**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**
**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова**
**Первомайський навчально-науковий інститут**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
_____
«___» _____ 2024 р.

***КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА***
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

**на тему:** Підвищення потужності автомобільного двигуна шляхом модернізації системи повітропостачання.

Виконав:
студент групи 63-ТЕМмаг-23
_____ ***Писарєв В.М.***
(підпис)

Керівник роботи:
завідувач кафедри ІМ та ТМ,
д.т.н., професор
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Ткач М.Р.***
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

**«ЗАТВЕРДЖУЮ»**
Гарант освітньої програми
_____
(підпис)
« ___» _____2024 р.

***З А В Д А Н Н Я***
***НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ***
**на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»**

Студенту Писарєву Валентинові Михайловичу

1. Тема роботи: «Підвищення потужності автомобільного двигуна шляхом модернізації системи повітропостачання».

Керівник роботи д.т.н, професор Ткач М.Р.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 50.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4Ч 7,6/8,0 потужністю 70,2 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Розробка системи форсування двигуна автомобіля. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Енергетична установка автомобіля. 2. Поперечний переріз двигуна 4Ч 7,6/8,0.
3. Функціональна схема керування впорскуванням.
4. Схема системи впорскування палива та закису азоту. 5. Типи азотистих систем.

6. Консультанти роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|---|---|---|---|
| | | Завдання видав | Завдання прийняв |
| | | | |
| | | | |

7. Дата видачі завдання «09»вересня 2024 року

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| Номер | Назва етапів роботи | Терміни виконання етапів роботи | Примітк |
|---|---|---|---|
| 1 | Вступ. | 16.09.2024 | |
| 2 | Загальний розділ. | 23.09.2024 | |
| 3 | Конструкторський розділ. | 07.10.2024 | |
| 4 | Розробка системи форсування двигуна автомобіля. | 28.10.2024 | |
| 5 | Охорона праці та навколишнього середовища. | 18.11.2024 | |
| 6 | Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи | 25.11.2024 | |

**Студент** _____ Писарєв В.М.
(підпис)

**Керівник роботи** _____ д.т.н, професор Ткач М.Р.
(підпис)

# АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати розробленої системи форсування двигуна 4Ч 7,6/8,0 потужністю 70,2 кВт для легкового автомобілю, шляхом вдосконалення системи повітропостачання.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ. Проведено розрахунки системи охолодження й масляної системи двигуна. Розглянуто основні шляхи застосування закису азоту як способу підвищення потужності двигуна. Проведено дослідження доцільності форсування двигуна для серійного легкового автомобіля без особливих конструктивних змін і без зміни основних геометричних параметрів робочого циліндру.

У роботі проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на персонал, при обслуговуванні автомобіля. Розглянуто питання охорони навколишнього середовища й забруднення, які виникають при експлуатації двигуна.

Магістерська робота виконана українською мовою на 93 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

**Ключові слова:** ***Дизельний двигун, індикаторна діаграма, діаграми сил, поршень, поршневі кільця.***

## ABSTRACT

The master's thesis presents the results of the developed system of forcing a 4-cylinder four-stroke 7.6/8.0 engine with a capacity of 70.2 kWT for a passenger car by improving the air supply system.

In the work, the calculations of the working cycle of the internal combustion engine are performed. Calculations of the cooling system and engine oil system were carried out. The main ways of using nitrous oxide as a way to increase engine power are considered. A study of the expediency of engine forcing for a serial passenger car without special structural changes and without changing the main geometric parameters of the working cylinder was conducted.

In the work, an analysis of dangerous and harmful factors affecting personnel during car maintenance is carried out. Issues of environmental protection and pollution arising during engine operation are considered.

The master's thesis is written in Ukrainian on 93 sheets of calculation and explanatory notes. 10 sources were used. The graphic part is presented on 5 drawings of A1 format.



**Keywords: Diesel engine, indicator diagram, force diagrams, piston, piston rings.**

**ЗМІСТ**

**ВСТУП** 6

**РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА НА ЛЕГКОВОМУ АВТОМОБІЛІ** 7

1.1 Коротка характеристика автомобіля 7

1.2 Компонування двигуна 8

**РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 4Ч 7,6/8,0** 23

2.1 Вимоги до проектованого двигуна 23

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна 24

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми 31

2.4 Розрахунок системи охолодження двигуна 34

2.5 Розрахунок системи мащення двигуна 37

**РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ФОРСУВАННЯ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ** 39

3.1 Постановка завдання 39

3.2 Підвищення питомої потужності двигунів 40

3.3 Застосування закису азоту як спосіб підвищення потужності двигуна 45

3.4 Вибір системи впорскування палива 54

3.5 Висновки розділу 70

**РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА** 71

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на персонал, при обслуговуванні автомобіля 71

4.2 Охорона навколишнього середовища 76

**ВИСНОВКИ** 82

**ЛІТЕРАТУРА** 83

**ДОДАТКИ** 84

1. Енергетична установка автомобіля Ф-А1
2. Поперечний переріз двигуна 4Ч 7,6/8,0 Ф-А1
3. Функціональна схема керування впорскуванням Ф-А1
4. Схема системи впорскування палива та закису азоту Ф-А1
5. Типи азотистих систем Ф-А1

# ВСТУП

Широка автомобілізація країни забезпечила велику рухливість жителів міст і сіл, поліпшила транспортні зв'язки усередині місті і між ними, значно розширила можливості проведення відпочинку у вихідні дні і під час відпустки.

Використання автомобіля дає величезну економію часу, створює умови для розширення особистих і ділових відносин. Розвиток автомобільної промисловості, у свою чергу, викликав підйом інших галузей виробництва, що поставляють устаткування для автомобільних заводів [1].

Але у світі існує так багато виробників автомобілів, що між ними постійно йде найжорстокіша боротьба за світовий ринок. І щоб конкурувати в цій боротьбі, виробникам автомобілів постійно необхідно удосконалювати свої автомобілі, у тому числі і двигуни.

Одним з напрямів вдосконалення двигунів є підвищення його літрової потужності. При русі транспортних засобів з'являються ситуації, коли необхідно підвищувати потужність двигуна на нетривалий період часу. Існують різні способи підвищення потужності (наддув, охолоджування наддувочного повітря та інше).

В даній магістерській роботі розглянуте питання форсування двигуна серійного легкового автомобіля без особливих конструктивних змін і без зміни основних геометричних параметрів робочого циліндру.

# РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА НА ЛЕГКОВОМУ АВТОМОБІЛІ

## 1.1. Коротка характеристика автомобіля

Коротка характеристика серійного легкового автомобіля і його двигуна приведена в табл. 1.1.

*Таблиця 1.1. Основні характеристики автомобіля й двигуна*

| ***Загальні дані*** | |
|---|---|
| Місткість (кількість місць) | 5 |
| Корисне навантаження (маса пасажирів і багажу), кг | 400 |
| Власна маса (повністю заправленого і спорядженого автомобіля без корисного навантаження), кг | 1030 |
| Максимальна швидкість на вищій передачі з повним навантаження, км/год | 148 |
| Час розгону з місця до швидкості 100 км/год (з водієм і одним пасажиром і з перемиканням передач), с | 19 |
| Найменший радіус повороту по сліду зовнішнього переднього колеса, м | 5,6 |
| Максимальний підйом, що долається автомобілем з повним навантаженням (без розгону на першій передачі), % | 36 |
| Гальмовий шлях автомобіля, рухомого зі швидкістю 80 км/год з повним навантаженням, м | 43,2 |
| Кліренс автомобіля з повним навантаженням (до балки заднього моста при статистичному радіусі шин 271 мм), мм | 163 |
| Контрольна витрата* палива на 100 км, при швидкості 90 км/год, л | 7,4 |

| *Двигун* | |
|---|---|
| Модель | 4Ч 7,6/8,0 |
| Діаметр циліндр, мм | 76 |
| Хід поршня, мм | 80 |
| Робочий об’єм циліндрів, л | 1,5 |
| Ступінь стиску | 8,5 |
| Номінальна потужність при 5600 хв$^{-1}$ по ГОСТ 14846-81 (нетто), кВт** | 70,2 |
| Максимальний крутний момент при 3400 хв$^{-1}$ по ГОСТ 14846-81 (нетто), кгс-м | 10,6 |

** Служить для визначення технічного стану автомобіля і не є експлуатаційною нормою. У зимовий час може бути вище на 10%.*

*** Потужність дана для двигуна з електричним приводом вентилятора*

### 1.2. Компонування двигуна

Двигун – чотирьохциліндровий, чотиритактний карбюраторний, представлено на рис. 1.1. У двигуні використовується верхнє розташування розподільного валу *15*. Блок циліндрів *14* чавунний, головка циліндрів *8* алюмінієва. У двигуні використовують напівклинову камеру згоряння при рядному розташуванні клапанів. Частина камери згоряння знаходиться в головці поршня [2].

Висока зносостійкість деталей і вузлів двигуна досягається внаслідок застосування повно потокового масляного фільтра *4*, ефективного очищення повітря, що поступає в карбюратор *12*, ущільнень переднього і заднього кінців колінчастого валу саморухливими гумовими манжетами, а також використання п'ятиопорного колінчастого валу *13*, тонкостінних сталеалюмінієвих вкладишів шатунних і корінних підшипників, верхніх

хромованих поршневих кілець, вставних сідел клапанів, двоклапанного термостата в системі охолоджування, прискорюючого прогрівання двигуна і підтримуючого його температуру в необхідних межах тощо.

Двигун працює на автомобільному бензині АІ-95 (ГОСТ 2084 77*) з октановим числом по дослідницькому методу не менше за 95. Експлуатація двигуна на бензині із зниженим октановим числом неприпустима, оскільки при цьому можливі мимовільні спалахи робочої суміші в циліндрах, закоксовування поршневих кілець, а також прогорання днищ поршнів. Не можна також експлуатувати двигун на авіаційному бензині. Він містить велику кількість тетраетилового свинцю, що знижує довговічність випускних клапанів. Двигун 4Ч 7,6/8,0 має робочий об'єм 1,5 літра, ступінь стиску 8,5.

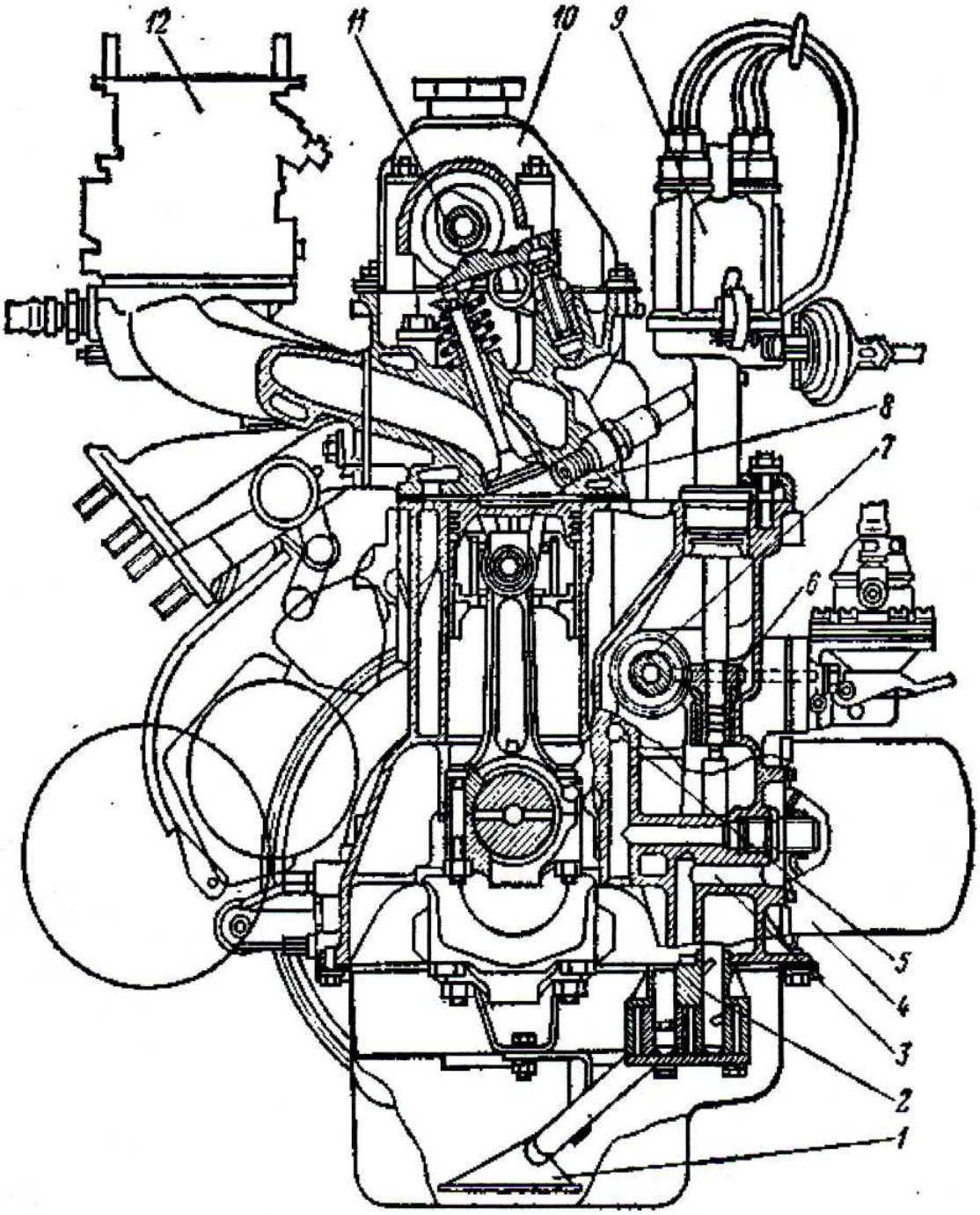



Рис. 1.1. Поперечний переріз двигуна 4Ч 7,6/8,0

*1 - маслоприйомник; 2 - масляний насос; 3 - приймальний канал мастильної системи; 4 - повнопоточний масляний фільтр; 5 - головна масляна магістраль; 6 - зубчате колесо приводу масляного насоса і розподільника запалювання; 7 - проміжний вал; 8 - головка циліндрів; 9 - переривник-розподільник запалювання; 10 - кришка головки циліндрів; 11 - важіль відкриття клапана; 12 – карбюратор; 13 - колінчастий вал; 14 - блок циліндрів; 15 - розподільний вал; 16 - маслозаливна горловина; 17 - корпус підшипників розподільного валу; 18 - масляний картер*

**Блок циліндрів** двигуна 4Ч 7,6/8,0 складає одне ціле з верхньою частиною картера. Висока жорсткість блоку забезпечується тим, що площина роз'єму картера розташована нижче за вісь колінчастого валу на 50 мм. Блок двигуна тонкостінний, відлитий з спеціального легованого чавуну разом з циліндрами [3].

У нижній частині блоку циліндрів розташовані п'ять корінних підшипників колінчастого валу. Кришку кріплять до блоку циліндрів двигуна болтами.

Осьові навантаження колінчастого валу сприймаються упорними шайбами, що встановлюються в гнізда заднього корінного підшипника двигуна. Діаметр отворів під вкладиші корінних підшипників на двигуні становить 54,507. .. 54,520 мм.

Циліндри і гільзи циліндрів в залежності від фактичного діаметра після їх остаточної обробки ділять на п'ять розмірних груп через 0,01 мм з метою селективного забезпечення зазору між циліндрами і поршнями (табл. 1.2). Розмірні групи циліндрів в двигуні 4Ч 7,6/8,0 позначені буквами на нижньому роз'ємі блоку.

З метою збільшення терміну служби двигунів конструкцією передбачена можливість трикратної росточки і хонінгування циліндрів двигуна із збільшенням діаметра на 0,4; 0,7 і 1,0 мм з використанням відповідних поршнів і поршневих кілець ремонтних розмірів.

Циліндри або гільзи циліндрів одного двигуна повинні бути одного ремонтного розміру.

**Головка блоку циліндрів** двигуна відлита з алюмінієвого сплаву і прикріплена до блоку десятьма болтами. Між головкою і блоком встановлена прокладка із спеціального азбестового графітованого картону, армованого стальним каркасом. По периметру камер згоряння прокладка має стальне окантування. Для рівномірного обтиснення всієї поверхні

прокладки, а також для попередження небезпечних деформацій блоку циліндрів болти кріплення головки циліндрів необхідно затягувати на холодному двигуні рівномірно без ривків, в два прийоми в певній послідовності попередньо моментом 33...41 Н·м болти і остаточно моментом 96...118,5.

Розташування **клапанів** в двигуні – рядне, похиле під кутом 20° до площини осей циліндрів. Сідла впускних і випускних клапанів виготовляють з жаротривкого чавуну високої твердості. Сідла, заздалегідь охолоджені в рідкому азоті до температури 160°С, вставляють в гнізда головки циліндрів, нагрітої до +160 ... 170 °С, Завдяки такій різниці температур забезпечується надійна і міцна посадка сідел в гнізда концентрично отворам в направляючих втулках клапанів. Направляючі втулки клапанів - чавунні. У разі зносу втулок більш ніж на 0,08 мм їх випресовують в напрямі камери згоряння назовні за допомогою спеціальної оправки і молотка або під пресом. Нові направляючі втулки запресовують в двигун з надітим стопорним кільцем до упора кільця в площину головки циліндрів.

Клапани з тріщинами на головці або покороблені замінюють новими.

**Поршні** (рис. 1.2) відливають з багатокремністого алюмінієвого сплаву. Юбка поршня в поперечному перерізі овальна, а в подовжньому - конусна. Різниця більшого і меншого діаметрів юбки поршня в поперечному перерізі становить 0,4 мм. Юбка поршня в подовжньому перетині, як показано на рис. 2, має складний профіль, що контролюється в трьох площинах. Причому по найбільшому діаметру юбки в площині вимірювання 2 поршні маркірують по групах. По боках нижньої частини юбки зроблені виїмки для проходу противаг колінчастого вала. У середній частині поршня є дві бобишки з отворами для поршневого пальця. Бобишки пов'язані з днищем поршня масивними ребрами. Зовні навколо бобишок утворені так звані "холодильники"; зменшення маси в двигуні - при відливанні. Вісь

отвору під поршневий палець зміщена на 2 мм від діаметральної площини поршня в праву сторону по ходу автомобіля, завдяки чому поршень поступово, практично без удару, переміщується в межах зазору між юбкою і дзеркалом циліндра при зміні напряму рушення у верхній мертвій точці (ВМТ) на початку робочого ходу. Для поліпшення притерання поверхня поршня покрита електролітичним способом шаром олова товщиною 0,004... 0,006 мм.

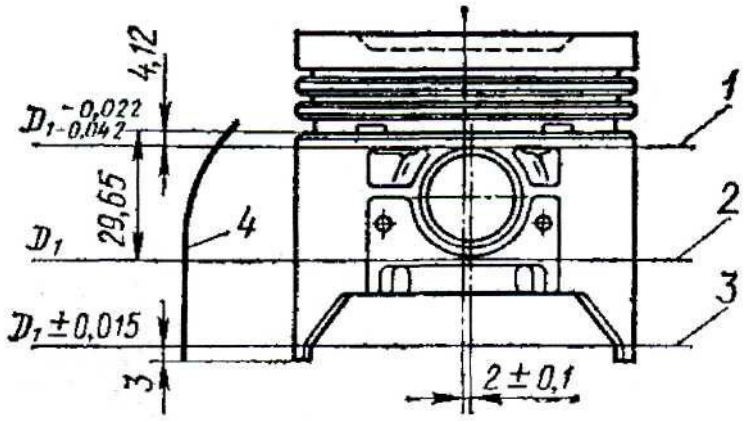



Рис. 1.2. Поршень двигуна
*1, 2 и 3 — площини вимірювання профілю юбки; 4 — профіль юбки у повздовжньому перерізі (перпендикулярно осі поршневого пальця)*

При збиранні двигуна необхідно звертати увагу на мітки на поршнях; буква П або стрілка, що показує правильне положення поршня в циліндрі.

На головці поршня є три кільцеві канавки: в дві верхні вставлені компресійні кільця, в нижню - маслоз'ємне кільце. Канавка маслоз'ємного кільця з'єднується з внутрішньою порожниною поршня дренажними отворами, через яке масло, що знімається кільцем з дзеркала циліндра, проходить всередину поршня і стікає в картер двигуна.

Зазор між поршнем і циліндром становить 0,06...0,08 мм по найбільшому розміру овалу юбки в площині вимірювання *2*. По масі поршні ділять на групи. Різниця маси поршнів однієї групи не повинна перевищувати 2,5 г (при необхідності допускається підгонка по масі за рахунок зняття металу з нижньої сторони бобишок). У двигун встановлюють поршні по масі тільки однієї групи. При поточному ремонті в частково зношені циліндри, як правило, встановлюють поршні того ж розміру (нормального або ремонтного), який мали поршні, що працювали

раніше в даному двигуні. Однак бажано підібрати комплект поршнів з великим діаметром юбки для зменшення зазору між поршнем і дзеркалом циліндра.

Поршні міняють частіше за все внаслідок зносу канавки верхнього поршневого кільця і рідше через знос юбки поршня. Поршні доцільно замінювати в ті ж терміни, що і поршневі кільця.

У запасні частини поршні постачають як окремо, так і (в ряді випадків) в комплектах поршнів разом з підібраними до них поршневими пальцями, стопорними і поршневими кільцями.

При підборі нових поршнів до зношеного циліндра зазор між юбкою поршня і дзеркалом гільзи потрібно перевіряти в нижній, найменше зношеній частині циліндра. Не можна допускати зменшення зазору в цій частині циліндра до значення менше за 0,02 мм. Після заміни поршнів протягом 1000 км пробігу швидкість автомобіля не повинна перевищувати 60 км/год.

**Поршневі кільця** виготовляють з індивідуальних заготовок, відлитих зі спеціального чавуну. Форма заготовки овальна. Діаметральна обробка поршневих кілець проводиться по копиру після вирізки частини (сектори) з кільця і його стиснення до зіткнення кінців. Внаслідок цього при роботі кільця тиск, що надається ним на стінки циліндра, нерівномірно: більше у замка, менше в середині кільця. Цим забезпечується хороша герметичність і збільшується термін служби кілець. Замки кілець в стику прямі.

Верхнє компресійне кільце зазнає впливу високої температури продуктів згоряння; тому для збільшення його зносостійкості зовнішню поверхню покривають шаром хрому товщиною 0,08…0,2 мм. На нижньому компресійному кільці також є проточка, але на зовнішній кромці. Внаслідок фасонного (у вигляді скребачки) профілю проточки нижнє компресійне кільце працює як додаткове маслоз'ємне.

Маслоз'ємне кільце на зовнішній циліндричній поверхні має два скребкоподібних виступи, розташовані по краях кільця, а середня частина містить проточку з вісьма щілиновидними прорізами, для скидання надмірної кількості масла зі стінок циліндра у внутрішню порожнину поршня і далі в масляний картер. На внутрішній циліндричній поверхні маслоз'ємного кільця двигуна 4Ч 7,6/8,0 проточена конусна, з округленою вершиною канавка, в яку встановлюють стальну розширювальну пружину - еспандер. Пружина, розціпляючи зсередини кільце, притискує його до стінки циліндра.

Кільця встановлюють в канавки поршнів таким чином, щоб виточки на зовнішній і внутрішній поверхнях компресійних кілець і фаски на зовнішній поверхні маслоз'ємних кілець були зорієнтовані в точній відповідності з рис. 1.3. При недотриманні цієї умови масло може проникати через кільця в циліндр, що приведе до нагароутворення на стінках камери згоряння, димному випуску з глушника і збільшеній витраті палива.

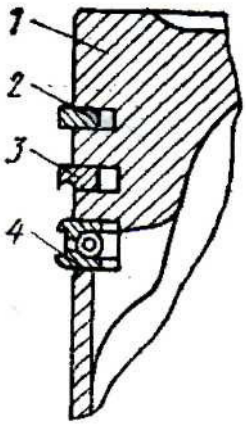



Рис. 1.3. Розташування поршневих кілець в канавках поршня двигуна

*1 — поршень; 2 — верхнє компресійне кільце; 3 — нижнє компресійне кільце; 4 — маслоз'ємне кільце*

Надівати кільця на поршень, а також знімати їх треба тільки в спеціальному пристосуванні або спеціальними щипцями, що забезпечують однакове напруження вигину по колу кільця. При установці поршнів в двигун кільця повинні бути повернені замками на 120° одне відносно іншого для зменшення можливості пропуску газів.

Протягом терміну служби двигуна витрата масла на 100 км пробігу не залишається постійною: поступово знижується в період обкатки двигуна; звичайно стабілізується після 2...3 тис. км пробігу, не перевищуючи 60 г; починає поступово зростати при наближенні пробігу автомобіля до 50...70 тис. км.

Необхідність в заміні поршневих кілець може виникнути після 100 тис. км пробігу автомобіля, що залежить від якості паливних і мастильних матеріалів, що застосовуються і загальних умов експлуатації автомобіля. Знос кілець і пригорання їх в канавках поршнів спричиняють зменшення компресії в циліндрах, а отже, потужності двигуна. Димний випуск з глушника є характерною ознакою зносу поршневих кілець.

Експлуатаційна витрата масла (чад) на 100 км пробігу визначається по формулі

$$G_1 = 100 \cdot (G_1 - G_2 + G_3) / S,$$

де $G_1$ - витрата масла, залитого в картер, г;

$G_2$ - витрата масла, злитого з картера, г;

$G_3$ - витрата свіжого масла, долитого між змінами масла в картері, г;

$S$ - пробіг між двома змінами масла, км.

Якщо при справній системі вентиляції картера і при відсутності течі в різних з'єднаннях двигуна витрата масла становить 150...170 г на 100 км пробігу, то причиною цього є знос або пригорання поршневих кілець, які підлягають заміні.

Кільця номінального розміру застосовують при заміні зношених кілець для циліндрів або гільз циліндрів номінального розміру. Щоб скоротити термін приробітки кілець в циліндрах, що вже працювали, у верхні канавки поршнів встановлюють компресійні кільця, не покриті хромом.

Кільця із збільшеним діаметром встановлюють в циліндри, розточені до ремонтного розміру, або їх використовують для заміни зношених кілець в

таких циліндрах. Якщо зазор в стику недостатній, то запилюють стикові поверхні, а якщо підвищений - кільця замінюють. Після зміни поршневих кілець протягом першого 1000 км пробігу швидкість автомобіля не повинна перевищувати 60 км/год.

**Поршневі пальці** – сталеві, порожнисті. У двигуні 4Ч 7,6/8,0 вони посаджені з натягом в шатунах і вільно обертаються в бобишках поршня. Гарантований натяг (0,01...0,042 мм) забезпечується відповідними розмірами і попереднім, перед збиранням, нагрівом верхньої головки шатуна до 240 °С. Зовнішня поверхня пальців цементована і термічно оброблена.

Пальці, поршні і шатуни вимірюють на підприємстві-виготівникові при температурі навколишнього повітря (20 ± 3) °С. В двигуні пальці встановлюють в бобишки поршнів із зазором 0,08... 0,016 мм. Пальці, а також отвори в бобишках поршня двигуна 4Ч 7,6/8,0 ділять по розмірах на три групи через 0,004 мм і маркірують фарбою від меншого до більшого: синьої, зеленої, червоної.

**Шатуни** (рис. 1.4) - сталеві, ковані. Стержень шатуна двотаврового перерізу. Болти М 9х1 і стопорні гайки для кріплення кришок виготовлені з легованої сталі і термічно оброблені. Для забезпечення точності отвір під вкладиші в нижній головці шатуна обробляють в зборі з кришкою. Переставляти кришку з одного шатуна на іншій не можна.

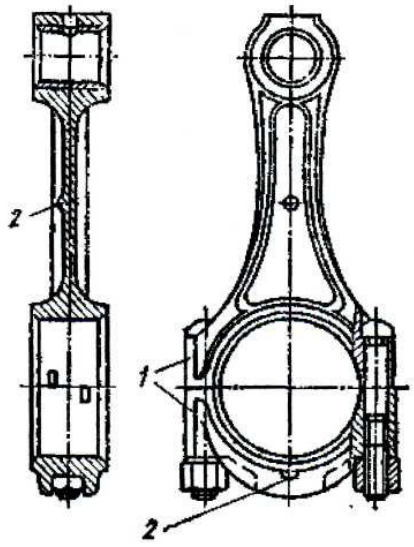



Рис. 1.4. Шатун двигуна 4Ч 7,6/8,0
*1 — місце клейма порядкового номеру циліндра; 2 — виступ*

У верхній частині нижньої головки шатуна є крізний отвір діаметром 1,5 мм, через яке на дзеркало циліндра розбризкується необхідна кількість мастильного матеріалу. При збиранні двигуна цей отвір повинен бути направлений до передньої частини двигуна.

У нижній головці шатуна є тонкостінні взаємозамінні вкладиші, виготовлені з сталеалюмінієвої стрічки. Товщина сталевої стрічки 1,723...1,730 мм, а діаметральний зазор між шийкою і вкладишами шатунних підшипників - 0,036...0,086.

**Вкладиші** утримуються від провертання в головці шатуна виступами, які входять в спеціальні пази шатуна. Для забезпечення роботи двигуна без вібрації шатуни в зборі з кришками підганяють по загальній масі, масі нижньої і верхньої головок, зняттям металу з бобишок на верхній головці шатуна і кришці. Шатуни по масі ділять на групи і маркірують електрографом на виступі кришки. Різниця маси шатунів однієї групи не повинна перевищувати 8 г. У двигун встановлюють шатуни тільки однієї групи. При складанні двигуна на нижній головці і на кришці шатуна, з правого боку по ходу автомобіля, вибивають порядковий номер циліндра. Гайки шатунних болтів затягують рівномірно, при цьому момент затягування повинен бути рівний 43... 54 Н·м.

**Колінчастий вал** двигуна 4Ч 7,6/8,0 відлитий з високоміцного чавуну. Вал встановлюють в п'яти корінних підшипниках. Для зменшення

навантаження на підшипники і для забезпечення роботи без вібрації вал забезпечений противагою, виконаною як одне ціле з ними, і динамічно балансуються. При балансуванні свердлуванням видаляють метал в противагах. Неврівноважений момент не повинен перевищувати 0,8 Н·м. Для збільшення зносостійкості шийки валів загартовані з нагрівом ТВЧ на глибину 1...2,3 мм.

Мастильний матеріал від корінних підшипників до шатунних підводиться по каналах, просвердлених в шийках і щоках вала. Внаслідок особливостей розташування масляних каналів в шатунних шийках утворяться порожнини, в яких під дією відцентрових сил в якійсь мірі відкладаються важкі частки і продукти зносу, що містяться в маслі. Вихід масла в шатунний підшипник здійснюється в двох точках через горизонтальний (при положенні поршня в ВМТ) крізний канал в шийці, що сприяє рівномірному зношенню шийки по колу.

Всі корінні вкладиші мають кільцеву канавку для безперервного живлення маслом шатунних шийок колінчастого вала через отвір в корінній шийці. Верхні і нижні вкладиші кожного підшипника однакові і мають по два отвори, що з'єднують кільцеву канавку вкладиша з кільцевою канавкою постелі під вкладиші. Діаметральний зазор між шийкою і вкладишами корінних підшипників становить 0,050...0,095 мм. Болти кріплення кришок корінних підшипників треба затягувати рівномірно, без ривків, в два прийоми; спочатку рукою, а потім динамометричним ключем.

Колінчастий вал фіксується від осьових переміщень змінними тонкостінними біметалічними півкільцями в блоці циліндрів по задній корінній шийці. Це полегшує подальший ремонт двигуна, оскільки фіксуючі півкільця у разі зносу легко можуть бути замінені новими.

На передньому кінці колінчастого валу знаходиться ведуча зірочка ланцюгового приводу газорозподілу і шків ремінної передачі на генератор, і рідинний насос. Передній кінець колінчастого валу ущільнений манжетою,

запресованою в кришку зірочок приводу механізму газорозподілу. Щільне прилягання гумової манжети до зовнішньої поверхні ступиці шківа забезпечується спіральною пружиною.

На кромці шківа колінчастого валу, зверненій до кришки ланцюгового приводу механізму газорозподілу, і на самій кришці є позначки (рис. 1.5). Позначки призначені для установки поршня першого циліндра в ВМТ при регулюванні теплових зазорів в приводі клапанів і для установки початкового моменту випередження запалювання.

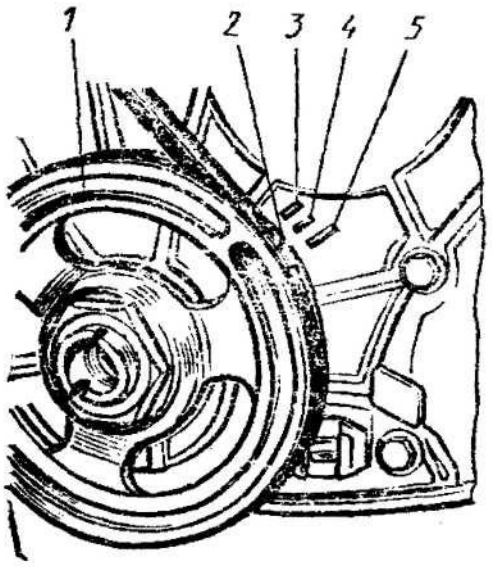



Рис. 1.5. Установчі позначки ВМТ і випередження запалювання двигуна

*1 — шків колінчастого валу; 2 — позначка на шківі; 3 — позначка початкової установки моменту випередження запалювання 10° до ВМТ; 4 — те ж, 5° до ВМТ; 5 — позначка, що відповідає ВМТ; 6 — установчій штифт*

Задній кінець колінчастого валу ущільнений манжетою. Щільне прилягання гумової манжети до поверхні шийки забезпечується спіральною пружиною. Кришку манжети в зборі з манжетою встановлюють на блок циліндрів з укладеним в нього колінчастим валом і затягнутими кришками корінних підшипників. У центральному отворі на задньому торці колінчастого валу встановлений кульковий підшипник, у внутрішнє кільце якого входить кінець ведучого валу коробки передач.

**Маховик** відлитий з сірого чавуну. На обід маховика напресовано з нагрівом сталевий зубчатий вінець, призначений для пуску двигуна стартером. Маховик в зборі із зубчатим вінцем балансується статично. Момент дисбалансу не повинен перевищувати 0,5 Н·м. Маховик

центрований по пояску на торцевій шийці колінчастого валу і прикріплений до нього шістьма болтами.

Після тривалої експлуатації двигуна при наявності глибоких задирів на поверхні шийок або відхиленні від овальності або конусності більш ніж на 0,03 мм шийки колінчастого валу треба відшліфувати до найближчого ремонтного розміру. При цьому гантелі на всіх шийках не повинні мати рисок, а радіуси галтелей повинні становити 2,7...3 мм. Гантелі у найбільш навантажених п'ятої корінної і четвертої шатунної шийок на одній і тій же щоці для збереження високого опору втоми валу потрібно ретельно відполірувати. Допускається шліфування тільки шатунних або тільки корінних шийок, а також шатунних шийок до одного ремонтного розміру, а корінних - до іншого.

Необхідна величина діаметрального зазору в підшипниках при ремонті двигуна в окремих випадках може бути забезпечена без шліфування шийок, лише застосуванням нових вкладишів нормального розміру. У всіх інших випадках необхідні зазори отримують шліфуванням шийок валу і установкою вкладишів відповідного ремонтного розміру.

Для заміни зношених або пошкоджених вкладишів в запасні частини постачають вкладиші нормального і чотирьох ремонтних розмірів. У вкладишів ремонтних розмірів, на відміну від вкладишів нормального розміру, внутрішній діаметр зменшений на 0,25; 0,5; 0,75 або 1 мм. Зовнішній діаметр всіх вкладишів однаковий. Для установки цих вкладишів шийки колінчастого валу повинні бути відшліфовані на величину, відповідну зменшенню внутрішнього діаметра вкладишів. Продаються вкладиші в комплекті для одного двигуна.

При нормальних умовах експлуатації діаметральний зазор в шатунних підшипниках досягає граничної величини (0,12 мм) після того, як пробіг автомобіля значно перевищить термін служби поршневих кілець. Проте замінювати вкладиші шатунних підшипників рекомендується одночасно із

заміною поршневих кілець. Це дозволить уникнути повторного ремонту, а головне - поліпшить умови роботи шатунних шийок колінчастого вала і значно збільшить термін їх служби. Вкладиші корінних підшипників звичайно замінюють після значного пробігу автомобіля, двигун якого зазнавав раніше одного або двох поточних ремонтів.

Вкладиші замінюють без яких-небудь підгоночних операцій і тільки попарно, заміна одного вкладиша з пари неприпустима. При установці вкладишів треба стежити, щоб фіксуючі виступи на стиках щільно входили у відповідні пази блоку циліндрів, кришок корінних підшипників, шатунів і їх кришок.

Після заміни вкладишів шатунних або корінних підшипників протягом 1000 км пробігу швидкість автомобіля не повинна перевищувати 60 км/год.

# РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 4Ч 7,6/8,0

## 2.1. Вимоги до проектованого двигуна

Якість показників досягається заходами, виконуваними на двигуні прототипі заводом - виготовником. Це. насамперед, конструктивне і технологічне пророблення всіх деталей і вузлів з метою одержання мінімальної ваги, необхідних габаритів, високої надійності, раціональним розташуванням вузлів і механізмів на двигуні. Так, наприклад, застосування розподіленого валу, розташованого на голівці циліндрів і привод його ланцюговою передачею значно спрощує механізм газорозподілу [1, 3].

Застосування примусової вентиляції картера двигуна поліпшує надійність, тому що знижує корозію внутрішньокартерних деталей від пари картерних газів, знижує токсичність двигуна.

Застосування системи охолодження, що автоматично підтримує оптимальну температуру охолодної рідини, поліпшує економічні і потужностні показники двигуна.

Для забезпечення правильної експлуатації двигуна автомобіль обладнується рядом приладів, що дозволяють контролювати роботу двигуна. Це датчик температури охолодної рідини, манометри тиску масла [8].

Оскільки основною задачею магістерської роботи стає підвищення економічності при незмінних розмірах і швидкісних характеристиках, розміри циліндра також як і частоту обертання колінчатого валу при номінальній потужності залишимо такими ж, як і на вихідному двигуні [10].

*D = 76 мм, S = 80 мм*

*S/D = 80/76 = 1,0526*

Середня швидкість поршня:

$$V_{пор} = \frac{S_n}{30000} = \frac{80 \times 5600}{30000} = 14{,}93\,^{м}/_{с}$$

Обсяг двигуна:

$$V_h = \frac{\pi Д^2 S_i}{4000000} = \frac{3{,}14 \times 76^2 \times 80 \times 4}{4000000} = 1{,}45л$$

## 2.2. Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунки робочого циклу в цій роботі виконуються для номінального режиму. Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти процесів, які послідовно відновлюються в циклі: наповнення, стиснення, згорання палива, розширення і випуск. Розрахунок циклу двигуна 4Ч 7,6/8,0 виконується за розробленою на кафедрі програмою, що реалізує методику теплового розрахунку, розроблену Гринівецьким і Мазінгом [5].

***Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна***

1. Умова завдання:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Ефективна потужність | $P_e$ = | 70,2 | кВт |
| Частота обертання колінчастого валу | n = | 5600 | $хв^{-1}$ |
| Ступінь стиску | ε = | 8,5 | |
| Число циліндрів | i = | 4 | |

2. Вихідні дані для теплового розрахунку

| | | | |
|---|---|---|---|
| Коефіцієнт надлишку повітря | α = | 0,95 | |
| Тиск навколишнього середовища | $P_a$ = | 0,1 | МПа |
| Температура навколишнього середовища | $T_a$ = | 300 | К |
| Підігрів свіжого заряду | ΔT = | 20 | К |
| Тиск залишкових газів | $P_r$ = | 0,105 | МПа |
| Температура залишкових газів | $T_r$ = | 900 | К |
| Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" | $\xi_z$ = | 0,9 | |
| Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми | ξ = | 0,96 | |
| Паливо: | = | | |
| Бензин: ГОСТ: | = | | |

Середній елементарний склад палива [4]: =

C=0,85 H=0,15 =

молекулярна маса бензину =

$m_т$ = 115 кг/кмоль =

Найнижча теплота згоряння палива =

Q = 44000 кДж/кг =

3. Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4}\right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,85}{12} + \frac{0,15}{4}\right) = 0,515 \ кмоль/кг$$

$$l_0 = 28,95 \times L_0 = 28,95 \times 0,515 = 14,9 \ кг$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \times L_0 + \frac{1}{m_т}, кмоль/кг$$

$$M_1 = 0,49795 \ кмоль/кг$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння при К=0,5

Кількість $CO_2$: $M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2\frac{1-\alpha}{1+K} 0,21 L_0, кг/моль$ 0,064 кмоль/кг

Кількість CO: $M_{CO} = 2\frac{1-\alpha}{1+K} 0,21 L_0, кг/моль$ 0,007 кмоль/кг

Кількість $H_2O$: $M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K\frac{1-\alpha}{1+K} 0,21 L_0, кг/моль$ 0,071 кмоль/кг

Кількість $H_2$: $M_{H_2} = 2K\frac{1-\alpha}{1+K} 0,21 L_0, кг/моль$ 0,004 кмоль/кг

Кількість $N_2$: $M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, кг/моль$ 0,387 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння:

$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,532 \ кг/моль$

4. Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску:

$P_d = (0,8 – 0,9) \times P_0$

Число з інтервалу = 0,9

$P_d$ = 0,09 МПа.

Коефіцієнт залишкових газів:

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

$$\gamma_r = 0{,}05657$$

Температура в кінці впуску

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

$$T_d = 351{,}052\,K$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\Phi_c = \frac{1}{\varepsilon - 1} \times \frac{1}{P_a} \times \frac{T_a}{T_a + \Delta T} \times (\varepsilon P_d - P_r)$$

$$\Phi_c - 0{,}825$$

Густина заряду на впуску

$$\rho_a = \frac{P_a \times 10^6}{R_п + T_a}, \text{кг}/\text{м}^3$$

$R_п$ = 287 Дж/(кг × К) - універсальна газова стала для повітря.

$$\rho_a = 1{,}16144\ \text{кг}/\text{м}^3$$

5. Параметри процесу стиску.

Середній показник політропи розширення - вибираємо значення за номограмою: $n_1$ = 1,366

Тиск в кінці стиску:

$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}$, МПа

$P_c$ = 1,67428 МПа.

Температура в кінці стиску:

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

$T_c$ = 768,313 К.

Середня мольна теплоємність повітря:

$mCv' = 19{,}99 + 0{,}002638 \times T_c$, кДж/(кмоль × К)

$mCv'$ = 21,907 кДж/(кмоль × К)

6. Параметри процесу згоряння:

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta_0 = 1{,}06907$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta = 1{,}06538$$

Кількість теплоти, втраченої внаслідок неповного згорання палива:

$$\Delta Q_н = 119950(1 - \alpha) \times I_0, \text{кДж/кг}$$

$$\Delta Q_н = 3088{,}71 \text{ кДж/кг}$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі.

для $N_2$: $mCv''_{N2} = 21{,}554 + 0{,}001457 \times T_z$;

для $H_2$: $mCv''_{H2} = 19{,}198 + 0{,}001758 \times T_z$;

для CO: $mCv''_{CO} = 22{,}1 + 0{,}001430 \times T_z$;

для $CO_2$: $mCv''_{CO2} = 38{,}609 + 0{,}003349 \times T_z$;

для $H_2O$: $mCv''_{H2O} = 25{,}459 + 0{,}004438 \times T_z$.

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv' = \frac{1}{M_2}\left[\begin{matrix} Mco_2 \times (mCv'co_2) + Mco \times (mCv'co) + Mн_2o \times \\ \times (mCv'н_2o) + Mн_2 \times (mCv'н_2) + MN_2 \times (mCv'N_2) \end{matrix}\right], \text{кДж/(кмоль} \times K)$$

Після підстановки одержимо рівняння:

$$mCv' = a + в \times T_z, \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

де $a$ = 24,1075;

$в$ = 0,00208.

Максимальна температура процесу згоряння:

$$\frac{\xi_z \times (Q_н - \Delta Q_н)}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + mCv' \times T_c = \beta(mCv'') \times T_z$$

Після підстановки одержуємо квадратне рівняння:

$$A \times T_z^2 + B \times T_z - C = 0,$$

де A=0,00222; B = 25,6836; C = 86816,7.

Звідки:

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

$$T_z = 2733{,}93\,K$$

Максимальний тиск згоряння:

$$P_{max} = \beta \times P_0 \frac{T_z}{T_0}, \text{МПа}$$

$$P_{max} = 6{,}34718\,\text{МПа}$$

Ступінь підвищення тиску:

$$\lambda = \frac{P_{max}}{P_0}$$

$$\lambda = 3{,}79098.$$

7. Параметри процесу розширення

Середній показник політропи розширення - вибираємо значення за номограмою: $n_2$ = 1,245

Тиск в кінці розширення:

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

$P_в$ = 0,44203 МПа.

Температура в кінці розширення:

$$T_в = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}, K$$

$T_в$ = 1618,38 К.

8. Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск:

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

$P'_{mi}$ =1,07822 МПа.

Дійсний середній індикаторний тиск:

$$P_{mi} = \xi P'_{mi}, \text{МПа}$$

$$P_{mi} = 1{,}03509 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_н \times \rho_в \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0{,}34752.$$

Питома індикаторна витрата палива:

$$в_i = \frac{3600}{Q_н \times \eta_i}, \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$$

$$в_i = 0{,}23543 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

9. Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат:

$P_м$ = 0,034 + 0,0113 × $V_{п.ср}$, МПа

Середня швидкість поршня:

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \times n}{30}, \text{м/с}$$

Хід поршня по прототипу:

$S_{пр}$ = 0,08.

$V_{п.ср}$ = 14,933 м/с

$P_м$ = 0,2027 МПа

Середній ефективний тиск:

$$P_{me} = P_{mi} - P_м, \text{МПа}$$

$P_{me}$ = 0,83234 МПа

Механічний ККД:

$$\eta_м = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$\eta_м$ = 0,80413.

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_м$$

$$\eta_e = 0{,}27945$$

Питома ефективна витрата палива:

$$в_e = \frac{3600}{Q_н \times \eta_e}, \text{кг}/\text{кВт} \cdot \text{год}$$

$$в_e = 0{,}29278 \text{ кг}/\text{кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата палива:

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

$$B = 16{,}5713 \text{ кг}/\text{год}$$

10. Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна:

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, л$$

$Z = 4$ – коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 1{,}45716 \text{ л}$$

Робочий об’єм циліндра:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, л$$

$$V_s = 0{,}36429 \text{ л}$$

Діаметр циліндра:

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4V_s}{\pi \times m}}, мм$$

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}}$$

$$d_{пр} = 0{,}076 \text{ м}.$$

$$m = 1{,}05263.$$

$$d = 76{,}1086 \text{ мм}.$$

Хід поршня:

$$S = m \times d, \text{ мм}.$$

$$S = 80{,}1143 \text{ мм}.$$

11. Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра:

$d - 76$ мм.

Хід поршня:

$S = 80$ мм.

Літраж двигуна:

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

$$V_{st} = 1{,}45093 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна:

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

$$P_{ep} = 56{,}3581 \text{ кВт}.$$

Отримана величина $P_e$ відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{ecp} = 56{,}4791 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0{,}42826\ \%$$

Похибка не перевищує 5%.

### 2.3. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де v/vc = εx – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Дані, необхідні для побудови індикаторної діаграми, розраховані та наведені у табл. 2.1 та табл. 2.2, а індикаторна діаграма зображена на рис. 2.1.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

*Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми*

| | |
|---|---|
| Показник політропи стиснення $n_1$ | 1,366 |
| Показник політропи розширення $n_2$ | 1,245 |
| Тиск кінця стиснення $p_c$, МПа | 1,674 |
| Максимальний тиск згоряння $p_z$, МПа | 6,347 |
| Ступінь попереднього розширення ρ | 1,734 |
| Ступінь стиснення ε | 8,5 |

*Таблиця 2.2. Дані для побудови індикаторної діаграми*

| Результати розрахунку параметрів робочого тіла в циклі проектованого ДВЗ | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Геометрич. парам. | | | Процес стиску | | | Процес розширення | |
| $\varepsilon$ | $V_h$ | | $P_{ci}$ | $t_{ci}$ | | $P_{zi}$ | $t_{zi}$ |
| 1,000 | 0,000 | | 0,096 | 350,47 | | 0,480 | 1628,53 |
| 1,023 | 0,009 | | 0,099 | 353,34 | | 0,494 | 1636,91 |
| 1,046 | 0,018 | | 0,102 | 356,30 | | 0,508 | 1645,52 |
| 1,071 | 0,027 | | 0,105 | 359,36 | | 0,522 | 1654,38 |
| 1,097 | 0,036 | | 0,109 | 362,52 | | 0,538 | 1663,50 |
| 1,124 | 0,045 | | 0,113 | 365,78 | | 0,554 | 1672,90 |
| 1,153 | 0,054 | | 0,116 | 369,16 | | 0,572 | 1682,59 |
| 1,183 | 0,063 | | 0,121 | 372,65 | | 0,590 | 1692,58 |
| 1,214 | 0,073 | | 0,125 | 376,28 | | 0,610 | 1702,90 |
| 1,248 | 0,082 | | 0,130 | 380,04 | | 0,631 | 1713,57 |
| 1,283 | 0,091 | | 0,135 | 383,94 | | 0,653 | 1724,61 |
| 1,320 | 0,100 | | 0,140 | 387,99 | | 0,676 | 1736,03 |
| 1,360 | 0,109 | | 0,146 | 392,21 | | 0,701 | 1747,87 |
| 1,402 | 0,118 | | 0,152 | 396,61 | | 0,728 | 1760,16 |
| 1,447 | 0,127 | | 0,159 | 401,20 | | 0,756 | 1772,93 |
| 1,495 | 0,136 | | 0,166 | 405,99 | | 0,787 | 1786,20 |
| 1,545 | 0,145 | | 0,174 | 411,00 | | 0,820 | 1800,03 |
| 1,600 | 0,154 | | 0,182 | 416,25 | | 0,856 | 1814,44 |
| 1,659 | 0,163 | | 0,191 | 421,76 | | 0,895 | 1829,50 |
| 1,722 | 0,172 | | 0,201 | 427,55 | | 0,937 | 1845,25 |
| 1,789 | 0,181 | | 0,212 | 433,66 | | 0,982 | 1861,76 |
| 1,863 | 0,190 | | 0,224 | 440,09 | | 1,032 | 1879,08 |
| 1,943 | 0,200 | | 0,238 | 446,91 | | 1,087 | 1897,31 |
| 2,030 | 0,209 | | 0,252 | 454,13 | | 1,147 | 1916,52 |
| 2,125 | 0,218 | | 0,269 | 461,81 | | 1,214 | 1936,82 |
| 2,230 | 0,227 | | 0,287 | 469,99 | | 1,288 | 1958,32 |
| 2,345 | 0,236 | | 0,307 | 478,75 | | 1,370 | 1981,17 |
| 2,473 | 0,245 | | 0,330 | 488,15 | | 1,462 | 2005,52 |
| 2,615 | 0,254 | | 0,357 | 498,27 | | 1,567 | 2031,56 |
| 2,776 | 0,263 | | 0,387 | 509,23 | | 1,686 | 2059,51 |
| 2,957 | 0,272 | | 0,422 | 521,14 | | 1,822 | 2089,66 |
| 3,163 | 0,281 | | 0,462 | 534,16 | | 1,979 | 2122,33 |
| 3,400 | 0,290 | | 0,510 | 548,49 | | 2,164 | 2157,92 |
| 3,676 | 0,299 | | 0,568 | 564,37 | | 2,381 | 2196,97 |
| 4,000 | 0,308 | | 0,637 | 582,10 | | 2,642 | 2240,11 |
| 4,387 | 0,317 | | 0,723 | 602,12 | | 2,960 | 2288,22 |
| 4,857 | 0,326 | | 0,831 | 624,97 | | 3,355 | 2342,41 |
| 5,440 | 0,336 | | 0,970 | 651,44 | | 3,857 | 2404,27 |
| 6,182 | 0,345 | | 1,155 | 682,65 | | 4,514 | 2476,01 |
| 7,158 | 0,354 | | 1,411 | 720,28 | | 5,406 | 2560,92 |
| 8,500 | 0,363 | | 1,785 | 767,03 | | 6,678 | 2664,17 |

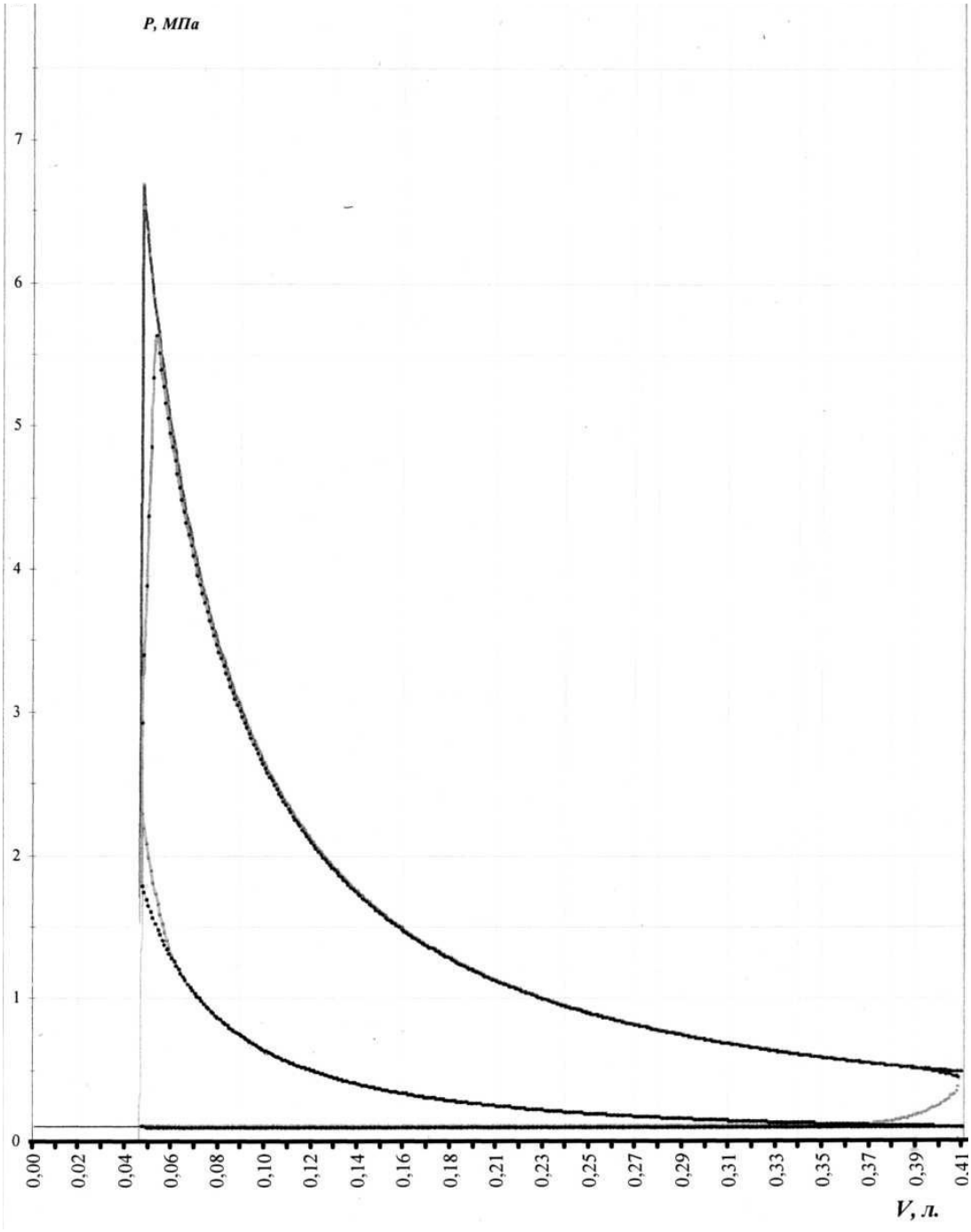



Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна

## 2.4. Розрахунок системи охолодження двигуна

Система охолодження – рідинна, закритого типу з примусовою двоконтурною циркуляцією охолодної рідини. Охолодна рідина - етіленгликолевий антифріз "Тосол А-40".

Система має два контури циркуляції. При температурі охолодної рідини 80°С циркуляція йде тільки по контурі насос - двигун - насос - це

малий контур. При температурі більш 94°С циркуляція йде тільки по великому контурі насос - двигун - термостат - радіатор - насос. При температурі 80-94°С працюють обидва контури. Вентилятор має привод від електродвигуна, що включається термодатчиком. При температурі рідини нижче 87±3°С вентилятор не працює. При температурі 92 ± 3°С включається.

**Вихідні дані розрахунку системи**

Щільність рідини $\rho_ж = 1080$ кг/м$^3$;

Середня теплоємність $C_ж = 2083$ Дж/кг×рад;

Напір, створюваний насосом приймається $P_ж = 1000000$ Н/м$^2$;

Кількість тепла, що відводиться від двигуна рідиною $Q_ж = 55212$ Дж/с;

Температурний період рідини при примусовій циркуляції $\Delta t_ж$=6÷12°С.

Приймаємо $\Delta t_ж = 10$°С. Оптимальна температура рідини на виході з двигуна 80 ÷ 95°С. Середня теплоємність повітря звезення = 1000 Дж/кг×рад.

**Розрахунок системи охолодження**

1. Циркуляційна витрата води в системі:

$$G = \frac{Q_ж}{C_ж \times \rho_ж \times \Delta t_ж} = \frac{5512}{2083 \times 1080 \times 10} = 0{,}0026\ ^м/_{с^3}.$$

2. Розрахункова продуктивність подачі насоса;

$$G_{жр} = \frac{G}{\eta},\ де\ \eta = 0{,}8 - коефіцієнт\ подачі\ насоса;$$

$$G_{жр} = \frac{0{,}0026}{0{,}8} = 0{,}0033\ ^м/_{с}.$$

3. Потужність, споживана водяним насосом:

$$N_{в.н.} = \frac{G_{жр}\rho_ж}{1000\eta_м},$$

де $\eta_м$=(0,7÷0,9) – механічний ККД насоса. Приймаємо $\eta_м = 0{,}8$;

$$N_{в.н.} = \frac{0{,}0033 \times 108000}{1000 \times 0{,}8} = 0{,}45\ кВт, що\ складає\ 0{,}71\%\ від\ N_е.$$

4. Поверхня охолодження радіатора:

$$F = \frac{Q_ж}{K\left(t_{ср.ж} - t_{ср.вов}\right)},$$

де К – коефіцієнт теплопередачі радіатора, внаслідок труднощів аналітичного розрахунку в першому наближенні за експериментальними даними: (140÷180) Вт/м$^2$·рад;

$t_{ср.ж}$ – середня температура води в радіаторі;

$t_{ср.вов}$ – середня температура повітря, минаючого через радіатор.

$$t_{ср.ж} = t_{вх} + \frac{t_{вих} - \Delta t_ж}{2} = 90 + \frac{90 - 10}{2} = 85°C;$$

$$t_{ср.ж} - t_{вов.вх} + \frac{(t_{вов.вх} + \Delta t_{вов})}{2} = 40 + \frac{40 + 25}{2} = 52{,}5°C.$$

Температурний період повітря $\Delta t_{вов}$ у радіаторі складає 20-30°С. Приймаємо $\Delta t_{вов}$ –25°С. Температура повітря перед радіатором у розрахунку дорівнює: $\Delta t_{вов.вх} = 40°C$.

$$F = \frac{55212}{180(80 - 52{,}5)} = 9{,}45 \text{ м}^2.$$

5. Кількість повітря минаючого через радіатор:

$G_{воз} = Q_ж / C_ж \Delta t_{воз} = 55212 /1000*250= 2{,}21$ кг/с.

6. Продуктивність вентилятора

$G_{воз1} = G_{воз} / \rho_{воз} = 2{,}21 / 1{,}07 = 2{,}07$ м$^3$/ с,

де $\rho_{воз}$ – щільність повітря;

$$\rho_{вов} = \frac{P_0 \times 10^6}{B(t_{ср.вов} + 273)} = \frac{0{,}1 \times 10^6}{B(52{,}5 + 273)} = 1{,}07 \text{ кг/м}.$$

Фронтова поверхня радіатора за умови, що коефіцієнт обдуву

$K_i = F_{ом.вент.}/F_{фр.рад} = 1$,

де $F_{ом.вент.}$ – площа, обтічна лопатками вентилятора;

$$F_{фр.рад} = 2{,}07/12 = 0{,}173 \text{ м}^2.$$

7 Діаметр вентилятора

$$D_{вент} = \sqrt[2]{\frac{F_{фр.рад}}{\pi}} = \sqrt[2]{\frac{0{,}173}{3{,}14}} = 0{,}47 \text{ м}.$$

8. Потужність, затрачувана на привод вентилятора:

$N_{вент} = \frac{G_{вент}\Delta P_{тр}}{1000\eta_в}$, де $(0{,}55 \div 0{,}65)$ – ККД осьового вентилятора,

$\Delta P_{тр} = 700$ Н/м$^2$ – аеродинамічний опір повітряного тракту;

$\eta_в = 0{,}6$;

$N_{вент} = \frac{G_{вент}\Delta P_{тр}}{1000\eta_в} = \frac{2{,}07 \times 700}{1000 \times 0{,}6} = 2{,}42$ кВт, що складає 3,84% від $N_e$ двигуна.

## 2.5. Розрахунок системи мащення двигуна

На двигуні виконана комбінована система мащення - змащення під тиском і змащення розбризкуванням. Під тиском змащуються: підшипники корінних і шатунних шийок колінчатого валу, опори валика привода і втулка шестірні привода масляного насоса і переривника-розподільника, опори і кулачки розподільного валу.

Розробляємо: циліндри, поршні, поршневі пальці, поршневі кільця, втулки і пружини клапанів, ланцюговий привод розподільного вала, шестірні привода масляного насоса. Система складається з масляного картера, шестерного масляного насоса з масло-забірним патрубком, колінчатого валу, фільтра тонкого очищення, масляних каналів у блоці циліндрів і в деталях.

Масло забирається з піддона блок-картера, через масло-забірний патрубок з фільтруючою сіткою і нагнітається через фільтр тонкого очищення в канали системи. У насосі встановлений редукційний клапан, що підтримує тиск 0,35÷0,45 МПа на номінальних оборотах. Насос приводиться в дію від колінчатого валу за допомогою ланцюгової передачі і ряду шестірень.

Особливістю системи є відсутність масляного радіатора, масло прохолоджується в піддоні блок - картера з врахування обдуву його повітрям.

**Вихідні дані розрахунку системи**

Густина масла $\rho_м = 900$ кг/м$^3$;

Середня теплоємність масла $C_м = 2{,}094$ кДж/кг×рад;

Температура нагрівання масла в двигуні $\Delta t_м = (10 \div 15)$.

Приймаємо $\Delta t_м = 10$, $P = 0,4$ МПа.

Кількість тепла, що відводиться маслом від двигуна: $(0,05 – 0,03)Q_0$:

$Q_0 = 492391,2$ кДж/с - загальна кількість теплоти, виділювана паливом.

$Q_n = 0,03 \times 492391,2 = 14772$ Дж/с = 14 кДж/с.

**Розрахунок системи змащення**

**1.** Циркуляційна витрата масла:

$V_ц = Q_v / \rho_м C_м \Delta t = 14 / 900 \times 2,094 \times 10 = 0,00074$ м/с.

**2.** Циркуляційна витрата з урахуванням стабілізації тиску масла в системі: $V = 2\ V_ц = 2 \times 0,00074 = 0,00148$ м/с.

**3.** Розрахункова продуктивність насоса $V_p = V'/\eta_н$, де $\eta_н$ – об'ємний коефіцієнт насоса (0,6 ÷ 0,8,). Приймаємо $\eta_н = 0,75$.

$V_р = 0,00148 / 0,75 = 0,00197$ м$^3$/с.

**4.** Основні параметри шестірень насоса:

Модуль зачеплення зуба M = 3;

Висота зуба h = 2м = 6 мм, число зубів шестірні Z = 9.

**5.** Діаметр зовнішньої окружності шестірні:

D = m(z+2)=3(9+2)=33 мм.

**6.** Частота обертання насоса $n_н = n_{дв} / 2 = 5600/2=2800$ хв$^{-1}$.

**7.** Довжина зуба шестірні

$B = 60V_р / 2\pi m^2 z n_н = 60 \times 0,00197 / 2 \times 3,14 \times 0,003^2 \times 9 \times 2800 = 0,006$ м.

**8.** Потужність, затрачувана на привод масляного розчину

$N_н = V_Р P / \eta_{мн} \cdot 10^3$, де $\eta_{мн}$ - механічний ККД насоса (0,85÷0,9). Приймаємо $\eta_{мн}=0,86$.

$N = 0,00197 \times 40 \times 10^4 / 0,86 \times 10^3 = 0,9$ кВт, що складає 1,4% від $N_е$ двигуна;

**9.** Розрахунок площі фільтруючого елемента фільтра очищення масла

$F = V_р / w_м К$, де $w_м = (0,04 \div 0,06)$ – швидкість руху у фільтрі;

$F = 0,00197 / 0,05 \times 0,15 = 0,26$ м$^2$.

# РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ФОРСУВАННЯ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ

## 3.1. Постановка завдання

Одним з напрямів вдосконалення двигунів є підвищення його літрової потужності. При русі транспортних засобів з'являються ситуації, коли необхідно підвищувати потужність двигуна на нетривалий період часу. Літрова потужність - одна з основних характеристик оцінки двигуна. Чим вище літрова потужність двигуна, тим ефективніше використовується його робочий об'єм і, отже, тим менше його габарити і вага [7].

Літрова потужність двигуна

$$N_л - \frac{30}{632} \cdot \frac{Hu}{L_0} \cdot \eta_v \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_м \gamma_s n\tau - c\eta_v \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_м \gamma_s n,$$

де - $30/632 \ \ Hu/L_0$ - постійна величина;

$Hu$ - нижча теплотворна здатність палива;

$L_0$ - теоретична кількість повітря, необхідного для повного згоряння 1 кг палива;

$\tau$ - коефіцієнт тактності: $\tau = 1$ для двотактних і $\tau = 1/2$ для чотиритактних дизелів;

$\eta_v$ - коефіцієнт наповнення;

$\eta_i$ - індикаторний к. к. д.;

$\eta_м$ - механічний к. к. д,;

$\alpha$ - коефіцієнт надлишку повітря при згорянні;

$\gamma_s$ - питома вага повітря у ресивері двигуна;

$n$ - число обертів двигуна.

Аналіз формули дозволяє встановити шляхи підвищення потужності двигуна при збереженні основних розмірів його незмінними. Літрову потужність можна підвищити в основному за рахунок тактності, зниження

коефіцієнта надлишку повітря; збільшення числа обертів і підвищення густини наддувочного повітря.

### 3.2. Підвищення питомої потужності двигунів

Збільшення швидкості руху транспортних засобів вимагає підвищення потужності двигунів. Потужність двигуна можна підвищити, збільшивши розміри і робочий об'єм двигунів: однак при цьому зростають їх маса і габаритні розміри, що. в свою чергу, приводить до збільшення розмірів транспортних засобів. Отже, цей шлях підвищення потужності не дає значного виграшу в швидкості. Необхідно підвищувати потужність двигуна без збільшення його габаритних розмірів і маси. Збільшення розмірів циліндрів і їх числа звичайно має обмеження. У цей час по виробничих міркуваннях максимальні розміри діаметра циліндра не перевищують 1000 мм.

При збереженні швидкоходності двигуна динамічні сили у разі збільшення розмірів поршня можуть перевищити допустимі межі, тому необхідно знижувати число обертів колінчастого вала двигуна. При діаметрі циліндрів 900÷1000 мм число обертів колінчастого вала не перевищує 120 в хвилину. Збільшення числа циліндрів при збереженні їх розмірів і числа обертів колінчастого вала також має межу. У разі об'єднання і одному агрегаті великого числа циліндрів (іноді воно досягає 50 і більш) конструкція двигуна стає дуже складною і його експлуатація понадміру утрудняється. При великому числі циліндрів важко помітити погіршення роботи одного або навіть декількох циліндрів.

Збільшення числа обертів двигуна обмежується для кожного розміру поршня виникаючими силами інерції, Для двигунів гоночних автомобілів з діаметром циліндрів 50-60 мм вдається досягнути числа обертів 10000-12000 в хвилину. Для серійних автомобільних двигунів в цей час максимальне число обертів колінчастого валу вибирається в межах 1500-5500 в хвилину.

Тому підвищення потужності двигуна прагнуть досягнути поліпшенням використання робочого об'єму двигуна і збільшенням його літрової або поршневої потужності.

Збільшення літрової потужності при незмінному числі обертів можна досягнути наступними способами:

а) підвищенням ступеня стиснення;

б) поліпшенням коефіцієнта наповнення циліндра;

в) збільшенням масового заряду циліндра;

г) використанням енергії випускних газів;

д) застосуванням комбінованих схем двигуна.

***Підвищення ступеня стиснення*** дозволяє підвищити середній індикаторний тиск. Однак, як показує термодинамічне дослідження, при збільшенні ступеня стиснення більше за 18 приріст середнього індикаторного тиску зменшується. При цьому значно швидше зростають механічні втрати в двигуні внаслідок підвищення максимального тиску згоряння. Отже, недоцільно збільшувати ступінь стиснення вище за 18-20.

У дизелях описаний вище спосіб підвищення потужності вже використаний; цим способом можна підвищити літрову потужність лише в двигунах з меншими ступенями стиснення, тобто в карбюраторних двигунах. При зовнішньому сумішоутворенні, однак, міра стиснення обмежується якістю бензину, що застосовується. При невідповідності якості бензину ступеня стиснення двигуна в ньому виникає детонаційне горіння. Застосування високооктанових палив дає можливість підвищити ступінь стиснення у двигунів з примусовим запалюванням до 10-11. При подальшому підвищенні ступеня стиснення значно зростає максимальний тиск згоряння, що приводить до необхідності підвищення міцності деталей двигуна і, отже, до його обтяжування.

***Поліпшення наповнення циліндра*** двигуна дає можливість спалити без утворення диму більшу кількість палива, тобто отримати велику

потужність в циліндрі даного об'єму і збільшити максимальне число обертів колінчастого вала без істотного зниження індикаторного тиску.

Коефіцієнт наповнення можна збільшити, зменшуючи загальний опір впускного трубопроводу, повітряного фільтра і карбюратора.

У багатоциліндровому двигуні звичайно спостерігається велика нерівномірність наповнення циліндрів, що приводить до пониження потужності окремих циліндрів і зменшення загальної потужності двигуна. Тому необхідно прагнути до однакового наповнення циліндрів двигуна.

У дизелях при однаковій (максимальній) подачі палива у всі циліндри нерівномірність подачі повітря приводить до димного згоряння в деяких циліндрах, внаслідок чого доводиться зменшувати максимальну подачу у всіх циліндрах, тобто знижувати загальну потужність двигуна.

Для двигунів з примусовим запалюванням нерівномірність подачі суміші по циліндрах приводить до зменшення її кількості в окремих циліндрах і до пониження потужності цих циліндрів. Крім того, нерівномірне наповнення може супроводжуватися порушенням однорідності складу горючої суміші в окремих циліндрах, що також приводить до їх недовантаження при роботі на максимальній потужності і зменшення загальної потужності двигуна. Отже, усунення нерівномірності наповнення циліндрів дає можливість збільшити загальну потужність багатоциліндрового двигуна.

***Збільшення масового заряду*** циліндра, як і поліпшення його наповнення, дозволяє збільшувати кількість палива, що спалюється, внаслідок чого підвищується потужність. Основним способом збільшення масового заряду двигуна є наддув двигунів, тобто подача свіжого заряду в циліндр двигуна під тиском.

У двигунах з примусовим запалюванням поява детонаційного згоряння визначається значеннями температури і тиску кінця стиснення горючої суміші; тому застосування наддуву в них звичайно недоцільне,

оскільки викликає необхідність зменшення ступеня стиснення. Наддув двигунів такого типу раціонально використати тільки для короткочасного форсування їх і компенсації втрати потужності при роботі в розрідженій атмосфері (авіаційні поршневі двигуни). У дизелях з наддувом збільшується кількість кисню в циліндрі, що дозволяє спалювати більшу кількість палива і отримувати більшу потужність при тому ж робочому об'ємі. Наддув може бути застосований як для чотиритактних, так і для двотактних двигунів.

У компресорі для стиснення повітря затрачується певна кількість енергії.

***Збільшення потужності двигуна*** при установці компресора з механічним приводом дорівнює різниці потужності, отриманій двигуном за рахунок наддуву, і потужності, затраченої на привід компресора. У разі зменшення навантаження, тобто при роботі двигуна з неповною потужністю і постійним числом обертів, а отже, з постійним числом обертів компресора, виграшу потужності не буде, і двигун стане менш економічним, ніж при роботі без наддуву. Погіршення економічності двигуна при роботі з частковим навантаженням є основним недоліком цієї системи наддуву. Перевагою її є швидке досягнення компресором максимального числа обертів.

Компресор з приводом від стороннього джерела енергії має всі переваги компресора з механічним приводом і дозволяє регулювати подачу повітря при зміні навантаження згідно із заданому законом. Крім того, використання такого приводу в значній мірі полегшує пуск двигуна. Недоліком приводу, що розглядається, потрібно вважати наявність додаткового двигуна, що, безсумнівно, підвищує вартість силової установки.

Найчастіше в цей час для приводу компресора використовується газова турбіна, працююча на випускних газах двигуна. Турбіну і компресор об'єднують в один агрегат, званий *турбокомпресором.*

Застосування газотурбінного приводу дозволяє виключити складний механічний привід, що досить дорого коштує, полегшує компонування силової установки і забезпечує саморегулювання подачі повітря при зменшенні навантаження.

***Використання енергії випускних газів*** в турбіні підвищує ступінь розширення газів і ефективну потужність двигуна.

Випускні гази двигуна перед турбіною, в залежності від його форсування, мають температуру 370÷600°С в двотактних двигунах і 500÷700°С - в чотиритактних. Кількість випускних газів, що доводяться на одиницю маси палива, що спалюється, залежить від коефіцієнта надлишку повітря і коефіцієнта продування.

У двотактних двигунах на одиницю маси палива, що спалюється потрібно в 1,5÷2 рази більше повітря, ніж в чотиритактних, що приводить до необхідності збільшувати розміри і продуктивність компресора і потужність його приводу.

З збільшенням форсування двигуна потужність турбіни зростає і при відомих умовах стає більш потужності, потрібної для компресора. У цьому випадку надлишок потужності турбіни може бути переданий споживачеві.

У двотактних двигунах при тиску наддуву більше за 1,5 кГ/см$^2$ потужності турбіни недостатньо для приводу компресора, тому часто застосовують комбінований привід. Перша ступінь компресора (низького тиску) приводиться в рух турбіною, друга ступінь компресора високого тиску від колінчастого вала двигуна.

На транспортних чотиритактних двигунах з наддувом комбінований привід використовується для виправлення характеристики двигуна. При газотурбінному наддуві потужність двигуна на номінальному числі обертів збільшується в більшій мірі, ніж на часткових числах обертів. Це дещо погіршує можливість подолання перешкод транспортним засобом, на яких встановлений даний двигун, при русі по пересічній місцевості. У цьому

випадку необхідно збільшити тиск наддуву при зниженні числа обертів двигуна, що можна здійснити за допомогою компресора з механічним приводом.

### 3.3. Застосування закису азоту як спосіб підвищення потужності двигуна

На сьогоднішній день використання систем закису азоту для моментального збільшення потужності двигуна - єдина можливість для більшості гонщиків. Причому мова йде не тільки про вузькоспеціалізовані гоночні машини. $N_2O$ можна розглядати як варіант для більшості користувачів, хто хоче отримати велику віддачу від свого мотора, що використовується в повсякденних поїздках [6].

На сьогоднішній день, компанії, систем підвищення потужності, що спеціалізуються у виробництві на основі $N_2O$, пропонують значний список обладнання найвищої якості. Ці системи досить прості і надійні в установці і експлуатації.

Система закису азоту дає максимальну віддачу вкладень при мінімальній зміні двигуна.

Двадцятирічний світовий досвід використання $N_2O$ довів можливість надбавки потужності від 10 до 200 кінських сил для серійних автомобілів, без кардинальної переробки двигуна. З ретельно вибраною, правильно настроєною системою, можна бути упевненим в збільшенні потужності при збереженні надійності, що можна порівняти тільки із збільшенням об'єму двигуна.

Як підвищити потужність? Двигун функціонує спалюючи паливо, яке в момент спалаху в камері згоряння створює надмірний тиск, штовхаючи поршні вниз. Добитися більшої потужності можна спалюючи більшу кількість палива. При цьому буде вивільнятися більша кількість енергії, а, відповідно, з великим зусиллям штовхати поршні вниз.

Є різні чинники, що впливають на збільшення потужності двигуна. Розглянемо три самих основних:

**1**. Будь-яке паливо вимагає для горіння кисень. Якщо треба спалити більшу кількість палива, також треба включити до складу суміші більшу кількість кисню. Фактично всі схеми збільшення потужності двигуна працюють на основі збільшення потоку палива і кисню.

Розподільні вали, клапани і карбюратори більшого діаметра, впускні і випускні канали, їх розташування і якість обробки поверхні, нагнітачі і турбокомпресори, закис азоту - яскраві приклади тюнінгу двигуна, дозволяючого більшій кількості кисню спалювати більшу кількість палива, що і дає вам збільшення в потужності.

Системи впорскування закису азоту, ймовірно, найбільш ефективний спосіб збільшити потік кисню, а відповідно і палива в двигун. Це основна причина, по якої $N_2O$ системи дають таке велике збільшення потужності в порівнянні з іншими способами.

Азот - один з небагато елементів, утворюючих велике число оксидів всіх можливих мір окислення. Одним з них і є закис азоту (оксид азоту I) $N_2O$.

Закис азоту - безбарвний газ, важчий за повітря (відносна щільність 1,527), характерний запах. Розчинимо у воді (1:2). При 0°С і тиску 30 атм, а також при звичайній температурі і тиску 40 атм. густішає в безбарвну рідину. З 1 кг рідкого закису азоту утвориться 500 л газу. Не запалюється, але підтримує горіння. Суміші з ефіром, циклопропаном, хлоретилом в певних концентраціях вибухонебезпечні. Малі концентрації закису азоту викликають почуття сп'яніння і легку сонливість. При вдиханні чистого газу швидко розвиваються наркотичний стан і асфіксія. У суміші з киснем при правильному дозуванні викликає наркоз без попереднього збудження і побічних явищ. Утворюється при розкладанні нітрату амонію.

У гоночних автомобілях закис азоту звичайно зберігається в алюмінієвих балонах різної величини (від 2,5 lbs до 20 lbs) в (в рідкому стані і під високим тиском. З балона у впускному тракті рідина згідно з фізичними законами перетворюється в газ, відбувається через зміну середовища - після балона з високим тиском (1000 p.s.) попадає у вакуум впускного трубопроводу. Ця зміна називається азотистим "кипінням". Схожий процес можна спостерігати в системі охолоджування двигуна. Вода не закипає в ній, тому що знаходиться під тиском, однак якщо відкрити пробку радіатора, то вода відразу ж почне википати. Також саме відбувається із закисом азоту - при вивільненні з балона рідина стає газом. Розширення і закипання азоту вивільняє енергію, яка вивільняється у впускному тракті і вбирається в оточенні повітря/газ. Кінцевим підсумком процесу стає холодна, щільна, насичена киснем суміш - ідеальний рецепт для виробництва більшої енергії. Оскільки закис азоту вводиться таким способом, то воно розширяється і повністю розпилюється на атомному рівні. Саме в такому вигляді газ попадає в камеру згоряння і як наслідок - вихідна потужність збільшується. Закис азоту (хімічна формула $N_2O$) включає два атоми азоту і один кисню, а висока температура (біля 200 градусів) в камері згоряння руйнує зв'язок між атомами. Без температури атоми залишаться разом і не зіграють своїй ролі в процесі згоряння, а за рахунок атома кисню в закисі суміш виходить більш збагаченою киснем, ніж повітря. Гази звичайно розглядають в термінах "моль" (хім.). Відповідно, кількість моля може змінюватися в залежності від атомної маси молекули, що розглядається. А нас в двигуні цікавить не кількість, а об'єм. Моль будь-якої суміші займає 22,4 літри при нормальному атмосферному тиску і температурі. Також, всі гази мають однаковий молярний об'єм в подібних умовах. Так, якщо балон випускає 2 моля повітря, то і об'єм азоту буде той же. Повітря містить 21% кисню, "нітро" - 50%. Двом кожним молям закису азоту (нітро-оксид $N_2O$), вміщених в балон, видають два моля

азоту ($N_2$) і один моль кисню ($O_2$), представленого рівнянням: $2N_2O ==> 2N_2 + O_2$. Тут і приховується перевага закису азоту. Оскільки кожний моль має однаковий об'єм, то два моля "нітро", що вивільняються з балона, стають трьома в процесі згоряння. Подальше збільшення тиску в камері згоряння ще збільшує потужність двигуна.

Двигуни більшої потужності вимагають спеціальних підходів до підготовки, особливо, що використовують закис азоту. Її можливість "проводити" величезну раптову потужність і збільшення тиску в камері згоряння, вимагає особливої уваги до вибору паливної системи. Як вже було сказано, введення збагаченої киснем суміші нітро без додаткового палива дуже шкідливе для двигуна. Більш бідна суміш буде закипати, а більш "екстремальна" спричинить руйнування поршнів і інших частин в камері згоряння.

Для запобігання цьому, треба забезпечити паливній системі обробляти обидва канали надходження палива - звичайного і "нітро". Паливозабезпечення - це головна частина системи "нітро", і у нас є два шляхи. Перший - посилення існуючої паливної системи, другий, більш переважний передбачає наявність двох незалежних паливних систем, одна існуюча і одна спеціально для закису азоту. Другий спосіб переважніше тим, що страхує двигун від зайвого тиску, небажаний ефект, який відбувається при використанні закису азоту. Збільшення тиску в камері згоряння передбачає і більш потужну систему запалювання, чим на звичайному двигуні. Це особливо важливе для останніх, інжекторних моделей автомобілів. Система запалювання у них розрахована тільки на ті умови, для яких вона була створена і вона просто не розрахована на більш високий тиск.

Система "нітро" досить універсальна і буде працювати на будь-яких пізніх моделей з прямою системою впорскування.

Три основних типи азотистих систем: суха, волога і пряма представлені на рис. 3.1.

*"Суха"* азотиста система означає, що паливо, необхідне, щоб зробити додаткову потужність з азотистим доданням, повинне бути доставлене через штатну систему подачі палива (паливо, робить потужність, закис азоту просто дозволяє палити більшу кількість палива). Тому "Суха" азотиста система містить форсунку тільки для подачі нітро-оксиду. При додаванні нітро-оксиду повинно збільшиться і кількість палива що подається в циліндри.

Другий тип азотистого комплекту - *"вологий"*. Ці комплекти включають подвійну форсунку, яка додає нітро-оксид і паливо одночасно.

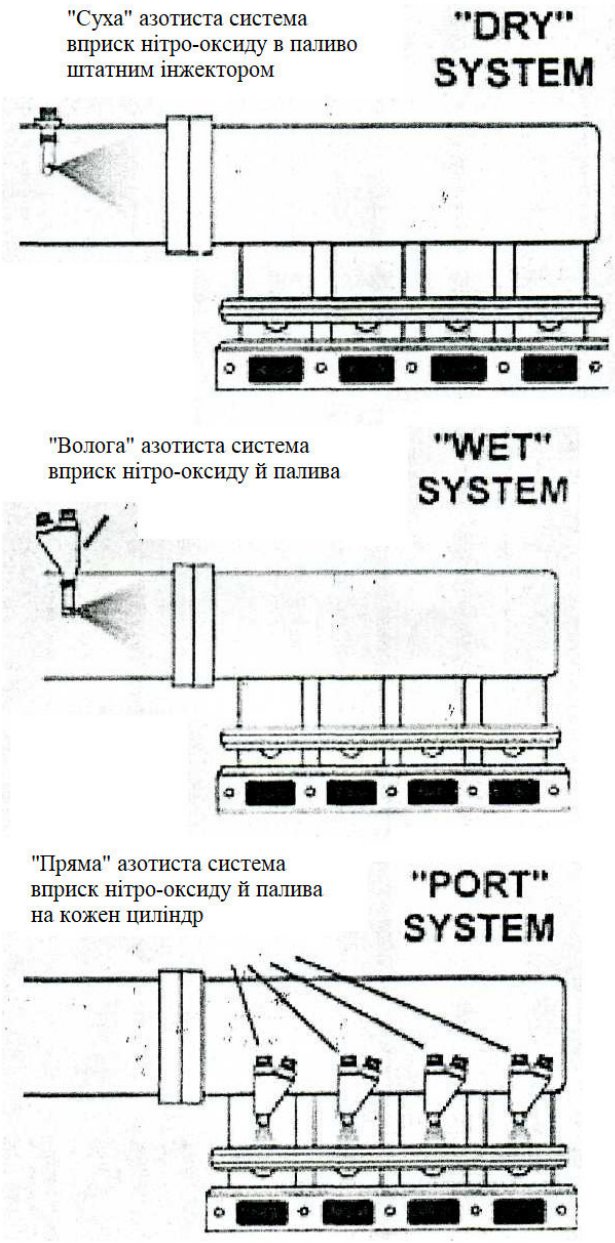



Рис. 3.1. Основні типи азотистих систем

Останній тип системи - *пряма система.* Ця та ж сама, як і друга система, відмінність в тому, що застосовується розподілений впорскування нітро-оксиду і палива (на кожний циліндр своя форсунка). Ця сама потужна система. Ця система - також одна з найбільш складних систем. Для інсталяції потрібно свердлування впускного колектора. Вона найчастіше використовуються на гоночних транспортних засобах, побудованих для досягнення величезних кінських сил.

На 4-х циліндровий двигун, безпечно встановлювати систему потужністю 25-50 к.с. На 6-ти циліндровому двигуні ця планка підіймається до 75 к.с. На 8-і циліндровий мотор, установка 100 сильної системи є тією гранню, коли не потрібне внесення змін в двигун і трансмісію.

Модернізації порядку 25-100 к.с. (середній рівень) вимагають використання більш холодних свічок запалювання. Потрібно пам'ятати, що температура запалення зросла, тому потрібно уникати передчасного запалення палива. Щоб уникнути детонації, найкраще встановити ковані спортивні поршні, це відноситься і до звичайних автомобілів. Збільшення потреби в паливі обумовлює використання електробензонасосу більшої продуктивності. Паливний насос повинен бути здатний прокачати 3,79 літри в годину на кожні 10 к.с. "в режимі повного газу", наприклад 300 сильному мотору потрібний паливний насос з продуктивністю 113,4 літри в годину. При використанні нітро-оксиду "головним болем" є детонація. Тому потрібно використати комплекти нітро-оксиду, про які говорилося вище, можуть спокійно функціонувати на 92 бензині. При агресивному збільшенні потужності потрібно використати спортивний бензин з октановим числом 100.

Необхідний датчик тиску палива, так як потрібно знати тиск в паливній системі в режимі повного газу. Він буде вказувати чи досить палива прокачує бензонасос, що дозволяє уникнути збідніння паливної

суміші. Мінімальний тиск, що рекомендується становить 5 psi, динамічного паливного тиску.

При використанні нітро-оксиду об'єм в балоні падає, і тиск також падає. При зменшенні тиску подача нітро-оксиду скорочується. Кількість нітро-оксиду напряму залежить від тиску в балоні, тому потрібний датчик тиску нітро-оксиду, що вказує на стан подачі нітро-оксиду. Потрібно пересвідчитися, що тиск не перевищує 1100 psi, в іншому випадку це може привести до пошкодження прокладок, що спричинить скорочення подачі нітро-оксиду.

Зі збільшенням температури, тиск всередині балона збільшується. Тиск в повному балоні при температурі (60 градусів) дорівнює 675 psi. Подача нітро-оксиду з повного балона при температурі (60 градусів) буде меншою подачі нітро-оксиду на половину пустого балона при температурі (80 градусів) - тиску 865 psi.

**2**. Інший основний фактор підвищення коефіцієнта потужності випаровування палива. Бензин (як і що інші використовуються в гонках палива) не буде горіти в рідкому стані в замкненому просторі камери згоряння. Паливо повинне бути перетворене в "пару" (суміш палива з повітрям) для найкращого згоряння. Це досягається термомеханічним способом в карбюраторах, або прямим інжекторним впорскуванням. Температура двигуна і механічне розпилення - ключі до прискорення випаровування. Оброблене термомеханічним способом, розпилене паливо перетворюється в крихітні капельки, які швидко випаровуються в камері згоряння до моменту повного стиснення.

Розмір паливних капель дуже важливий. Паливо, що подається в камеру згоряння повинно складатися з капельок, розміром в десятки разів менше звичайної краплі бензину.

**3**. Третій фактор підвищення потужності - повітря (якість суміші).

Сила впливу атмосферного тиску, температура повітря і його вогкість - надто важливі для роботи двигуна. Неможливо вплинути на навколишнє середовище, але можливо до деякого ступеня регулювати якість суміші на вході. Охолодження паливної суміші робить її більш щільною до подачі в двигун. І чим більш щільної буде суміш - тим більше її наповнення паливом і повітрям, що дає додаткову потужність. Що Подається до складу суміші у вигляді зрідженого газу, закис азоту приводить до її негайного охолоджування, так як температура зрідженого газу, що випаровується завжди на декілька порядків нижче за температуру навколишнього середовища.

Крім всього іншого, задача систем закису азоту полягає в тому, що б підвищити щільність палива, що подається мінімум на 65% по відношенню до стандарту. Більш щільна суміш, що подається в двигун, дасть велику додаткову потужність в поєднанні з $N_2O$.

Для двигуна закис азоту можна собі представити як більш зручну заміну стандартної атмосфери. Закис азоту дає простий інструмент для управління тим, скільки кисню може бути присутнім коли двигуну подається додаткове паливо, щоб вивільнити більшу кількість потужності.

Закис азоту - не паливо. Закис азоту - зручний спосіб додати додатковий кисень для спалення більшої кількості палива.

Якщо додати закис азоту і не додавати додаткове паливо, прискорюється тільки швидкість, з якою двигун спалює паливо, яке він звичайно використовує. Це приведе лише до деструктивної детонації. Енергія - супутник палива, а не $N_2O$. Закис азоту дозволить спалити більшу кількість палива в тому ж самому інтервалі часу. Як результат – значне збільшення загальної енергії, що вивільняється, отриманої від палива для прискорення автомобіля/мотоцикла.

Насправді, використання принципово не відрізняється від використання карбюратора більшого перетину. кращої системи трубопроводів, нагнітача або турбокомпресора.

Повітря, яке використовується двигуном, "зроблене" на рівні моря, містить:

• азоту 78 %;

• кисню 21 %;

• і тільки 1 % - інші гази.

Закис азоту зроблений на основі двох найбільших складових земної атмосфери і містить дві молекули азоту і одна молекула кисню.

Коли закис азоту подається в двигун, теплота згоряння руйнує хімічний зв'язок $N_2O$, забезпечуючи двигун великою кількістю кисню. А молекули азоту не дають суміші вибухати і детонувати двигуну. Всі гоночні двигуни функціонують за тими ж принципами: більша кількість повітря (краща збалансованість, наддув, турбокомпресія або $N_2O$) плюс більша кількість палива в більш щільній суміші приводить до більшої кількості потужності.

***Типи систем впорскування закису азоту***

Два найбільш популярних типів подачі суміші в системах закису азоту:

1. Стальна спеціальна пластина з каналами впорскування, типу Powershot. Розділова плита, що монтується між карбюратором і подаючим колектором - порт для прямого впорскування закису азоту і додаткового палива безпосередньо в подаючий колектор;

2. Система спеціальних інжекторних форсунок, що подають $N_2O$ і додаткове паливо безпосередньо в камеру згоряння (працює паралельно стандартній системі подачі суміші).

Ці системи можуть подавати величезні кількості $N_2O$ з додатковим паливом при рівномірному розподілі суміші для кожного циліндра.

Системи прямої подачі суміші в камери згоряння дають більше за 500 додаткових кінських сил для деяких спеціально підготовлених гоночних двигунів. Системи прямої подачі, як правило, вимагають заміни стандартних паливних жиклерів на тюнингові (більшої провідності) для регулювання об'єму палива, що подається.

Є два засоби управління кількістю палива, що подається - розмір паливного жиклеру і паливний тиск.

Треба пам'ятати, що правильний паливний тиск прочитується манометром, тільки під час роботи системи. Деякі паливні регулювальники тиску свідчать помилково. Як правило, фактичний паливний тиск буде нижчим, ніж показник стандартного манометра і може викликати проблеми. При наладці нітро-системи орієнтуйтеся на свідчення манометра, яким укомплектована ваша система.

Нітро-система має унікальну властивість очищення свічок запалювання до стану, неначе їх тільки встановили. Якщо є будь-які знаки детонації типу крихітних нальотів срібла або чорних плям, осаджених на порцеляні свічки - треба регулювати тиск подачі $N_2O$. Якщо жало свічки запалювання забарвлене синюватою "райдугою" - треба регулювати тиск подачі $N_2O$. Якщо є ознаки плавлення жала - треба регулювати тиск подачі $N_2O$ і замінити свічки запалювання, поставивши їх з більш короткою юбкою і більш товстим жалом.

### 3.4. Вибір системи впорскування палива

Застосування карбюраторів з електронним керуванням сумішоутворенням дає змогу: підтримувати оптимальний склад паливоповітряної суміші й оптимальне наповнення циліндрів на різних режимах роботи двигуна; збільшити паливну економічність і зменшити вміст шкідливих сполук у відпрацьованих газах; підвищити надійність системи живлення, а також полегшити обслуговування й діагностику [6].

Проте будь-якому карбюратору властивий елемент "стихійності" в сумішоутворенні. Крім того, ця система живлення має межу "пристосування" до режимів роботи двигуна.

Система впорскування палива дає змогу оптимізувати процес сумішоутворення, тобто впорскування може здійснюватися більш оптимально за місцем, часом і потрібною кількістю палива.

Впорскувальні паливні системи класифікують за різними ознаками. За місцем підведення палива розрізняють:

• центральне одноточкове впорскування;

• розподілене впорскування;

• безпосереднє впорскування в циліндри.

За способом подавання палива впорскування буває:

• неперервним;

• переривчастим.

Крім того, ці системи розрізняють за типом механізмів, що дозують паливо:

• з плунжерними насосами;

• з розподільниками;

• з форсунками;

• з регуляторами тиску.

Регулювання кількості суміші може бути пневматичним, механічним або електронним.

Регулювання складу суміші може здійснюватися за:

• розрідженням у впускній системі;

• кутом повороту дросельної заслінки;

• витратою повітря.

Впорскування дає змогу точніше розподілити паливо в циліндрах. У разі розподіленого впорскування склад суміші в різних циліндрах

відрізняється тільки на 6...7 %, а в разі живлення від карбюратора - на 11...17%.

Завдяки відсутності додаткового опору потокові повітря на впуску у вигляді карбюратора з дифузором, а отже, більш високому коефіцієнту наповнення циліндрів, можна одержати вищу літрову потужність двигуна.

Впорскування дає змогу використовувати більше перекриття клапанів для кращого продування камери згоряння чистим повітрям, а не сумішшю. Внаслідок кращого продування й більшої рівномірності складу суміші в циліндрах знижується температура стінок циліндрів, днищ поршнів і випускних клапанів, що, своєю чергою, дає змогу зменшити потрібне октанове число палива на 2...3 од., тобто підвищити ступінь стискання без загрози детонації. Крім того, знижується утворення оксидів азоту під час згоряння палива, поліпшуються умови мащення дзеркала циліндра.

Проте, як і в карбюраторному двигуні, треба, щоб склад суміші в процесі впорскування палива узгоджувався з режимом роботи двигуна (пуск, холостий хід, малі й максимальні навантаження); в разі різкого відкриття дросельної заслінки має забезпечуватися збагачення суміші.

***Система впорскування палива "K-Jetronic"***

Паливо під тиском надходить до форсунок, установлених перед впускними клапанами у впускному колекторі. Кількість повітря, що підводиться, постійно вимірюється витратоміром, а кількість впорскуваного палива строго пропорційна (1:14,7) кількості повітря, яке надходить, і регулюється дозатором-розподільником палива. Дозатор-розподільник, або регулятор складу й кількості робочої суміші, складається з регулятора кількості палива й витратоміра повітря. Кількість палива регулюється розподільником, що керується витратоміром повітря та регулятором керуючого тиску. Своєю чергою, дія регулятора керуючого тиску визначається розрідженням у впускному трубопроводі, а також температурою рідини в системі охолодження двигуна.

Принцип дії, головна дозувальна система й система холостого ходу. Паливний насос *4* (рис. 3.2) забирає паливо з бака *1* і подає його під тиском близько 0,5 МПа через нагромаджувач *3* та фільтр *2* до каналу *A* дозатора-розподільника *8*. У разі звичайного карбюраторного живлення керування двигуном здійснюється натисканням на педаль "газу", тобто повертанням дросельної заслінки, яка регулює кількість робочої суміші, що подається в циліндри, а в системі впорскування дросельна заслінка *7* регулює тільки подачу чистого повітря.

Для забезпечення потрібного співвідношення між кількістю повітря, що надходить, та кількістю впорскуваного палива використовуються витратомір повітря з напірним диском *10* і дозатор-розподільник палива *8*. Насправді витратомір не вимірює, буквально, витрату повітря, а просто його напірний тиск переміщується "пропорційно" витраті повітря. Назва "витратомір" пояснюється тим, що в цьому пристрої використано принцип дії фізичного приладу, який називається трубкою Вентурі й застосовується для вимірювання витрати газів.

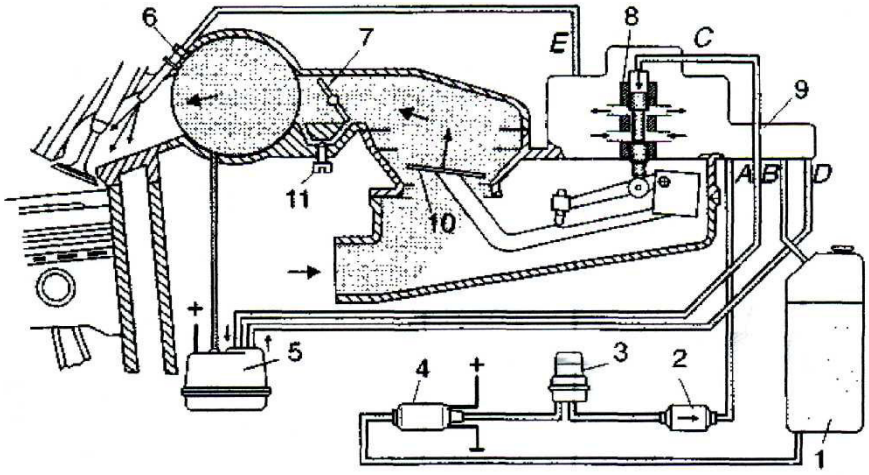



Рис. 3.2. Схема системи впорскування палива "K-Jetronic"

*1 - паливний бак; 2 - паливний фільтр; 3 - нагромаджувач палива; 4 паливний насос; 5 - регулятор керуючого тиску; 6 - форсунка (інжектор); 7 - дросельна заслінка; 8 - дозатор-розподільник кількості палива; 9 - регулятор тиску живлення; 10 напірний диск витратоміра повітря; 11 - регулювальний гвинт холостого ходу; A-E - паливні канали (A - підведення палива до дозатора-розподільника; B - зливання палива в бак; C - керуючого тиску; D - регулятора тиску живлення; E - підведення палива до робочих форсунок)*

***Витратомір повітря*** системи впорскування палива становить прецизійний механізм. Його напірний диск дуже легкий (товщина — приблизно 1 мм, діаметр — 100 мм), кріпиться до важеля, з іншого боку якого (рис. 3.2) встановлено балансир, що зрівноважує всю систему. Оскільки вісь обертання важеля лежить в опорах з мінімальним тертям (підшипники кочення), диск дуже "чутливо" реагує на зміну витрати повітря.

На осі обертання важеля напірного диска *10* закріплено другий важіль з роликом. Останній упирається безпосередньо в нижній кінець плунжера дозатора-розподільника. Використання другого важеля з регулювальним гвинтом дає змогу змінювати відносне положення важелів, а отже, й розташування напірного диска та упорного ролика (плунжера розподільника), тим самим регулюючи склад робочої суміші. Положення гвинта регулюється на заводі-виготовлювачі. На деяких автомобілях, наприклад BMW-5201, BMW-525i, BMW-528i, BMW-535i, цим гвинтом можна в разі потреби відрегулювати вміст CO у відпрацьованих газах (суміш збіднюється загвинчуванням гвинта).

Механічна система витратомір повітря - дозатор-розподільник забезпечує тільки відповідність переміщень напірного диска та плунжера розподільника. Проте, якщо трубка Вентурі забезпечує лінійну залежність переміщення напірного диска від витрати повітря, то найпростіший за формою плунжера розподільник такої залежності між переміщенням плунжера та витратою бензину вже не дає. Тому застосовано систему диференціальних клапанів.

Із дозатора-розподільника паливо каналами *E* подається до форсунок упорскування *6* (рис. 3.2). Переміщення напірного диска спричинює переміщення плунжера розподільника. Взаємозв'язок переміщень і диференціальні канали забезпечують певне співвідношення повітря та бензину в робочій суміші. Для забезпечення відповідності складу робочої

суміші режиму роботи двигуна в системі впорскування з боку верхньої частини плунжера в розподільник каналом *С* підводиться керуючий тиск, який визначається регулятором *5* і залежить від режиму роботи двигуна. В разі збільшення тиску опір переміщенню плунжера зростає - суміш збіднюється, а в разі зменшення, навпаки, опір переміщенню плунжера спадає - суміш збагачується.

Один із режимів роботи автомобільного двигуна - різке відкриття дросельної заслінки. В разі карбюраторної системи живлення потрібне збагачення суміші здійснюється прискорювальним насосом (без насосу, оскільки повітря більш рухливе, відбувалося б збіднення її). За системи впорскування збагачення забезпечується майже миттєвою реакцією напірного диска.

Робота бензинового електричного насоса *4* не залежить від частоти обертання колінчастого валу двигуна. Насос умикається, якщо ввімкнено запалювання й обертається колінчастий вал. Оскільки насос має двократний запас за тиском і десятикратний - за подачею, в системі впорскування потрібен ***регулятор тиску живлення***. Цей регулятор *9* вбудовано в дозатор-розподільник і сполучено з каналом *А* (підведення палива); каналом *В* зливається зайве паливо в бак, а канал *В* сполучено з регулятором керуючого тиску *5*.

Холостий хід карбюраторних двигунів регулюється двома гвинтами: кількості та якості суміші. Система живлення з упорскуванням палива також має два гвинти: ***гвинт якості (складу) робочої суміші,*** яким регулюється вміст СО у відпрацьованих газах, і гвинт кількості суміші *11*, за допомогою якого встановлюється частота обертання колінчастого валу двигуна на холостому ходу.

***Система впорскування палива "KE-Jetronic"***

Механічна система постійного впорскування палива, подібна до системи "K-Jetronic", але з електронним блоком керування (E-Electronic).

Регулятор керуючого тиску замінено електрогідравлічним регулятором. Крім того, система має потенціометр (реостатний датчик), установлений на важелі витратоміра повітря, й вимикач положення дросельної заслінки.

Потенціометр передає електричними сигналами в електронний блок керування інформацію про положення напірного диска витратоміра повітря. Положення напірного диска визначається витратою повітря (розрідженням у впускному трубопроводі, положенням дросельної заслінки, навантаженням двигуна).

Вимикач положення дросельної заслінки може інформувати електронний блок керування про: крайні положення дросельної заслінки — повністю відкрита чи закрита (в цьому разі вимикач називається кінцевим); всі положення дросельної заслонки; всі положення та швидкості її відкривання й закривання.

Система **"КЕ-Jetronic"** складніша порівняно з **"К-Jetronic",** але дає змогу краще оптимізувати дозування палива.

Паливо підтиском надходить до форсунок *12* (рис. 3.3), установлених перед впускними клапанами. Форсунки розпилюють паливо, кількість якого визначається його тиском залежно від навантаження (розрідження у впускному колекторі) та температури охолодної рідини.

Регулювання кількості палива забезпечується дозатором-розподільником *8*, що керується витратоміром повітря *7* та електрогідравлічним регулятором керуючого тиску *9*. Останнім керує електронний блок *10* за сигналами датчика температури охолодної рідини *15* двигуна, вимикача положення дросельної заслінки *6* і датчика частоти обертання колінчастого валу двигуна (датчика початку відліку). Як зазначалося вище, ці сигнали можуть братися також від котушки запалювання або від комутатора. Для цього застосовуються індуктивні датчики, які закріплюються на картері маховика, а їхня "чутлива" частина розташовується над зубчастим вінцем маховика. Коли зуб проходить повз датчик, в його обмотці генерується ЕРС.

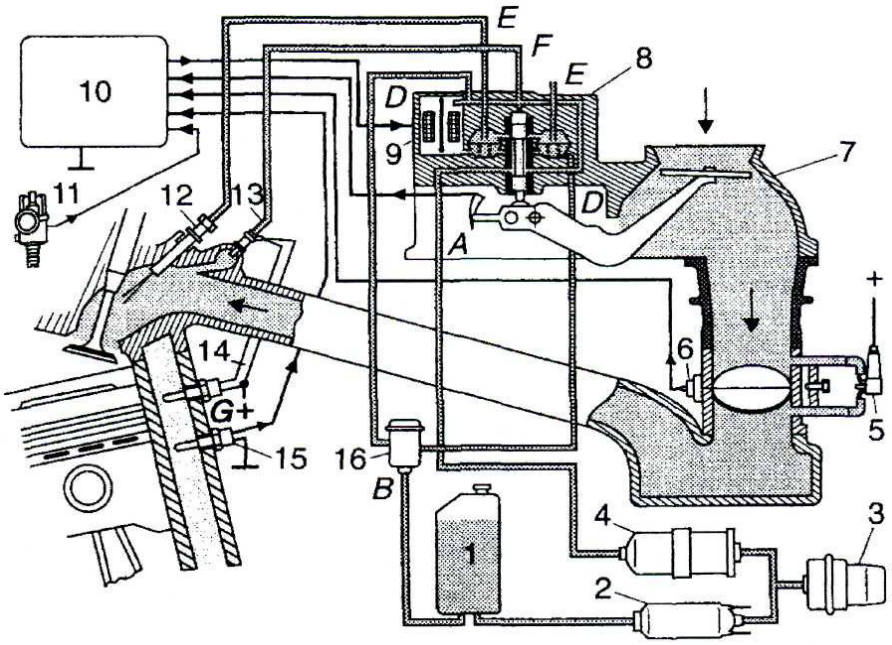



Рис. 3.3. Схема системи впорскування палива «KE-Jetronic»

*1 - паливний бак; 2 - паливний насос; 3 - нагромаджувач палива; 4 - паливний фільтр; 5 - клапан додаткової подачі повітря; 6 - вимикач положення дросельної заслінки; 7 - витратомір повітря; 8 - дозатор-розподільник кількості палива; 9 - електрогідравлічний регулятор керуючого тиску (протитиску); 10 - електронний блок керування; 11 - датчик-розподільник; 12 - форсунка (інжектор); 13 – пускова електромагнітна форсунка; 14 - термореле; 15 - датчик температури охолодної рідини; 16 - регулятор тиску палива в системі; A-F - паливні канали (A - E те саме, що й на рис. 4.1; F - підведення палива до пускової форсунки з електромагнітним керуванням)*

Електронасос *2* забирає паливо з бака й подає його під тиском до дозатора-роз-подільника палива *8* крізь паливний фільтр *4* та нагромаджувач *3*. Паливо надходить у верхні камери диференціальних клапанів дозатора-розподільника під тиском, що змінюється регулятором *16* залежно від положення плунжера розподільника. Кількість палива, що надходить до робочих форсунок *12*, регулюється діафрагмою диференціальних клапанів, яка притискається керуючим тиском (протитиском) до вихідних отворів (трубок форсунок).

У системі "KE-Jetronic" на відміну від "K-Jetronic", керуючий тиск до верхнього торця плунжера розподільника не підводиться.

Регулятор керуючого тиску *9* становить електроклапан, яким керує електронний блок *10*. Під час роботи головної дозувальної системи

змінюється положення біметалевої пластини. В разі збільшення частоти обертання колінчастого валу (прискорення) верх пластини відхиляється праворуч, отвір підведення палива до регулятора прикривається. В разі зменшення частоти обертання колінчастого валу (сповільнення) верх пластини відхиляється ліворуч, отвір підведення палива до регулятора збільшується. Коли частота обертання колінчастого валу постійна (двигун працює рівномірно), пластина випрямлена.

***Система впорскування палива "L-Jetronic"***

Керована електронікою система багатоточкового (розподіленого) переривчастого впорскування палива. Головні відмінності цієї системи від розглянутих вище: немає дозатора-роз-подільника й регулятора керуючого тиску — всі форсунки (пускова й робочі) з електромагнітним керуванням; істотно змінено витратомір повітря; тиск палива в системі приблизно вдвоє менший; може не бути нагромаджувача (гідроакумулятора).

Електричний паливний насос *2* забирає паливо з бака *1* (рис. 3.4) і подає його під тиском 0,25 МПа крізь фільтр тонкої очистки *3* до розподільної лінії *4*, яка шлангами сполучається з робочими форсунками *8* циліндрів. Установлений з торця розподільної лінії *4* регулятор *5* тиску палива в системі підтримує постійний тиск упорскування, а також здійснює зливання зайвого палива в бак, що забезпечує циркуляцію палива в системі й запобігає утворенню парових пробок.

Кількість упорскуваного палива визначається електронним блоком керування *13* залежно від температури, тиску й об'єму повітря, що надходить, а також від частоти обертання колінчастого валу, навантаження двигуна й температури охолодної рідини.

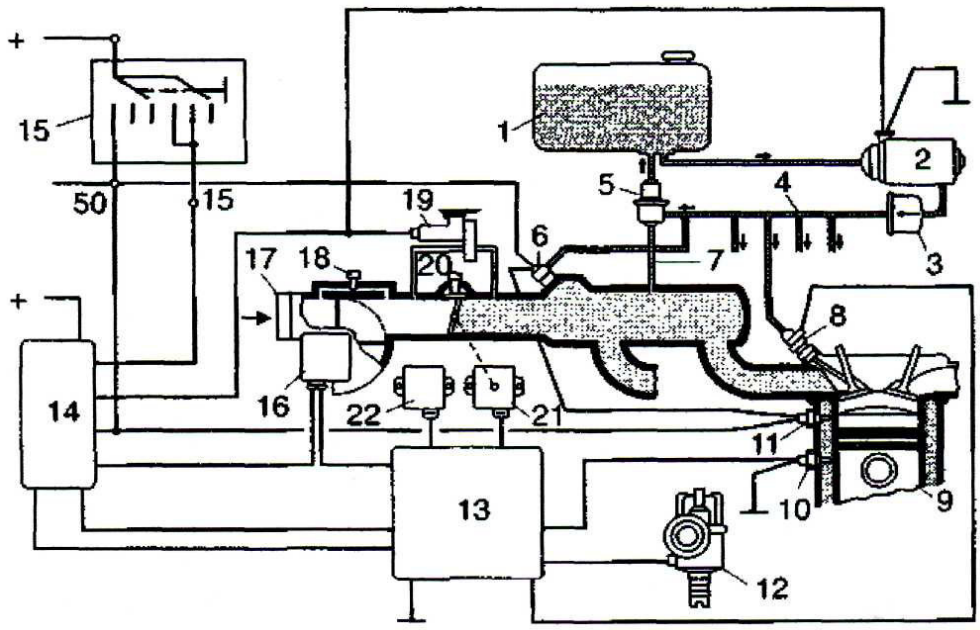



Рис. 3.4. Схема системи впорскування палива "L-Jetronic"

*1 - паливний бак; 2 - паливний насос; 3 - фільтр тонкої очистки палива; 4 - розподільна лінія; 5 - регулятор тиску палива в системі; б - пускова форсунка; 7 - підведення розрідження до регулятора тиску палива в системі; 8 - форсунка (інжектор) упорскування; 9 - блок циліндрів двигуна; 10 - датчик температури охолоджуючої рідини; 11 - термореле; 12 - датчик-розподільник запалювання; 13 - електричний блок керування; 14 - блок реле; 15 - вимикач запалювання; 16 - витратомір повітря; 17 - підведення повітря; 18 - гвинт регулювання якості (складу) суміші на холостому ходу; 19 - клапан додаткового повітря; 20 - гвинт регулювання кількості суміші на холостому ходу; 21 - вимикач положення дросельної заслонки; 22 - висотний коректор*

Основний параметр, який визначає дозування палива, — об'єм усмоктуваного повітря — вимірюється витратоміром повітря. Повітряний потік, що надходить, долаючи зусилля пружини, відхиляє напірну вимірювальну заслінку витратоміра повітря на певний кут. Відповідний електричний сигнал формується за допомогою потенціометра й передається на блок електронного керування, який визначає потрібну кількість палива в даний момент роботи двигуна й видає на електромагнітні клапани робочих форсунок імпульси часу подавання палива. Незалежно від положення впускних клапанів форсунки впорскують паливо за один або два оберти колінчастого валу двигуна (за цикл, за два такти).

Якщо впускний клапан у момент упорскування закритий, то паливо нагромаджується в просторі перед клапаном і надходить у циліндр під час наступного його відкривання разом із повітрям.

Клапан додаткової подачі повітря *19*, який установлено в повітряному каналі, виконаному паралельно дросельній заслінці, підводить до двигуна додаткове повітря під час його холодного пуску та прогрівання, що спричинює підвищення частоти обертання колінчастого валу. Для прискорення прогрівання двигуна підвищують частоту обертання колінчастого валу понад 1000 $хв^{-1}$.

Для полегшення пуску холодного двигуна, як і в інших розглянутих системах упорскування, застосовується електромагнітна пускова форсунка *6*, тривалість відкривання якої змінюється залежно від температури охолодної рідини (термореле *11*).

Функціональний зв'язок усіх елементів системи впорскування "**L-Jetronic"** показано на рис. 3.5. Доза палива визначається електронним блоком керування залежно від маси всмоктуваного повітря (об'єму, тиску, температури), температури двигуна та режиму його роботи.

*Функціонування системи на різних режимах роботи двигуна.* Кожний циліндр має свою форсунку з електромагнітним керуванням, яка впорскує паливо перед впускним клапаном. Упорскування узгоджено з частотою обертання колінчастого валу двигуна. Інформація про частоту обертання передається в електронний блок керування від контакту переривника (системи запалювання з контактним керуванням), від затискача котушки запалювання або затискача комутатора (для безконтактних систем запалювання).

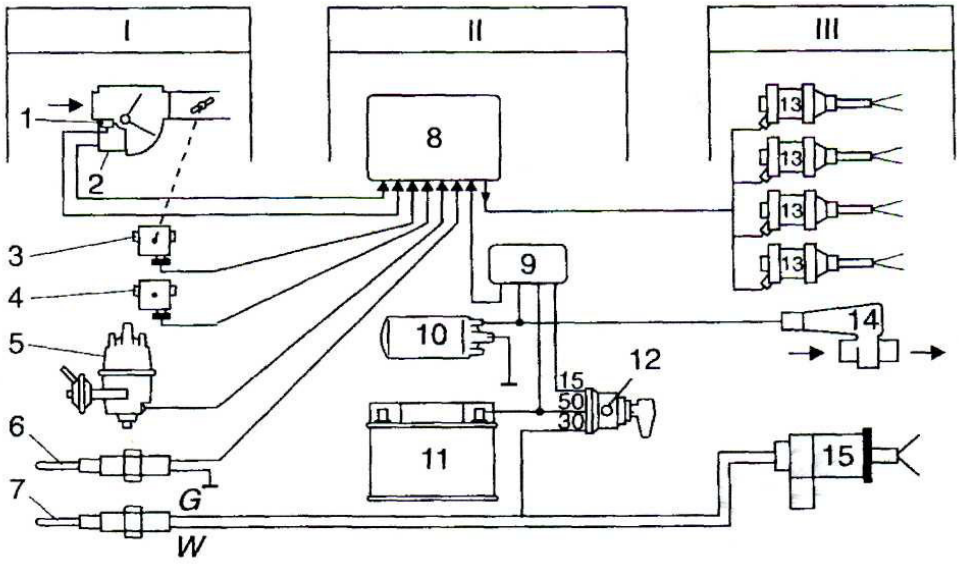



Рис. 3.5. Функціональна схема керування системою впорскування палива "L-Jetronic"
*1 - пристрій вхідних параметрів (1 — датчик температури всмоктуваного повітря; 2 - витратомір повітря; 3 - вимикач положення дросельної заслінки; 4 - висотний коректор; 5 - датчик-розподільник запалювання; 6 - датчик температури охолодної рідини; 7 - термореле); II - пристрій керування й забезпечення (8 - електронний блок керування; 9 блок реле; 10 - паливний насос; 11 акумуляторна батарея; 12 - вимикач запалювання); III - пристрій вихідних параметрів (13 - робочі форсунки; 14 - клапан додаткового повітря; 15 - пускова форсунка)*

Об'єм повітря, що проходить, цілком визначається положенням дросельної заслінки (навантаженням двигуна) й вимірюється витратоміром. Останній не враховує лише повітря, яке проходить обвідним каналом, що використовується для СО-регулювання.

Інформація про тепловий режим двигуна надходить від датчика температури охолодної рідини. Інформацію про навантажувальний режим двигуна в блок електронного регулювання видає вимикач положення дросельної заслінки. Інформація складається із сигналів: «холостий хід», «часткові навантаження», «повне навантаження». Якщо дросельна заслінка закрита, то двигун працює на холостому ходу, контакти холостого ходу замкнені, а в електронний блок керування подається відповідний сигнал. Так само передається інформація про повне навантаження двигуна, тільки в цьому разі контакти розімкнені. Сигнал про часткове навантаження формується за допомогою потенціометра.

Для полегшення холодного пуску суміш збагачується пусковою форсункою, якою керує вимикач запалювання через термореле та реле пуску холодного двигуна (післястартове реле). Призначення післястартового реле — збільшити тривалість роботи пускової форсунки.

Під час прогрівання двигуна на холостому ходу подача палива збільшується також завдяки сигналам, які надходять в електронний блок керування від датчика температури двигуна (охолодної рідини).

У системі "**L-Jetronic"** ураховується, що густина холодного повітря перевищує густину теплого. Чим тепліше всмоктуване повітря, тим гірше наповнення циліндрів при незмінному положенні дросельної заслінки. Температура повітря, що надходить, змінюється залежно від зміни як «зовнішньої» температури, так і «внутрішньої». Нормальна температура в підкапотному просторі — приблизно 50 °С. Інформація про температуру повітря від датчика, вбудованого у витратомір повітря, надходить в електронний блок керування, який визначає дозу впорскуваного палива. На деяких автомобілях, крім того, встановлюється висотний коректор, який інформує блок керування про зовнішній атмосферний тиск.

Двигун працює переважно в режимі часткових навантажень, тому програма, закладена в електронний блок керування, забезпечує мінімально можливу витрату палива й прийнятну концентрацію шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Паливної економічності та (або) мінімальної токсичності відпрацьованих газів удається досягти використанням лямбда-зондів і нейтралізаторів.

Систему холостого ходу доповнено обвідним каналом витратоміра повітря. У цьому каналі встановлено гвинт регулювання якості (складу) суміші або СО-регулювання. Призначення обвідних каналів дросельної заслінки таке саме, як і в системах, розглянутих вище.

У режимі примусового холостого ходу дросельна заслінка закрита, й у блок керування подається сигнал «холостий хід». Якщо при цьому частота

обертання колінчастого вала двигуна перевищує відновну частоту обертання, коли знову починається впорскування палива (як правило, 1200... 1700 хв$^{-1}$), впорскування палива припиняється. Відповідно зменшуються витрата палива й викидання шкідливих речовин.

***Система впорскування палива "Mono-Jetronic"***

Система переривчастого впорскування палива з електронним блоком керування, що має одну на весь двигун магнітоелектричну форсунку (рис. 3.6).

Оскільки паливну форсунку розташовано перед дросельною заслінкою (практично на місці жиклера карбюратора), тиск палива в системі становить близько 0,1 МПа. Регулятор тиску системи розміщено поблизу форсунки в центральному вузлі впорскування, де розташовано також дросельну заслінку, вимикач її положення, датчик температури всмоктуваного повітря.

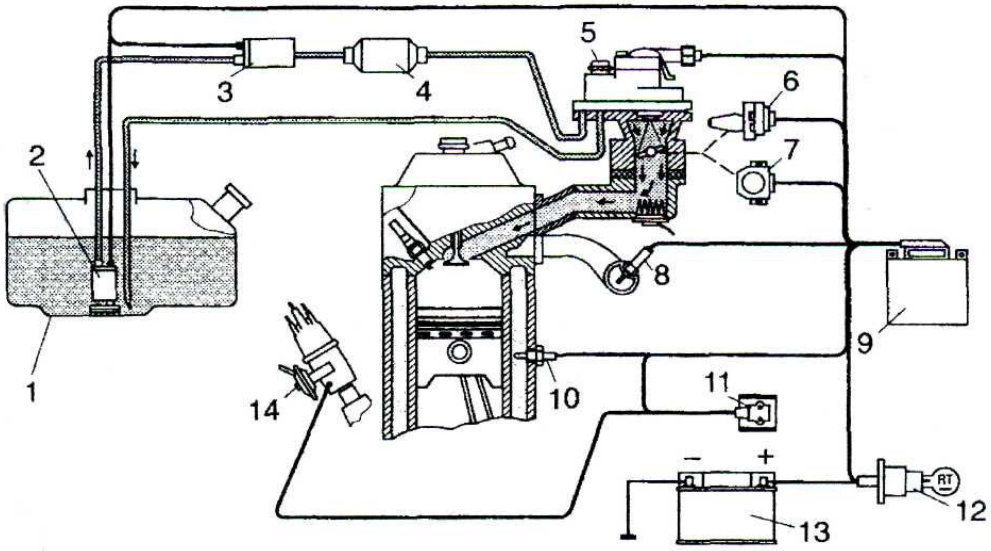



Рис. 3.6. Схема системи впорскування палива "Mono-Jetronic"

*1 - паливний бак; 2 - паливоподавальний насос; 3 - паливний насос; 4 - паливний фільтр; 5 - вузол центральної форсунки; 6 - регулятор холостого ходу із кроковим двигуном; 7 - потенціометр дросельної заслінки; 8 — лямбда-зонд; 9 - електронний блок керування впорскуванням; 10 - датчик температури охолодної рідини; 11 - прилад, що комутує сигнал інформації про частоту обертання колінчастого вала двигуна, який надходить із системи запалювання; 12 - вимикач запалювання; 13 - акумуляторна батарея; 14 - датчик-розподільник*

Пристрій, що визначає положення дросельної заслінки, — це не вимикач із контактами (холостого ходу, часткового навантаження, повного навантаження), а потенціометр, який інформує електронний блок керування про положення заслінки в даний момент часу.

Отже, основне дозування палива здійснюється за трьома параметрами: положенням дросельної заслінки, температурою всмоктуваного повітря та частотою обертання колінчастого валу двигуна. Дозування під час холодного пуску й прогрівання коректується електронним блоком керування за імпульсами, що надходять від датчиків температури всмоктуваного повітря, охолодної рідини й потенціометра дросельної заслінки. Останній коректує дозування також у режимі повного навантаження. Коректування токсичності відпрацьованих газів відбувається за сигналами лямбда-зонда. Дозування змінюється збільшенням або зменшенням тривалості впорскування при постійному тиску палива.

Електронний блок керування згладжує коливання напруги бортової мережі, здійснює регулювання холостого ходу. Останнє досягається обертанням дросельної заслінки спеціальним електродвигуном. При цьому збільшується або зменшується кількість повітря залежно від відхилення миттєвого значення частоти обертання колінчастого валу від номінального значення, закладеного в пам'ять електронного блока керування. Блоком керування сприймається також швидкість обертання дросельної заслінки. В режимі прискорення робоча суміш збагачується.

***Система впорскування палива "Opel-Multec"***

Система одноточкового (центрального) переривчастого впорскування (рис. 3.7). Як і в системі "Opel-Multec", тиск палива й переріз отвору форсунки постійні, тому доза впорскуваного палива визначається тільки тривалістю відкриття форсунки.

Система "Opel-Multec" не має витратоміра повітря, як і система «Mono-Jetronic», але відповідність між масою всмоктуваного повітря та

кількістю впорскуваного палива також установлюється за трьома параметрами: кутом повороту дросельної заслінки, частотою обертання колінчастого вала двигуна й тиском у впускному трубопроводі. Електронний блок керування, дістаючи сигнали від датчика тиску у впускному трубопроводі, коректує склади робочої суміші залежно від режиму роботи двигуна.

Система має регулятор холостого ходу з кроковим електродвигуном і пристрій контролю за розпиленням палива, в який підводяться пари палива з бака.

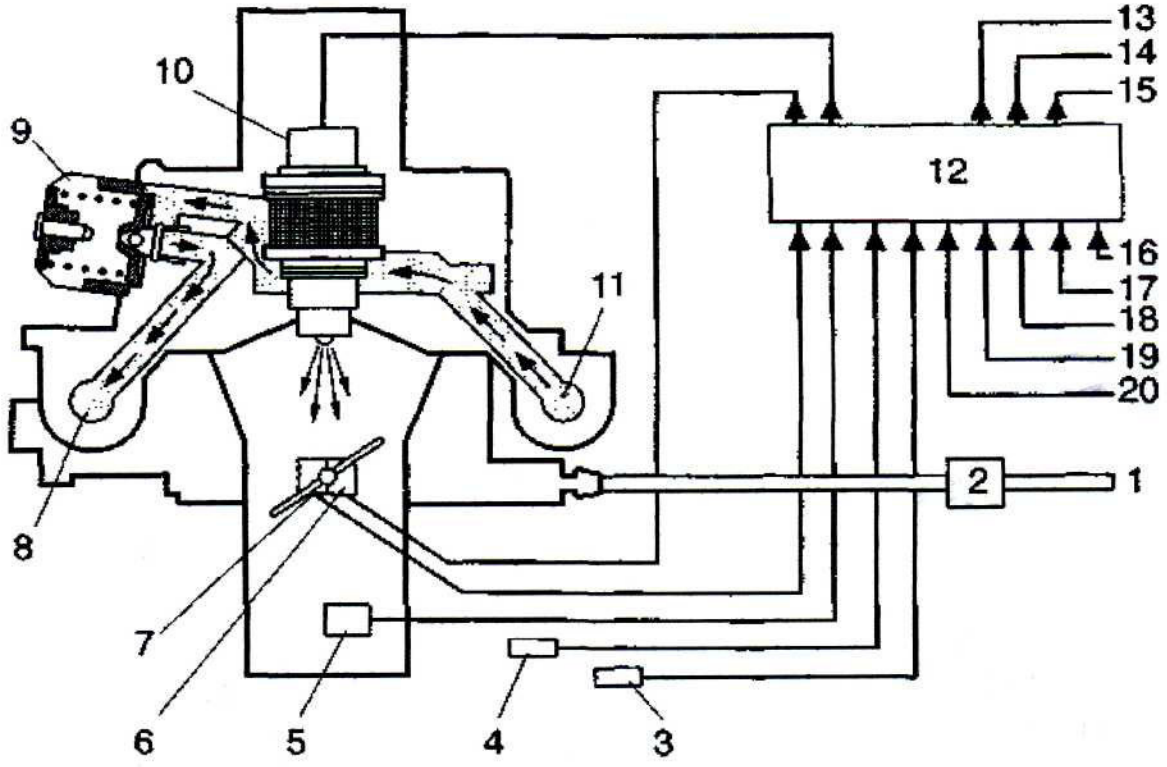



Рис. 3.7. Схема системи впорскування палива "Opel-Miltec"

*1 - вентиляція паливного бака; 2 - зворотний паливний клапан; 3 - лямбда-зонд; 4 - датчик температури охолодної рідини; 5 - датчик тиску у впускному трубопроводі; 6 - кроковий двигун регулятора холостого ходу; 7— потенціометр дросельної заслінки; 8 - зливання палива в бак; 9 - регулятор тиску палива; 10 - форсунка; 11 - підведення палива; 12 - електронний блок керування; 13 - подавання палива; 14 - контрольна лампа; 15 - до розподільника запалювання; 16 вимикач запалювання; 17 - від розподільника запалювання; 18 - «+» акумуляторної батареї; 19 - частотний датчик пройденого шляху; 20 - вимикач паркування (нейтралі)*

### 3.5. Висновки розділу

Згідно з проведеним порівнянням система впорскування палива **«L-Jetronic»** — найдосконаліша система, оскільки підвищує економічність і поліпшує динаміку автомобіля, знижує токсичність відпрацьованих газів. Вона найбільш вдала для електронного регулювання впорскуванням закису азоту для підвищення потужності двигуна.

При впроваджені нової системи підвищення потужності з використання закису азоту ($N_2O$) потужність двигуна збільшилась до 78 кВт в порівнянні з 70,2 ($\Delta N$=11,4 кВт).

Таким чином, реалізація розроблених пропозицій щодо форсування двигуна 4Ч 7,6/8,0 без особливих конструктивних змін і без зміни основних геометричних параметрів робочого циліндру дозволить без проблем підвищувати потужність двигуна на нетривалий період часу.

# РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

## 4.1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на персонал, при обслуговуванні автомобіля

Останнім часом велика увага приділяється законодавчій регламентації в області охорони праці. Впроваджуються в життя плани поліпшення умов охорони праці і санітарно-оздоровчих заходів, розроблених на основі даних паспортів санітарно-технічного стану цехів і виробничих дільниць. Вони є основою комплексного планування і організації робіт з охорони праці.

Аварії і поломки відбуваються в основному через недотримання норм і правил "Охорони праці" в організації і утриманні робочих місць, несправності і порушення правил технічної експлуатації механізмів, відсутність належного керівництва і нагляду, невідповідність технологічного процесу правилам і нормам, конструктивних нестач обладнання з точки зору охорони праці.

### *Аналіз небезпечних і шкідливих факторів виникаючих при експлуатації автомобільного двигуна*

Автомобільний двигун є джерелом ряду факторів, які небезпечні або шкідливі для обслуговуючих його людей. Визначимо фактори, дія їх на людину, вимоги по їх обмеженню.

Передусім, двигун – це апарат для отримання механічної енергії вала, що обертається, в цьому випадку з хімічною енергією палива, має ряд рухомих деталей. Деталі, що обертаються, завжди є джерелом небезпеки для людини, що знаходиться в безпосередній близькості. На двигуні, що проектується ця небезпека посилюється через високу частоту обертання деталей, до 6000 $хв^{-1}$.

На двигуні 4Ч 7,6/8,0 такими небезпечними деталями є маховик, вентилятор, деталі приводу водяного насоса і генератора. Привід насоса і

генератора здійснюється ремінною передачею, звідси, при використанні ременів, що знеслися можливий розрив і розкид його частин в площині його обертання з великою швидкістю.

При регулюванні на працюючому двигуні треба враховувати, що вентилятор, керований термореле, в даний момент не працюючий, може раптово запрацювати і поранити при необережному до нього ставленні.

Автомобільні двигуни невеликі за розмірами і потужності, тому їх теплове випромінювання незначне, але на двигуні є деталі, що нагріваються до високих температур. Зіткнення відкритих частин тіла людини з такими деталями приводить до опіку. До таких деталей відносяться вихлопний колектор, глушитель, вихлопна труба.

У двигуні, що проектується як паливо використовується бензин. Даний вид палива більш небезпечний в пожежному відношенні, чому дизельне паливо. Вся паливна апаратура знаходиться в підкапотному просторі, біля сильно нагрітих деталей, що викликає необхідність застосування заходів пожежної безпеки.

Як охолоджуюча рідина застосовується "ТОСОЛ-40А". До складу антифризу входить гликоль, який сам по собі і його водні розчини отруйні. Антифриз вражає нервову систему і нирки. Ознаки отруєння - запаморочення, втрата свідомості, у важких випадках смерть. Такі наслідки можуть викликати навіть невеликі дози 50 - 100 смЗ. Пари етиленгликоля летючі і також небезпечні. При роботі з ними також потрібно враховувати, що зливання антифризу в тару з іржею, останками нафтових продуктів загрожує його різким випліскуванням.

При залитті антифризу в систему охолоджування треба враховувати, що він має великий температурний коефіцієнт об'ємного розширення, при залитті його в заливну горловину в гарячий двигун він може виплеснутися.

Автомобільний двигун, як і будь-який інший, є джерелом значного шуму. Шум виникає в циліндрах двигуна, у впускному і випускному колекторах, деталях КШМ, газорозподільному механізмі.

Шум при тривалій дії шкідливо впливає на здоров'я людини. Він спричиняє зміну в нервовій системі, сердечно-судинних органах, органах травлення. Підвищує кров'яний тиск, частішає пульс, знижує слух. З'являються головні болі, запаморочення, безсоння, ослаблення уваги. Допустимі норми шуму, що прово-диться автомобілем, регламентуються галузевими стандартами. Параметром, що нормується є рівень звукового тиску в октавних смугах зі середньогеоме-тричними частотами 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц.

*У зоні зберігання автомобіля:*

| | |
|---|---|
| Оксиди азоту | 5 мг/м$^3$ |
| Окисел вуглеводу | 200 мг/м$^3$ |

У *салоні автомобіля:*

| | |
|---|---|
| Окисел вуглеводу | 20 мг/м$^3$ |
| Вуглеводи | 300 мг/м$^3$ |
| Оксиди азоту | 1 мг/м$^3$ |
| Пари бензину | 100 мг/м$^3$ |

Галузеві стандарти також визначають допустимий мікроклімат в салоні автомобіля. Теплоізоляція і система опалювання салону повинна в зручний час забезпечувати температуру в межах 14-16°С. В літній час повітря в салоні повинне нагріватися не більше, ніж на 3°С по відносинам із зовнішньою середою. Швидкість повітря не повинна в салоні перевищувати 0,15 м/с.

### *Розрахунок вентиляції приміщень*

Регулювання і випробування двигунів відбувається в спеціальних ізольованих приміщеннях. При регулюванні на працюючому двигуні і випробуваннях виділяються всі токсичні складові, описані в аналізі

небезпеки. Згідно з вимогами до приміщень і майданчиків для обслуговування ремонту і зберігання автомобілів, в приміщеннях для випробування автомобільних двигунів, а також на постах обслуговування автомобілів, призначених для регулювання автомобілів повинні бути встановлені місцеві отсоси газів, що відпрацювали. Але оскільки при випробуваннях і регулюванні на працюючому двигуні до 0,5% газів, що відпрацювали проривається через нещільність приміщення, то повинна бути вбудована загальнообмінна вентиляція. Повітря повинне подаватися струменями, що розосередилися в робочу зону зверху вниз. Видалення повітря повинно відбуватися тільки з верхньої зони.

Об'єм повітря, що подається вентиляцією протягом години, необхідної для розчинення шкідливих газів до допустимої концентрації визначається по формулі:

$$V = G \cdot \tau \cdot n \cdot 1000/60 - (g_{вип} - g_{под}), \text{ м/год}$$

Для легкових автомобілів рівень звуку на відстані 7,5 м від осьової лінії двигуна не повинен перевищувати 840 дБ. Регламентується також рівень шуму в салоні автомобіля на висоті 0,7 м від середини сидіння на осьовій лінії автомобіля не більше за 50 дБ. Також зазначимо, що фільтр повітряного очищення не повинен бути джерелом виникнення шуму на будь-яких режимах роботи двигуна, система випуску газів, що відпрацювали з двигуна повинна створювати як можна менше шуму.

Будь-які ДВЗ виділяють в складі газів, що відпрацювали, токсичні складові. До таких складових відносяться: оксид вуглеводу, оксиди азоту, вуглеводні.

Оксид вуглеводу (чадний газ) викликає запаморочення і нудоту. Отруйність СО пояснюється утворенням стійкого його з'єднання з гемоглобіном крові, внаслідок чого вона перестає бути передавачем кисню до тканин організму. Окисел вуглеводу утворюється внаслідок багатих сумішей, тобто в

умовах нестачі кисню. Поступаючи в атмосферу, СО зберігається там біля чотирьох місяців.

При згорянні бідних сумішей в продуктах згоряння з'являється вільний кисень, при високих температурах він частково дисоціює і потім реагує з інертним газом азотом. Кількість оксидів азоту, що утворюються, приблизно в 15 разів менше, ніж викид СО, але, на існуючу думку, вони у 10 раз токсичніші. У атмосфері розкладання оксидів азоту відбувається протягом 3-4 днів.

Вимоги до токсичності автомобіля і заходу щодо її зниження будуть описані в розділі "Охорона навколишнього середовища".

Що стосується токсичності з точки зору охорони праці, то ГОСТ встановлює граничні концентрації токсичних речовин в приміщеннях підприємств автомобільної промисловості, а також в самому автомобілі, в зоні ремонту і обслуговування.

*На автомобільних підприємствах:*

| | |
|---|---|
| Бензин | 100 мг/м$^3$ |
| Окисел вуглеводу | 20 мг/м$^3$ |
| Оксиди азоту | 5 мг/м |

Розрахунок можна вести по шкідливості, що виділяється в найбільшій кількості. Тому будемо вести розрахунок по виділенню сажі і неспаленого палива.

Загальна кількість неспаленого палива, що виділяється на протязі години

$$G' = 15 \cdot Q_т \cdot P/100, \text{ кг/год}$$

де $Q_т$ – річна витрата палива, середнє значення при випробуваннях становить 6 кг/год;

P – вміст сажі в газах, що відпрацювали в процентах повинно складати не більше за 30%.

$$G' = 15 \cdot 6 \cdot 30/100 = 27 \text{ кг/год}$$

Кількість сажі що попало в приміщення:

$$G = 0{,}5 \cdot G'/100 = 0{,}5 \cdot 27/100 = 0{,}135 \text{ кг/год.}$$

З вищенаведеного можна зробити висновок, що проектована система задовольняє всім вимогам охорони праці і навколишнього середовища. У разі перевищення норм, до двигуна застосовуються системи по зниженню шкідливих чинників.

***Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів***

До заходів щодо зменшення шкідливості газів в процесі їх освіти входять:

1. Рециркуляція, тобто перепуск частини випускних газів на всмоктування сприяє різкому скороченню токсичних викидів в атмосферу;

2. Впорскування води у впускний трубопровід для зменшення концентрації окислу азоту;

3. Розділені камери згоряння дозволяють знизити виділення окислу азоту.

У методах зниження шкідливості випускних газів входять наступні засоби:

1. Іскрогасники сухі, що вловлюють до 70% іскор;

2. Мокрі іскрогасники, в яких розбризкуванням води створюється водяна завіса, яка проходить через велику кількість отворів.

Звукоізоляція двигуна відносно його повітряного шуму проводять за допомогою звукоізолюючих кожухів, а також за допомогою ізоляції – герметизацією.

Для зниження вібрації застосовуються гумові амортизатори.

## 4.2. Охорона навколишнього середовища

Проблема захисту навколишнього середовища від забруднень і відходів, що вносяться промисловими підприємствами і транспортом, з кожним роком набувають більшого значення. Розв'язання цієї проблеми

носить комплексний характер, і жодне з джерел забруднення не повинне бути залишене без уваги [9].

Енергетичні є значним джерелом забруднення навколишнього середовища. У зв'язку з швидким збільшенням чисельності останніх, вплив на навколишнє середовище з кожним роком зростає і виявляється особливо сильним в місцях їх концентрації: портах, промислових зонах міст тощо.

Навколишнє середовище - це середовище мешкання людей.

Основною задачею збереження навколишнього середовища полягає в тому, щоб не перевищити допустимий рівень забруднення. Ця задача може вирішуватися в основному у двох напрямах:

1. Створення систем, працюючих по замкнених циклах тих, що дозволяють утилізувати основну масу відходів;

2. Очищення і зниження токсичності викидів, що неминуче поступають в атмосферу.

Забруднення навколишнього середовища при експлуатації автомобільного двигуна і заходу щодо запобігання забрудненню.

Результатом роботи ДВЗ є забруднення атмосфери відходами газів, що відпрацювали, витоками газів і пар, скидами золи і нагару, при очищенні також відбувається забруднення ґрунту і води різними нафтопродуктами, хімічними і твердими речовинами.

Істотне забруднення атмосфери відбувається при запуску і прогріванні ДВЗ. Ці процеси супроводжуються викидами в атмосферу сажі, аерозолів з твердими і рідкими дисперсними фазами. Крім того, гази, що відпрацювали ДВЗ містять компоненти, що обумовлюють неприємний запах цих газів і що надають шкідливий фізичний вплив на організм людини.

Шкідливі речовини, що забруднюють атмосферу при роботі ДВЗ, входить до складу наступних трьох специфічних компонентів: гази, що відпрацювали, картерні гази, інші виділення. Головне місце серед цих компо-

нентів по кількості виділень, що виносяться в атмосферу займають гази, що відпрацювали.

Кількість, склад і властивості газів, що відпрацювали визначається в основному, сортом палива і масла, конструкцією двигуна, умовами експлуатації.

Інтенсивна мобілізація автомобілів пов'язана зі значним споживанням палива-енергетичних ресурсів, що забруднюють повітряне середовище, тим часом, чисельність автомобільного парку світу безперервно зростає. Питома вага автомобільного транспорту в забрудненні атмосфери великих міст світу за останні роки значно зросла і становить вже 60%, а зміст токсичних речовин не тільки перевищує гранично допустимі концентрації, безпечні для здоров'я людини, але і продовжує неухильно рости. Токсичні речовини викидаються автомобілями в населеній зоні і представляють безпосередню небезпеку для здоров'я людини.

Характер забруднень навколишнього середовища залежить від багатьох чинників:

- типу двигуна;

- складу обладнання;

- сорту палива, що застосовується.

Зниження токсичних викидів CO і CH з одного боку, і $NO_x$ з іншого боку, вимагають вдосконалення двигунів в ряді випадків в протилежних напрямах. З погіршенням горючої суміші до $\alpha \approx 1{,}05\text{-}1{,}1$ зміст CO і CH в отруйливих газах різко меншає, однак це спричиняє збільшення $NO_x$. Тому токсична характеристика залежить від правильного регулювання паливної апаратури, досконалості конструкції камери згоряння і поживної системи, умов експлуатації, технічної експлуатації двигуна.

Для зниження концентрації CH і $NO_x$ організувати турбулентне рушення заряду на впусканні і в циліндрі. Його забезпечують закриттям впускних клапанів, а установкою у впускному трубопроводі вставок

спеціальної форми.

Зниження міри концентрації СН в отруйливих газах можна добитися зменшенням поверхні камери згоряння, параметра, що характеризує відношення камери згоряння до її об'єму.

Найбільш ефективним заходом щодо зниження викиду токсичних речовин є збільшення робочого об'єму циліндра, зростанням відношення ходу поршня до діаметра циліндра і правильних виборів фаз газорозподілу.

Однак при збільшенні об'єму камери згоряння падає міра стиснення, що негативно позначається на потужності, а збільшення ходу поршня до діаметра циліндра викликає зростання габаритних розмірів і маси. У експлуатаційних умовах фази газорозподілу порушуються при збільшенні зазору у впускних і випускних клапанів (зазор між клапаном і газорозподільним валом збільшується за рахунок зносу). Збільшення зазору на 0,1 мм спричиняє зміщення кута повороту колінчастого вала на 80°-90°. Раннє відкриття впускного клапана при зменшенні кута повороту колінчастого вала на 90о в порівнянні з оптимальною величиною сприяє попаданню отруйливих газів у впускний канал і знижує викид СН до 20-30% на 1 км шляху. При подальшому збільшенні кута попереднього відкриття впускного клапана викид СН зростає на 60-70%. Викид $NO_x$ при цьому меншає на 10%. Пізнє відкривання впускного клапана практично не надає впливу на величину викиду СН.

Раннє закриття випускного клапана приводить до збільшення відносної кількості отруйливих газів, що знижує СН на 15-25%. Подальше збільшення кута раннього закриття випускного клапана пов'язане із збільшенням викиду СН в отруйливих газах через погіршення горючої суміші. Раннє закриття випускного клапана знижує викид $NO_x$ на 3-4%. Ефективність цього заходу із збільшенням частоти обертання колінчастого валу. З пониженням швидкісного режиму ефект цього явища помітно

збільшується, що також сприяє зниженню $NO_x$. Величина перекриття клапанів сприяє зниженню $NO_x$.

При виборі фаз газорозподілу для сучасних двигунів, наприклад, по мінімальному викиду СН для попередження зменшення обертаючого моменту необхідно збільшити коефіцієнт наповнення. У експлуатаційних умовах це забезпечується дотриманням правильного регулювання газорозподільного механізму.

Порушення фаз газорозподілу погіршує потужність двигуна наЗ-ь4% і підвищує витрату палива на 5÷7%.

Помітний вплив на токсичність отруйливих газів надає величина кута повороту дросельної заслінки. З зменшенням навантаження вміст СН в газах, що відпрацювали, меншає більш ніж в 2 рази, що частково пов'язано з погіршенням робочого циклу через відносне збільшення залишкових газів в циліндрі двигуна. Кількість $NO_x$ зростає пропорційно збільшенню навантаження, що пояснюється погіршенням ефективності і індикаторних показників двигуна.

Найбільш ефективним заходом щодо зниження змісту СО і СН в газах, що відпрацювали є зменшення продуктивності паливного жикльору первинної камери карбюратора або регулювання дозуючої системи інжектору. По мірі збідніння горючої суміші концентрація СО і СН в газах, що відпрацювали помітно меншає, що можна пояснити роботою двигуна при виконанні їздового циклу переважно на режимах малих і середніх навантажень. У цьому випадку в роботі беруть участь практично тільки перша камера карбюратора або електромагнітна форсунка працює з мінімальною кількістю палива.

На викид токсичних речовин істотно впливає величина кута випередження отримання максимальної потужності при задовільній паливній економічності. При збільшенні кута випередження запалювання кількість СН в газах, що відпрацювали пропорційно зростає і пов'язана з неповнотою зго-

ряння палива. При зменшенні кута випередження запалювання кількість $КО_Х$ меншає внаслідок зниження температури робочого циклу. Одночасно завдяки поліпшенню умов догоряння знижується кількість СН в продуктах згоряння. Підвищення температури газів, що відпрацювали, через зменшення кута випередження запалювання також є сприятливою умовою для зниження СН в газах, що відпрацювали.

Вдосконалення робочого процесу дозволяє значно знизити вміст шкідливих речовин в газах, що відпрацювали. Для зниження шкідливих викидів використовують спеціальні пристрої нейтралізатори, що забезпечують очищення газів, що відпрацювали.

Існує декілька видів нейтралізації:

1. Термічна - заснована на допаленні продуктів неповного згоряння, тобто додаткового окислення СО і СН в кінцеві продукти $CO_2$ і $H_2O$, а також $SO_2$ і $SO_3$. Оксиди азоту при цьому способі практично не знищуються.

2. Каталітична - використовується для видалення токсичних речовин при окислювальних (СО і СН і H2O, $SO_2$ до $SO_3$) і відновних реакціях (розкладання $NO_x$ в початкові речовини $O_2$ і $N_2$). Використання каталітичної нейтралізації прискорює окислювально-відновні реакції за рахунок дії каталізатора: метале-вих (платинових) і оксидів перехідних металів (міді, нікелю, хрому, заліза).

3. Жидкісна заснована на розчиненні або хімічному скріпленні токсичних компонентів при пропущенні газів, що відпрацювали, через рідину відповідного складу. Крім свого основного призначення жидкісні нейтралізатори (газ) гасять розжарені тверді частки газів, що відпрацювали і глушать шум, а також усувають запах газів.

Застосування дизельного палива дозволило зменшити викид газів, що відпрацювали, тим самим підвищивши екологічні показники автомобіля. Так само поменшала витрата палива, що підвищує економічні показники автомобіля, а із зменшенням витрати меншають викиди в довкілля.

# ВИСНОВКИ

Згідно із завданням кафедри розроблена система форсування двигуна 4Ч 7,6/8,0 потужністю 70,2 кВт для легкового автомобілю, шляхом вдосконалення системи повітропостачання.

При модернізації системи повітропостачання, для двигуна було проведено розрахунок робочого циклу.

Розглянуто основні шляхи застосування закису азоту як способу підвищення потужності двигуна.

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

Аналіз проведених розрахунків підтверджує доцільність форсування двигуна 4Ч 7,6/8,0 потужністю 70,2 кВт для серійного легкового автомобіля без особливих конструктивних змін і без зміни основних геометричних параметрів робочого циліндру.

## ЛІТЕРАТУРА


**1.** Автомобільні двигуни: Підручник./ Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, І.І.Тимченко – К.: Арістей, 2004. – 476 с.

**2.** Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: друге видання: навч.посібник / В.І.Захарчук. – Луцьк: Машинобудування,2011.-236с.

**3.** Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.

**4.** Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.

**5.** Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.

**6.** Gou M., Detung B., Guerneer C., St–Germain P. Performance of a single cylinder engine fueled вy a mixture of natural gas and gasoline // SAE Tehn. Paper Ser. –1990.–№ 900585.–p.1–7.

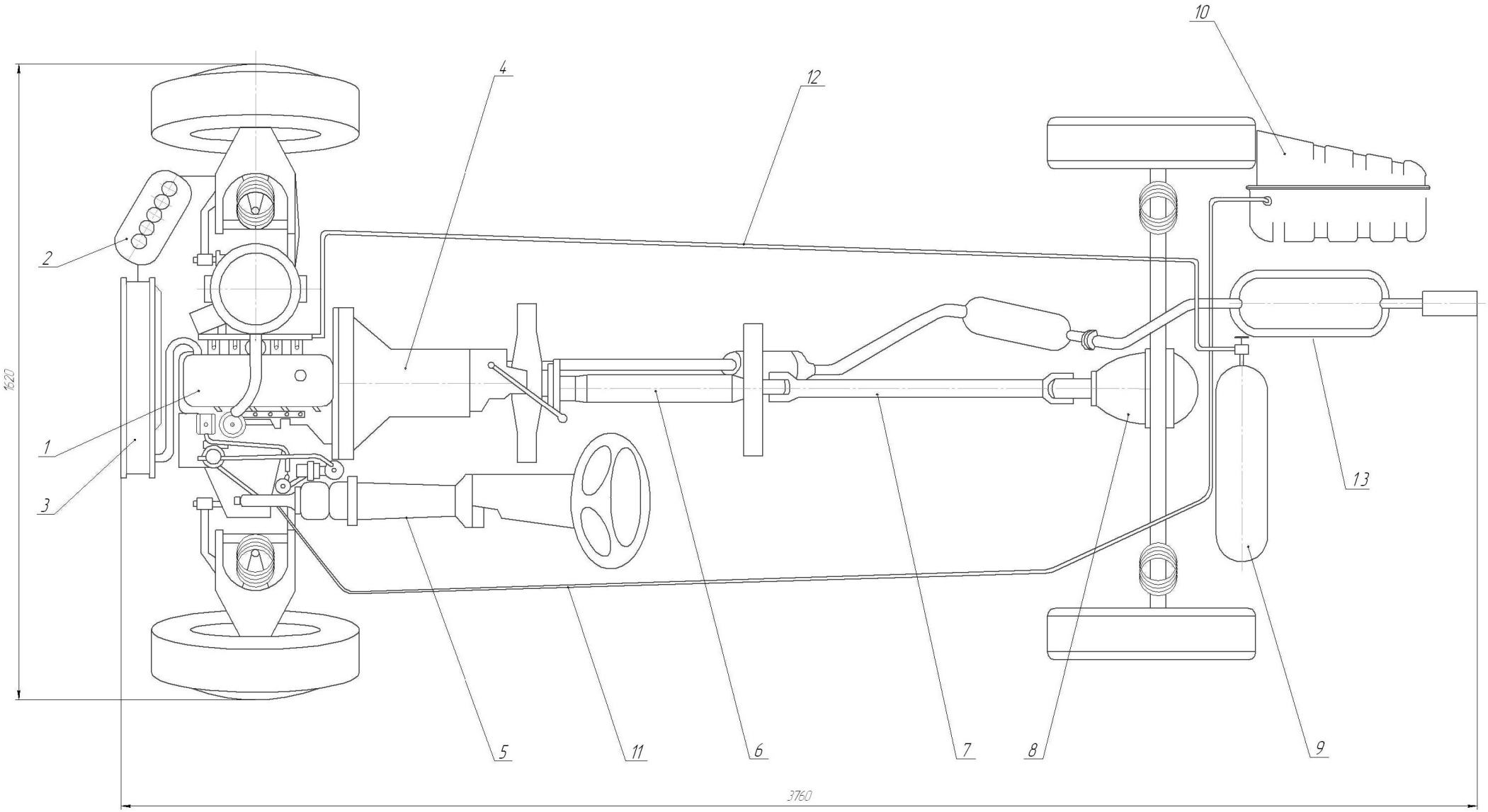
**7.** Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.

**8.** Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.

**9.** Білявський Г.О. Основи загальної екології : підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.

**10.** Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

# ДОДАТКИ




| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | ПННІ НУК 131.63.24.03.01. | |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | Енергетична установка | Літ. | Маса | Масштаб |
| Розроб. | | Писарєв В.М. | | | | | | 1:5 |
| Перевір. | | Ткач М.Р. | | | | Аркуш | Аркушів | |
| Н. Контр. | | Ткач М.Р. | | | | 63-ТЕМмаг-23 | | |
| Затверд. | | Нестеренко В.В. | | | | | | |

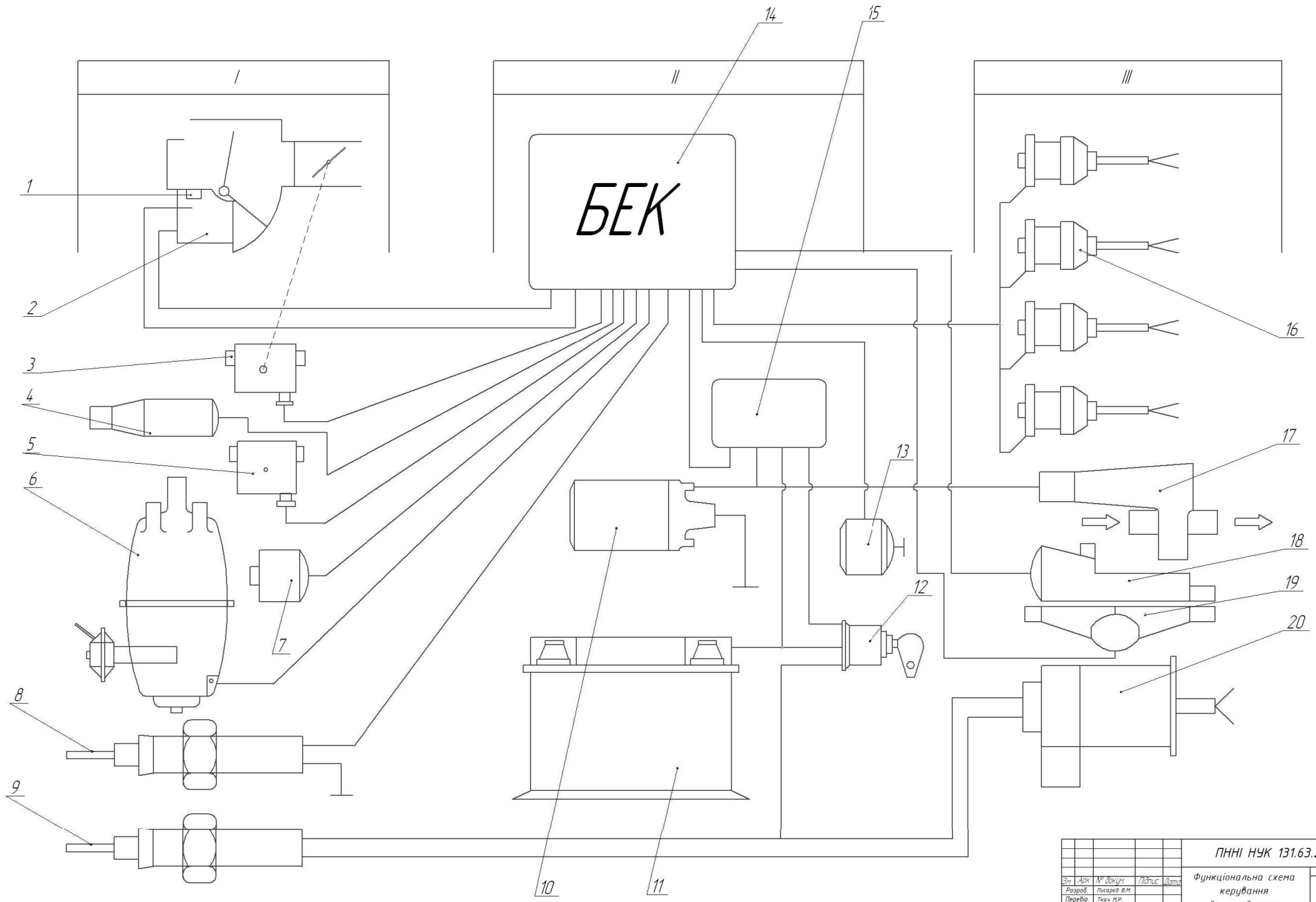
| Поз. познач. | Найменування | Кіл. | Примітка |
|---|---|---|---|
| Елем. | Найменування | Кл. | Прим. |
| | | | |
| | Специфікація | | |
| | | | |
| 1 | Двигун | 1 | |
| 2 | Акумуляторна батарея | 1 | |
| 3 | Радіатор | 1 | |
| 4 | Коробка вибору передач | 1 | |
| 5 | Механізм рульовий | 1 | |
| 6 | Вал карданний проміжний | 1 | |
| 7 | Вал карданний основний | 1 | |
| 8 | Міст ведучий | 1 | |
| 9 | Балон з $N_2O$ | 1 | |
| 10 | Бак паливний | 1 | |
| 11 | Паливопровід | 1 | |
| 12 | Трубопровід для $N_2O$ | 1 | |
| 13 | Глушник | 1 | |

| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | ПННІ НУК 131.63.24.03.01. | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Розроб. | | Писарєв В.М. | | | Енергетична установка | Літ. | Арк. 1 / Аркушів 1 |
| Перевір. | | Ткач М.Р. | | | | | |
| Н. Контр. | | Ткач М.Р. | | | | 63-ТЕМмаг-23 | |
| Затверд. | | Нестеренко В.В. | | | | | |

ПННІ НУК 131.63.24.03.02



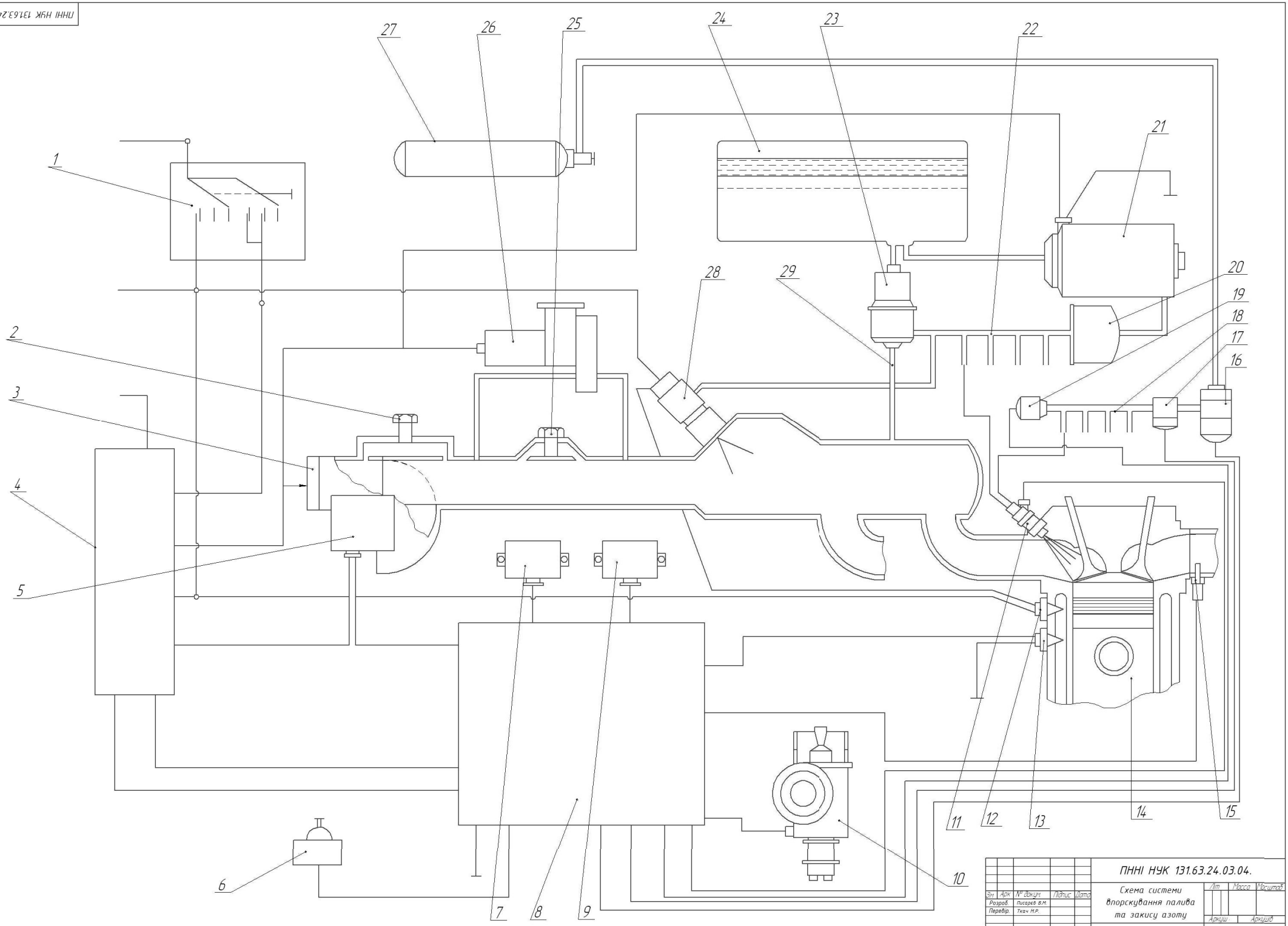

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | ПННІ НУК 131.63.24.03.02. | |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | Поперечний переріз двигуна 4Ч 7,6/8,0 | Літ. / Маса / Масштаб |
| Розроб. | | Писарєв В.М. | | | | |
| Перевір. | | Ткач М.Р. | | | | Аркуш / Аркушів |
| Н. Контр. | | Ткач М.Р. | | | | 63-ТЕМмаг-23 |
| Затверд. | | Нестеренко В.В. | | | | |




| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | ПННІ НУК 131.63.24.03.03. | |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | |
| Розроб. | | Писарєв В.М. | | | Функціональна схема керування впорскуванням | Літ. | Маса | Масштаб |
| Перевір. | | Ткач М.Р. | | | | | | |
| | | | | | | Аркуш | Аркушів | |
| Н. Контр. | | Ткач М.Р. | | | | 63-ТЕМмаг-23 | | |
| Затверд. | | Нестеренко В.В. | | | | | | |

| Поз. познач. | Найменування | Кіл. | Примітка |
|---|---|---|---|
| Елем. | Найменування | Кл. | Прим. |
| | | | |
| | Специфікація | | |
| | | | |
| 1 | Датчик температури | 1 | |
| 2 | Витратомір повітря | 1 | |
| 3 | Вимикач положення дросельної заслінки | 1 | |
| 4 | Лямбда-зонд | 1 | |
| 5 | Висотний коректор | 1 | |
| 6 | Датчик-розподільник запалювання | 1 | |
| 7 | Датчик тиску $N_2O$ | 1 | |
| 8 | Датчик температури охолоджуючої рідини | 2 | |
| 9 | Термореле | 1 | |
| 10 | Паливний насос | 1 | |
| 11 | Акумуляторна батарея | 1 | |
| 12 | Вимикач запалювання | 1 | |
| 13 | Вмикач подачі $N_2O$ | 1 | |
| 14 | Електронний блок керування | 1 | |
| 15 | Блок реле | 1 | |
| 16 | Робочі форсунки | 4 | |
| 17 | Клапан додаткового повітря | 1 | |
| 18 | Керований запірний клапан $N_2O$ | 1 | |
| 19 | Регулятор тиску $N_2O$ | 1 | |
| 20 | Пускова форсунка | 1 | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | ПНІНІ НУК 131.63.24.03.03. | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Розроб. | | Писарєв В.М. | | | Функціональна схема керування впорскуванням | Літ. | Арк. 1 / Аркушів 1 |
| Перевір. | | Ткач М.Р. | | | | | |
| Н. Контр. | | Ткач М.Р. | | | | 63-ТЕМмаг-23 | |
| Затверд. | | Нестеренко В.В. | | | | | |




| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | ПННІ НУК 131.63.24.03.04. | |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | Схема системи впорскування палива та закису азоту | Літ. / Маса / Масштаб |
| Розроб. | | Писарєв В.М. | | | | | |
| Перевір. | | Ткач М.Р. | | | | | Аркуш / Аркушів |
| Н. Контр. | | Ткач М.Р. | | | | | 63-ТЕМмаг-23 |
| Затверд. | | Нестеренко В.В. | | | | | |

| Поз. познач. | Найменування | Кіл. | Примітка |
|---|---|---|---|
| Елем. | Найменування | Кл. | Прим. |
| | | | |
| | Специфікація | | |
| | | | |
| 1 | Вимикач запалювання | 1 | |
| 2 | Гвинт регулювання якості суміші на холостому ходу | 1 | |
| 3 | Впускний колектор | 1 | |
| 4 | Блок реле | 1 | |
| 5 | Витратомір повітря | 1 | |
| 6 | Кнопка подачі закису азоту | 1 | |
| 7 | Висотний коректор | 1 | |
| 8 | Електричний блок керування | 1 | |
| 9 | Вимикач положення дросельної заслонки | 1 | |
| 10 | Датчик-розподільник запалювання | 1 | |
| 11 | Форсунка (інжектор) упорскування | 1 | |
| 12 | Термореле | 1 | |
| 13 | Датчик температури охолоджуючої рідини | 1 | |
| 14 | Блок циліндрів двигуна | 1 | |
| 15 | Датчик лямбда-зонд | 1 | |
| 16 | Дозатор-розподільник кількості палива | 1 | |
| 17 | Клапан додаткового повітря | 1 | |
| 18 | Потенціометр | 1 | |
| 19 | Електрогідравлічний регулятор | 1 | |
| 20 | Фільтр тонкої очистки палива | 1 | |
| 21 | Паливний насос | 1 | |
| 22 | Розподільна лінія | 1 | |
| 23 | Регулятор тиску палива в системі | 1 | |
| 24 | Паливний бак | 1 | |
| | | | |

| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | ПНІНІ НУК 131.63.24.03.04. | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Розроб. | | Писарєв В.М. | | | Схема системи впорскування палива та закису азоту | Літ. | Арк. 1 / Аркушів 2 |
| Перевір. | | Ткач М.Р. | | | | | |
| Н. Контр. | | Ткач М.Р. | | | | 63-ТЕМмаг-23 | |
| Затверд. | | Нестеренко В.В. | | | | | |

| Поз. познач. | Найменування | Кіл. | Примітка |
|---|---|---|---|
| Елем. | Найменування | Кл. | Прим. |
| | | | |
| | Специфікація | | |
| | | | |
| 25 | Гвинт регулювання кількості суміші на ХХ | 1 | |
| 26 | Клапан додаткового повітря | 1 | |
| 27 | Балон для $N_2O$ | 2 | |
| 28 | Пускова форсунка | 1 | |
| 29 | Підведення розрідження до регулятора тиску палива | | |
| | в системі | | |

| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | ПНІНІ НУК 131.63.24.03.04. | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Розроб. | | Писарєв В.М. | | | Схема системи впорскування палива та закису азоту | Літ. | Арк. 2 / Аркушів 2 |
| Перевір. | | Ткач М.Р. | | | | | |
| Н. Контр. | | Ткач М.Р. | | | | 63-ТЕМмаг-23 | |
| Затверд. | | Нестеренко В.В. | | | | | |

"Суха" азотиста система



"Волога" азотиста система




"Пряма" азотиста система

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | ПННІ НУК 131.63.24.03.05. | |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | |
| Розроб. | | Писарев В.М. | | | Типи азотистих систем | Літ. | Маса | Масштаб |
| Перевір. | | Ткач М.Р. | | | | | | |
| Н. Контр. | | Ткач М.Р. | | | | Аркуш | Аркушів | |
| Затверд. | | Нестеренко В.В. | | | | 63-ТЕМмаг-23 | | |