = \frac{bh^2}{6} = \frac{76 \cdot 18^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 4,104 \cdot 10^{-6} \text{м}^3$$

$$F_{\text{ш}} = bh = 76 \cdot 18 \cdot 10^{-6} = 1368 \cdot 10^{-6} \text{м}^2$$

Середня напруга і амплітуди напружень:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}})}{2} = \frac{(28,8 - 23,2)}{2} = 2,8 \text{МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}})}{2} = \frac{(28,8 + 23,2)}{2} = 26,0 \text{МПа};$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}\sigma} \varepsilon_{\text{П}\sigma}} = \frac{26,0 \cdot 1,16}{0,7 \cdot 0,75} = 57,4 \text{МПа}$$

де $k_{\sigma} = (1 + q(\alpha_{\text{к}\sigma} - 1)) = [1 + 0,4(1,4 - 1)] = 1,16$; $\alpha_{\text{к}\sigma} = 1,4$; $q = 0,4$ та $\varepsilon_{\text{П}\tau} = \varepsilon_{\text{П}\sigma} = 0,75$; $\varepsilon_{\text{М}\sigma} = 0,70$

Оскільки $\frac{\tau_{\text{ак}}}{\tau_m} = \frac{57,4}{2,8} = 20,5 > \frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,2$, то запас міцності щоби від нормальних напружень визначаємо по межі утомленості:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{ак}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{150}{57,4 + 0,4 \cdot (2,8)} = 2,56.$$

Сумарний запас міцності щоби

$$n_{\text{ш}} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{2,56 \cdot 8,251}{\sqrt{2,56^2 + 8,251^2}} = 2,445$$

4.4. Розрахунок маховика

Основне призначення маховика - забезпечення рівномірності ходу двигуна і створення необхідних умов для рухання машини з місця.

Для автомобільних двигунів, що працюють звичайно з великим недовантаженням, характерний полегшений розгін машини і тому маховик автомобільного двигуна, як правило, має мінімальні розміри.

					Арк.
					58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Розрахунок маховика зводиться до визначення моменту інерції маховика, махового моменту $m_M D_{cp}^2$, основних розмірів і максимальної окружної швидкості.

Для розрахунку можна прийняти, що момент інерції маховика із зчепленням автомобільного двигуна складає 80-90% від моменту інерції J_0 двигуна.

Маховий момент (кг м²):

$$m_M D_{cp}^2 = 4J_M$$

де m_M - маса маховика, кг; D_{cp}^2 - середній діаметр маховика, м.

Отже,

$$m_M D_{cp}^2 = 4 \cdot 0,128 = 0,512 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

По величині махового моменту здійснюють підбір основних розмірів маховика, керуючись в основному міркуваннями конструктивного характеру. Так, діаметр маховика вибирають з урахуванням габаритів двигуна, можливості розміщення механізму зчеплення і т.д. Для наближених розрахунків можна приймаємо:

$$D_{cp} = (2 \div 3)S = (2 \div 3) \cdot 0,095 = 0,19 \div 0,285 \text{ м},$$

де S - хід поршня, м. Приймаємо $O_{cp} = 0,18$ м. Звідси

$$m_M = \frac{0,512}{0,18} = 2,84 \text{ кг}$$

За умов міцності зовнішній діаметр D_M маховика повинен бути вибраний з урахуванням забезпечення допустимих окружних швидкостей. Окружна швидкість на зовнішньому ободі маховика:

$$V_M = \frac{\pi D_M n}{60},$$

де n - частота обертання двигуна, об/хв.

$$V_M = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,18 \cdot 4750}{60} = 44,7 \text{ м/с} < 40 \dots 45 \text{ м/с}, \text{ що є в межах норми.}$$

4.5. Розрахунок задньої підвіски

Оскільки навантаження на задню підвіску збільшилося, а це додатково понад 200кг на праву сторону 112,4кг, на ліву 94кг то слід змінити жорсткість задньої підвіски автомобіля.

Для даного виду підвіски (залежної) і прямокутних листів ресори коефіцієнт прогину підвіски $\delta = 1$, а коефіцієнт розподілу навантаження $\sigma = G_a/n$, статичний прогин - 120мм, кількість листів ресори - 7 шт.

Це означає, що для спрощення розрахунків можна прийняти, що кожен лист несе однакове реакційне навантаження, тобто загальна вага, що припадає на одну сторону задньої підвіски рівномірно розподіляється між усіма листами збірної ресори.

						Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки навантаження на задню вісь $G = 2300\text{кг}$ (в базовому варіанті), то

$$n = \frac{G}{n} = \frac{2300}{14} = 164\text{кг}$$

Тобто кожен лист несе навантаження в 164кг.

Слід зазначити, що повна ресора складається з 3-х основних листів і 4-х додаткових. Основні листи несуть 60% навантаження, додаткові - 40%.

Додаткове навантаження на підвіску, що створюють газові балони (на кожную сторону):

$$G_{\text{дод}} = G_{\text{б.П}} = 56,2\text{кг}$$

$$G_{\text{дод}} = G_{\text{б.Л}} = 47\text{кг}$$

Таким чином бачимо, що при додатковому встановленні ще одного основного листа ресори на кожную сторону ми компенсуємо збільшення навантаження, що створюють газові балони.

						Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок:

В дипломном проекті, визначено шляхи підвищення економічності та екологічності транспортних перевезень через використання альтернативних видів палива, зокрема через переведення транспорту на роботу з газовим паливом (МЕТАН).

Всіма наведеними даними дипломного проекту показано доцільність переобладнання мікроавтобусів з базовими дизельними двигунами на "МЕТАН" з покращенням їх експлуатаційних та екологічних показників.

						Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Долганов К.Є., Говорун А.Г., П'ятнично О.І. та ін. Автомобілі з бензогазовими двигунами і газодизелями: особливості конструкції і технічного обслуговування - К.: Техніка, 1991р.

						Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		