

## 5. СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ

### 5.1. Системи живлення карбюраторних двигунів

#### 5.1.1. Загальні відомості про карбюрацію

**Карбюрація** - це процес приготування з бензина і повітря горючої суміші необхідного складу у пристрої, що називається карбюратором. Процес карбюрації містить в собі процеси впорскування та розпилювання палива, випаровування його та перемішування з повітрям. Ідеальною вважається горюча суміш, в якій все паливо знаходиться в паровій фазі і рівномірно перемішане з повітрям.

До основних факторів, які впливають на процес карбюрації, відносяться: час, який відводиться на приготування горючої суміші, параметри навколишнього середовища, тепловий стан двигуна, якість використовуваного палива.

У сучасних швидкісних автомобільних двигунах час на приготування суміші надто малий, близько 0,01 с, у зв'язку з цим виникають труднощі при приготуванні суміші необхідного складу.

Температура та тиск навколишнього середовища і тепловий стан двигуна чим вищі, тим повніше випаровування палива, краще якість горючої суміші. Разом з тим підвищення температури приводить до гіршого наповнення циліндрів і зниження потужності двигуна.

Якість використовуваного палива зокрема така його властивість, як випаровування, чим вища, тим якість горючої суміші після карбюратора краща.

#### **Вимоги до карбюратора і системи впуску.**

Дозування палива за заданим законом у відповідності з режимом роботи двигуна. Кількість палива, що змішується з повітрям, повинна бути мінімальною, але забезпечувати пуск двигуна в різних температурних умовах, його прогрів, стійку роботу в режимах холостого ходу і навантажувальних, максимальну потужність при повних навантаженнях.

Швидка зміна складу і кількості паливоповітряної суміші при зміні режиму роботи двигуна. Так як в експлуатаційних умовах основними режимами роботи двигуна є несталі режими, карбюратор повинен забезпечувати необхідний склад і кількість суміші, щоб робота двигуна на цих режимах була стійкою.

Як можливо менший опір рухові повітря, що проходить через карбюратор у двигун. Так як потужність двигуна залежить від кількості паливоповітряної суміші, що надходить в циліндри, то для забезпечення її максимального значення, якщо цього вимагають експлуатаційні умови, потрібно, щоб на лінії впуску був мінімальний опір. Крім того, будь-який опір на лінії впуску приводить до погіршення паливної економічності.

Найбільш тонке розпилювання палива і, як можливо, швидше і повніше випаровування його. Забезпечення цієї вимоги сприяє рівномірному

перемішуванню палива і повітря, якісному згорянню і в результаті більш раціональному використанню палива. Крім того, при цьому вдається дещо зменшити знос циліндро-поршневої групи, так як знижується вірогідність змиву плівки оливи з стінок циліндра.

Технологічність і простота конструкції, надійність в експлуатації і можливість зміни регулювань в залежності від технічного стану двигуна.

### 5.1.2. Робочий процес елементарного карбюратора

В основі кожного сучасного карбюратора використовується схема найпростішого, елементарного карбюратора (рис. 5.1). Обов'язкові елементи карбюратора такі: поплавцева камера 1, паливний жиклер 2, дифузор 3, розпилювач 4, змішувальна камера 5 і дросельна заслінка 6.

Поплавцева камера підтримує постійний рівень палива в розпилювачі нижчий, чим вихідний його отвір.

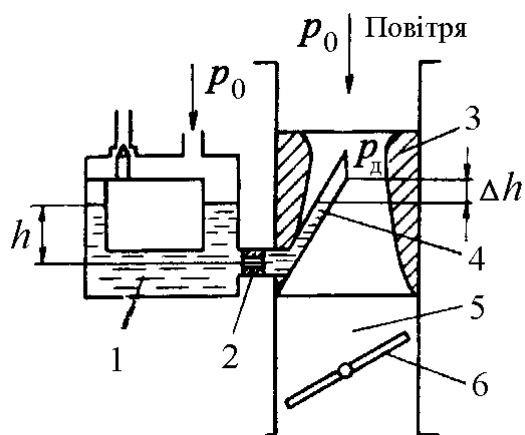


Рис. 5.1. Схема елементарного карбюратора

Завдяки дифузору швидкість руху повітря на виході розпилювача зростає, що приводить до зменшення тиску в цьому місці, порівняно з тиском оточуючого середовища. Внаслідок цього при русі повітря через дифузор має місце засмоктування і розпилювання палива, що надходить через паливний жиклер і розпилювач.

З допомогою дросельної заслінки регулюється кількість паливоповітряної суміші, що визначає потужність двигуна. В залежності від положення дросельної заслінки змінюється тиск в дифузорі.

Розглянемо, як змінюється склад паливоповітряної суміші, що приготується в елементарному карбюраторі, від перепаду тиску  $\Delta p_д$  між атмосферним  $p_0$  і тиском в дифузорі  $p_д$ .

Виходячи з рівняння нерозривності, кількість повітря (кг/с), що проходить за одиницю часу через будь-який, в тому числі і найменший, переріз дифузора, визначається рівнянням

$$G_{\text{пов}} = f_д \rho_{\text{пов}} W_{\text{пов}}, \quad (5.1)$$

де  $f_д$  - площа мінімального перерізу дифузора,  $\text{м}^2$ ;  $\rho_{\text{пов}}$  - густина повітря,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $W_{\text{пов}}$  - швидкість руху повітря в перерізі, що розглядається,  $\text{м}/\text{с}$ .

Швидкість повітря згідно рівнянню Бернуллі,  $\text{м}/\text{с}$ :

$$W_{\text{пов}} = \mu_{\text{д}} \sqrt{2 \frac{\Delta p_{\text{д}}}{\rho_{\text{пов}}}}, \quad (5.2)$$

де  $\mu_{\text{д}}$  - коефіцієнт витрати, що враховує гідравлічні витрати в дифузори і стискування повітряного струменя,  $\mu_{\text{д}} = \varphi \varepsilon$ , де  $\varphi$  - коефіцієнт швидкості, що враховує зменшення швидкості внаслідок гідравлічного опору дифузора;  $\varepsilon$  - коефіцієнт звуження повітряного струменя.

При підстановці значення й  $W_{\text{пов}}$  в формулу (5.1) отримуємо

$$G_{\text{пов}} = \mu_{\text{д}} f_{\text{д}} \sqrt{2 \Delta p_{\text{д}} \rho_{\text{пов}}}. \quad (5.3)$$

Кількість бензину, що надходить через жиклер, кг/с:

$$G_{\text{пал}} = f_{\text{ж}} \rho_{\text{пал}} W_{\text{пал}}, \quad (5.4)$$

де  $f_{\text{ж}}$  - площа проходного перерізу жиклера, м<sup>2</sup>;  $W_{\text{пал}}$  - швидкість бензину в жиклері, м/с;  $\rho_{\text{пал}}$  - густина бензину, кг/м<sup>3</sup>.

Вплив висоти стовпа бензину в розпалювачі  $\Delta h$  можна не враховувати із-за його незначного значення. Тоді швидкість бензину в жиклері

$$W_{\text{пал}} = \mu_{\text{ж}} \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{пал}}} \Delta p_{\text{д}}}, \quad (5.5)$$

де  $\mu_{\text{ж}}$  - коефіцієнт витрати жиклера.

Використовуючи значення  $G_{\text{пов}}$  і  $G_{\text{пал}}$ , можна визначити закономірність зміни коефіцієнта надміру повітря в залежності від розрідження в дифузори:

$$\alpha = \frac{G_{\text{пов}}}{G_{\text{пал}} l_0} = \frac{\mu_{\text{д}} f_{\text{д}} \sqrt{2 \Delta p_{\text{д}} \rho_{\text{пов}}}}{l_0 \mu_{\text{ж}} f_{\text{ж}} \sqrt{2 \Delta p_{\text{д}} \rho_{\text{пал}}}} = \frac{\mu_{\text{д}} f_{\text{д}}}{l_0 \mu_{\text{ж}} f_{\text{ж}}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пал}}}}. \quad (5.6)$$

Так як

$$\frac{1}{l_0} \cdot \frac{f_{\text{д}}}{f_{\text{ж}}} \cdot \frac{\rho_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пал}}} = \text{const} = C, \quad (5.7)$$

то

$$\alpha = C \frac{\mu_{\text{д}}}{\mu_{\text{ж}}}. \quad (5.8)$$

Тобто, склад суміші, що готується в елементарному карбюраторі в залежності від розрідження в дифузорі, визначається зміною коефіцієнтів витрати в дифузорі і жиклері в залежності від розрідження.

На рис. 5.2 показані залежності  $\mu_D$  і  $\mu_{Ж}$  від розрідження  $\Delta p_D$  в дифузорі. В зоні малих розріджень коефіцієнт  $\mu_D$  різко зростає, а після розрідження у 2 кПа майже не змінюється. Коефіцієнт  $\mu_{Ж}$  характеризується більш плавним зростанням і стабілізується при більших розрідженнях. Крім того, має місце зміщення залежності  $\mu_{Ж}$  відносно залежності  $\mu_D$  внаслідок того, що витікання бензину починається при розрідженні  $\Delta p_D$ , рівному тисковій стовпі бензину висотою  $\Delta h$ . На рис. 5.2 також показано, як змінюється відношення  $\mu_D/\mu_{Ж}$ , пропорційно якому змінюється коефіцієнт надміру повітря. Це відношення з ростом  $\Delta p_D$ , тобто із збільшенням витрати повітря внаслідок відкриття дросельної заслінки, зменшується інтенсивно в зоні малих  $\Delta p_D$  і стабілізується при високих  $\Delta p_D$ . Таким чином, елементарний карбюратор у міру відкриття дросельної заслінки, тобто із збільшенням навантаження, забезпечує збагачення паливоповітряної суміші - інтенсивне при малих і середніх навантаженнях і незначне - при великих. Така зміна складу суміші не відповідає вимогам, так як у міру збільшення навантаження умови для згоряння в двигуні покращуються і суміш доцільно збіднювати і лише при близьких до повного відкриття дросельної заслінки суміш необхідно збагатити, щоб отримати максимальну потужність двигуна.

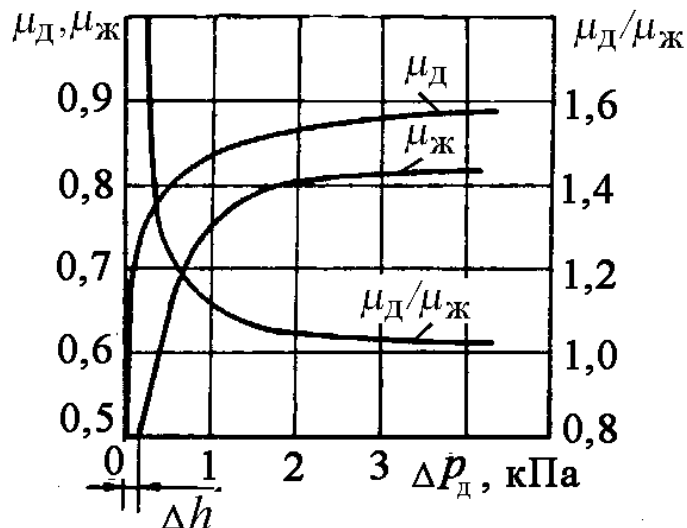


Рис. 5.2. Залежність коефіцієнтів  $\mu_D, \mu_{Ж}$  і відношення  $\mu_D/\mu_{Ж}$  від розрідження  $\Delta p_D$  в дифузорі карбюратора

Характеристика такого карбюратора, який часто називають ідеальним, показана на рис. 5.3. Там показана і характеристика елементарного

карбюратора. Як видно з рис. 5.3, ці характеристики значно відрізняються. Щоб наблизити характеристику карбюратора до ідеальної, застосовують різні допоміжні системи і пристрої: головну дозуючу систему з різними системами компенсації; пусковий пристрій; систему холостого ходу; прискорювальний насос; економайзерний пристрій.

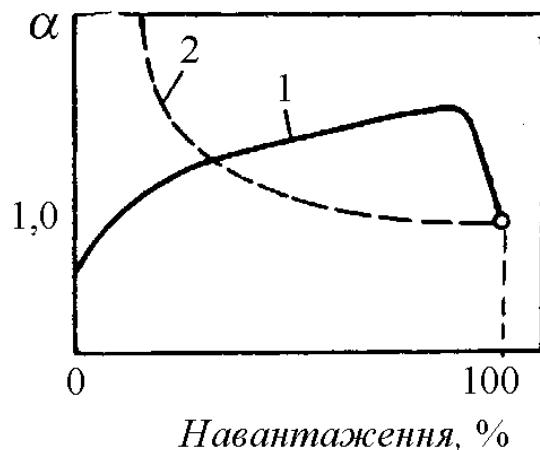


Рис. 5.3. Характеристики карбюраторів:  
1 – ідеального; 2 – елементарного

### 5.1.3. Системи компенсації складу суміші в головній дозуючій системі

Головна дозуюча система повинна забезпечувати необхідний склад суміші в межах від малого навантаження до майже повного. Для цього характеристику елементарного карбюратора необхідно скорегувати. Відомо декілька способів такого корегування.

**Головна дозуюча система з пневматичним гальмуванням палива.** Часто таку систему називають з компенсацією складу суміші шляхом зниження розрідження біля паливного жиклера.

Така головна дозуюча система найбільш широко використовується в сучасних карбюраторах. В цій системі (рис. 5.4) між паливним жиклером 1 і розпилювачем 4 є колодязь 2 з повітряним жиклером 3.

Суть роботи системи полягає в тому, що при незначних розрідженнях в дифузори карбюратор працює як елементарний, тиск повітря в колодязі при цьому дорівнює атмосферному. З ростом розрідження в дифузори рівень палива в колодязі знижується, і коли він досягає рівня паливного жиклера, то через повітряний жиклер починає поступати в канал, що веде до розпилювача, невелика кількість повітря, яка змішується з паливом, утворює

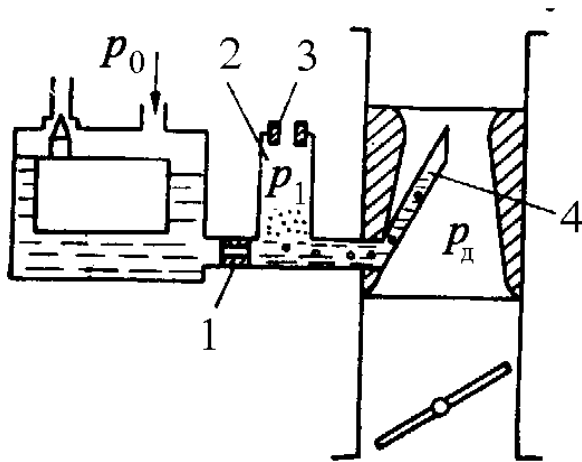


Рис. 5.4. Схема головної дозуючої системи карбюратора з пневматичним гальмуванням палива

місця установки паливного жиклера можна забезпечити характеристику карбюратора при часткових навантаженнях близьку до ідеальної. Ця система компенсації забезпечує ефективне розпилювання палива. Вона конструктивно проста, стабільна і надійна в експлуатації через відсутність рухомих деталей. Все це і забезпечило їй широке застосування.

**Головна дозуюча система з компенсаційним жиклером.** Схема такої системи показана на рис. 5.5. Особливість її полягає в тому, що поряд з головним паливним жиклером 1 є компенсаційний жиклер 2, через який паливо надходить в компенсаційний колодезь 3, а звідти до розпилювача в дифузори.

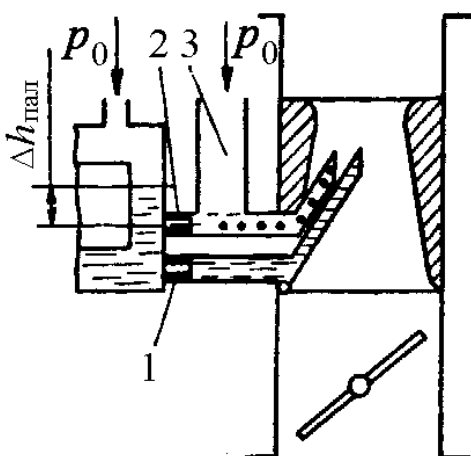


Рис. 5.5. Схема головної дозуючої системи карбюратора з компенсаційним жиклером

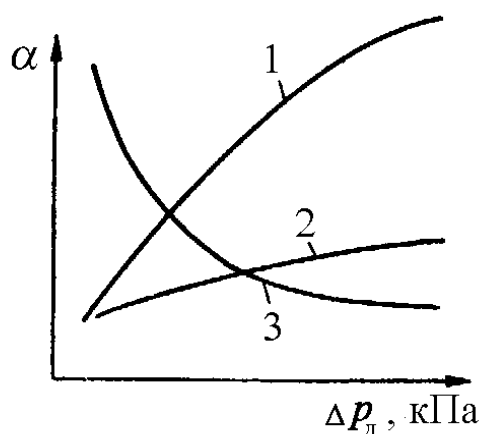


Рис. 5.6. Характеристика карбюратора з компенсаційним жиклером

емульсію. Хоча повітря надходить в канал дуже мало і це не впливає на склад паливоповітряної суміші, але надходження його внаслідок перепаду тиску до і після паливного жиклера приводить до зменшення кількості палива, що проходить через паливний жиклер в порівнянні з елементарним карбюратором. Це приводить до поступового збіднення паливоповітряної суміші у міру зростання розрідження. Шляхом підбору розмірів паливного та повітряного жиклерів, а також

Кількість палива, що проходить через головний паливний жиклер, змінюється як в елементарному карбюраторі, тобто постійно суміш збагачується (рис 5.6 крива 3). Кількість палива, що проходить через компенсаційний жиклер, не залежить від розрідження в дифузорі, залишається постійною з відкриттям дросельних заслінок і визначається лише розмірами жиклера і різницею  $\Delta h_{\text{Пал}}$  в рівнях палива в поплавцевій камері і компенсаційному колодязі. Таким чином, у міру зростання розрідження в дифузорі компенсуюча система значно збіднює суміш (рис. 5.6, крива 1) в той час, як суміш, що готується з допомогою головного жиклера, збагачується. Загальний же склад суміші, що надходить в двигун (рис. 5.6, крива 2), може бути забезпечений близьким до оптимального шляхом вибору розмірів і місця розміщення паливних жиклерів.

**Головна дозуюча система з регулюванням розрідження в дифузорі.** Суть роботи такої системи полягає в тому, що при малих розрідженнях в дифузорі карбюратор працює як елементарний, так як все повітря проходить через дифузор. У міру зростання розрідження частина повітря проходить в двигун мимо дифузора і не приймає участі в підсмоктуванні палива.

Так як ця частина поступово збільшується, то це приводить до збіднення суміші, що надходить в двигун. Для автоматичного регулювання кількості повітря, що проходить мимо дифузора, в карбюраторах використовують пружні пластини (рис. 5.7). Ця система компенсації не забезпечує високої якості розпилювання палива, тому що не все повітря, яке поступає у карбюратор, бере участь у цьому процесі. Крім того, регулювання карбюратора з цією системою не стабільне через зміну в експлуатації жорсткості пластин. Використання цієї системи можливе на основі електронного (мікропроцесорного) управління роботою пластин.

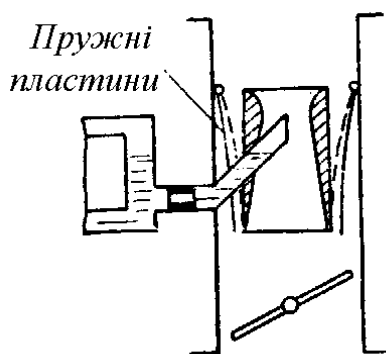


Рис. 5.7. Схема дифузора карбюратора з пружними пластинами

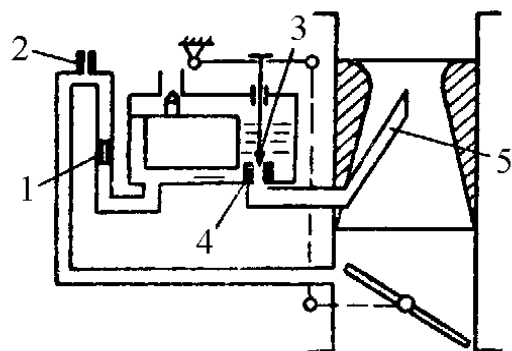


Рис. 5.8. Схема головної дозуючої системи карбюратора з регулюванням отвору головного паливного жиклера

**Головна дозуюча система з регулюванням отвору головного паливного жиклера.** Така система об'єднана з системою холостого ходу (рис. 5.8). В цьому випадку система холостого ходу працює на малих і середніх навантаженнях. Вихідний отвір системи холостого ходу знаходиться під дросельними заслінками. Розпилувач 5 головної дозуючої системи, що включає паливний жиклер 4, отвір якого регулює голка 3 з певним профілем, знаходиться в дифузорі. В режимі холостого ходу, малих навантажень працює система холостого ходу, необхідний склад паливоповітряної суміші при цьому забезпечується паливним 1 і повітряним 2 жиклерами цієї системи. При збільшенні навантаження розрідження за дросельними заслінками знижується, що приводить до зменшення кількості палива, що надходить через систему холостого ходу. Для того, щоб отримати необхідний склад суміші, з допомогою голки 3, яка зв'язана з приводом дросельних заслінок, змінюється вихідний отвір головного паливного жиклера 4, що приводить до зміни витрати палива через головну дозуючу систему. Таким чином на всіх навантажувальних режимах забезпечується склад суміші, близький до оптимального.

#### **5.1.4. Додаткові паливодозуючі системи і пристрої карбюраторів**

Як зазначалось вище, карбюратор повинен забезпечити стійку роботу двигуна в різних режимах. Головна дозуюча система забезпечує необхідний склад паливоповітряної суміші в режимах малих та середніх навантажень. Для забезпечення надійного пуску двигуна, сталої його роботи в режимах холостого ходу, хороших динамічних характеристик, максимальних енергетичних показників при повному відкритті дросельних заслінок, обмеження максимальної частоти обертання в карбюраторах застосовують додаткові системи: пусковий пристрій, систему холостого ходу, прискорювальний насос, економайзерний пристрій і обмежувач частоти обертання.

**Пусковий пристрій.** Пуск автомобільних двигунів, якщо двигун добре прогрітий і температура оточуючого середовища висока, не викликає великих утруднень. При низьких температурах внаслідок невисокої частоти обертання колінчастого вала двигуна від електростартера, збіднення суміші внаслідок випадання важких фракцій палива в плівку, незначної температури в кінці процесу стиску, пуск двигуна ускладнюється, а іноді стає неможливим. Для забезпечення необхідного збагачення складу суміші в процесі пуску використовують пристрій, який частіше всього являє собою повітряну заслінку 14, що розміщена над дифузором карбюратора (рис. 5.9). При прикритті повітряної заслінки паливо поступає не тільки через систему холостого ходу, а й через головну дозуючу систему (1 - 3), що значно збагачує суміш і полегшує пуск двигуна. В повітряній заслінці розміщують автоматичний запобіжний клапан 15, для запобігання значного збагачення



суміші після пуску двигуна, коли кількість палива, що поступає в двигун, різко зростає.

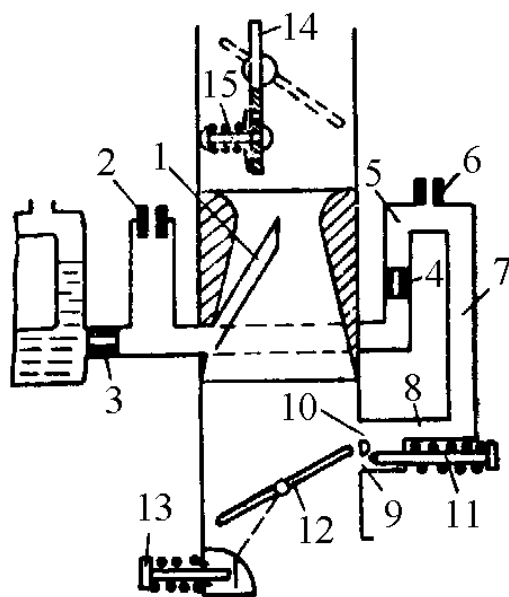


Рис. 5.9. Схема пускового пристрою карбюратора і системи холостого ходу

При роботі двигуна з прикритою повітряною заслінкою в його відпрацьованих газах міститься велика кількість шкідливих продуктів неповного згоряння. Тому в експлуатації необхідно вчасно, у міру прогріву двигуна, відкривати повітряну заслінку. В ряді карбюраторів цей процес здійснюється автоматично.

#### Система холостого ходу.

При роботі двигуна в режимі холостого ходу необхідно, щоб суміш була дещо збагачена. Так як через головну дозуючу систему паливо починає поступати лише при розрідженнях 80...120 Па, що значно вище, ніж при роботі в режимах холостого ходу,

необхідний склад паливоповітряної суміші в цих режимах забезпечується спеціальною системою. Для живлення двигуна використовується розрідження за дросельними заслінками, яке в режимі холостого ходу є максимальним. Як правило, в систему холостого ходу паливо поступає через головний паливний жиклер 3 (рис. 5.9). Воно проходить паливний жиклер системи холостого ходу 4, а далі - по каналах 5 і 7 надходить в канал 8, внизу якого в стінці змішувальної камери є отвори 9 і 10. В каналі 5 до палива підмішується повітря, що надходить через повітряний жиклер 6. Повітряний жиклер забезпечує розрив потоку палива, коли система холостого ходу не працює. Інакше паливо надходило б в систему холостого ходу навіть при непрацюючому двигуні. Отвір 10 знаходиться вище краю дросельної заслінки при її закритому положенні і через цей отвір теж до палива підсмоктується повітря при роботі двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу. Отвір 9 знаходиться нижче краю дросельної заслінки і через нього в двигун поступає паливоповітряна емульсія, кількість якої регулюється гвинтом 11, таким чином регулюється склад суміші в режимі холостого ходу. Кількість суміші регулюється положенням дросельної заслінки 12 за допомогою гвинта 13, що й визначає частоту обертання двигуна в режимі холостого ходу. Виконуючи регулювання гвинтами 11 і 13, можна досягти стійкої роботи двигуна в режимі холостого ходу при складі суміші, що забезпечує виконання вимог ГОСТ 17.2.2.03-87 щодо обмеження концентрації  $CO$  і  $C_nH_m$  у відпрацьованих газах. Наявність двох, а інколи і більшої кількості вихідних отворів системи

холостого ходу забезпечує плавний перехід до роботи двигуна під навантаженням, так як при відкритті дросельної заслінки отвір 10 опиняється в зоні розрідження і через нього також буде поступати емульсія, що приведе до збільшення подачі палива в двигун і допоможе запобігти збідненню суміші, що мало б місце при одному вихідному отворі.

**Прискорювальний насос.** В умовах експлуатації одним з найбільш розповсюджених режимів роботи автомобільних двигунів є режим розгону. В цих режимах водій різко відкриває дросельні заслінки карбюратора. Якщо до відкриття заслінок двигун працював на суміші економічного складу, то при різкому відкритті заслінок суміш стане збідненою і високих динамічних показників автомобіль не буде мати. Збіднення суміші при різкому відкритті дросельних заслінок пояснюється більшою інерційністю палива в порівнянні з повітрям, інтенсивним випаданням палива в плівку і невідповідністю теплового режиму у впускному трубопроводі режимові роботи двигуна внаслідок так званої «теплової інерції». Збіднення суміші може привести до пропусків робочих циклів у циліндрах, зворотних спалахів в карбюраторі і навіть до зниження частоти обертання. Щоб запобігти цим порушенням в роботі двигуна, в карбюраторі застосовують прискорювальний насос, що подає додаткову порцію палива у впускний трубопровід при різкому відкритті дросельних заслінок (рис. 5.10). При закритих дросельних заслінках 1 поршень 5 насоса знаходиться в верхньому положенні, порожнина 6 під ним заповнена паливом. При різкому відкритті заслінок через важіль 2, що закріплений на їх осі, і пластину 3 стискується пружина 4, яка в свою чергу натискує на поршень 5, переміщуючи його вниз.

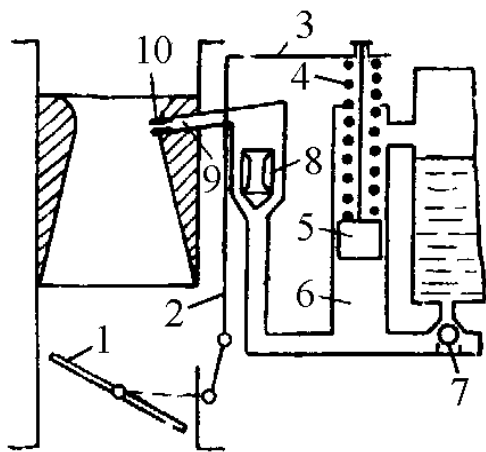


Рис. 5.10. Схема прискорювального насоса

При цьому паливо з порожнини 6 через нагнітальний клапан 8 і розпилувач 9 з жиклером 10 вприскується в камеру карбюратора. Впускний клапан 7 при швидкому переміщенні поршня 5 знаходиться в закритому стані. Якщо ж дросельні заслінки відкриваються повільно, то паливо обтікає впускний клапан 7 і повертається в поплавцеву камеру. При закритті дросельних заслінок нагнітальний клапан 8 закривається, а паливо через впускний клапан 7 заповнює порожнину під поршнем. Використання пружини 4 для переміщення поршня сприяє більш затяжній за часом подачі додаткового палива в циліндри двигуна.

У деяких карбюраторів реалізовані схеми прискорювального насоса з пневматичним приводом і насосів діафрагменного типу.

У деяких карбюраторів реалізовані схеми прискорювального насоса з пневматичним приводом і насосів діафрагменного типу.

**Економайзерний пристрій.** Як відзначалось, найбільша потужність двигуна має місце при збагаченій паливоповітряній суміші. Тому при

близькому до повного відкритті дросельних заслінок, коли основною ціллю є отримання максимальної потужності, суміш необхідно збагачувати.

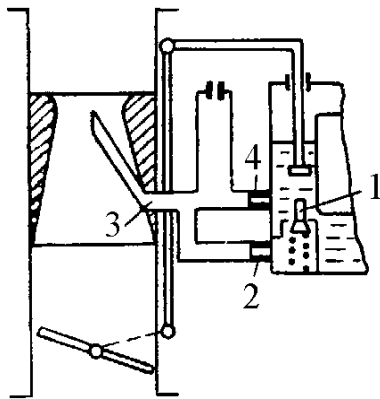


Рис. 5.11. Схема економайзерного пристрою карбюратора

Для збагачення суміші при повних відкриттях дросельних заслінок і використовується економайзерний пристрій. Економайзер може мати механічний або пневматичний привід. На рис. 5.11 показано схему економайзера з механічним приводом. В часткових навантажувальних режимах клапан 1 не допускає попадання палива з поплавцевої камери через жиклер 2 економайзера в канал розпилювача 3. Коли ж відкриття дросельних заслінок наближається до повного, через систему важелів клапан 1 відкривається і додатково до палива, що проходить через головний паливний жиклер 4, через жиклер 2 економайзера

подається 15...20 % палива, що й забезпечує необхідне збагачення суміші.

При пневматичному приводі клапана економайзера використовується пневматичний циліндр для переміщення поршня, в якому використовується зміна тиску в порожнині за дросельними заслінками.

Перевагою пневматичного приводу є те, що клапан економайзера відкривається при зростанні тиску за дросельними заслінками, коли подальше відкриття заслінок вже не приведе до зростання потужності, а потрібне збагачення суміші. Відкриття клапана має місце при різному положенні дросельних заслінок в залежності від частоти обертання. При пневматичному приводі при малих частотах обертання клапан відкривається при невеликому куті повороту дросельних заслінок, в той час як при механічному приводі заслінки потрібно відкрити повністю, щоб включився економайзер, тобто має місце зона, де водій відкриває дросельні заслінки, а збільшення потужності двигуна не спостерігається. Це забезпечує більш високі динамічні показники автомобілю і дає змогу регулювати головну дозуючу систему на більш збіднену суміш.

На деяких карбюраторах застосовують два економайзери: з пневматичним і механічним приводами. У міру відкриття дросельних заслінок спочатку спрацьовує економайзер з пневматичним приводом, який незначно збагачує суміш, а при повному відкритті включається економайзер з механічним приводом і склад суміші відповідає найбільшій потужності.

Одним з простих типів економайзерного пристрою є еконостат. Еконостат являє собою канал з жиклером, що виходить з поплавцевої камери і закінчується розпилювачем у вхідному патрубку карбюратора, що знаходиться значно вище рівня палива в поплавцевій камері. Паливо поступає через еконостат лише при високих частотах обертання і значних відкриттях

дросельних заслінок, коли через карбюратор проходить велика кількість повітря. В деяких карбюраторах еконоустат має і повітряний жиклер.

**Обмежувач частоти обертання колінчастого валу.** Для запобігання значного зростання частоти обертання колінчастого валу, зокрема двигуна вантажного автомобіля, що може викликати пошкодження його систем і механізмів, використовують обмежувачі частоти обертання, які при досягненні заданої частоти, незалежно від положення органів управління карбюратором, прикривають дросельні заслінки, обмежуючи цим частоту обертання.

За принципом роботи обмежувачі частоти обертання діляться на пневматичні і відцентрово-вакуумні. Принцип роботи пневматичних обмежувачів полягає в тому, що на високих частотах обертання, як правило, через карбюратор проходить значна кількість паливоповітряної суміші. Потік цієї суміші тисне на дросельну заслінку спеціальної форми і закриває її, обмежуючи цим дальший ріст частоти обертання. Пневматичні обмежувачі мають такі недоліки, як нечітка робота при часткових відкриттях дросельних заслінок і складність регулювання.

На сучасних карбюраторах в основному застосовують відцентрово-вакуумні обмежувачі частоти обертання.

Схема такого обмежувача показана на рис. 5.12. Обмежувач складається з двох вузлів - датчика і виконавчого органа. Датчик включає нерухомий корпус 3 і ротор 5. В роторі радіально розміщується клапан 6, який утримується від переміщення по направляючій втулці пружиною 4. Ротор обертається з частотою, пропорційною частоті колінчастого вала двигуна. Виконавчий орган складається з корпуса 8, в якому розміщена діафрагма 9 з стержнем 12. Вісь дросельної заслінки 16 входить в виконавчий орган і закінчується планкою 13, яка одним кінцем шарнірно зв'язана з стержнем 12, а другим - з пружиною 11. При цьому пружина прагне відкрити дросельну заслінку. Другий кінець осі дросельної заслінки з допомогою вилкового з'єднання зв'язаний з важелем управління дросельними заслінками 1. При цьому відкриття дросельної заслінки здійснюється пружиною 11 при переміщенні важеля управління в бік відкриття. Якщо важіль управління 1 знаходиться в положенні повного відкриття дросельної заслінки, то це не заважає їх закриттю з боку виконавчого органу з допомогою стержня 12, якщо подолається зусилля пружини 11.

Порожнина виконавчого органу А, що знаходиться над діафрагмою, з'єднана каналом 2 через калібровані отвори 14 і 15 із змішувальною камерою до і після дросельної заслінки. В порожнині під діафрагмою тиск дорівнює атмосферному завдяки отвору 10.

Працює обмежувач таким чином. При частоті обертання нижче максимальної клапан 6 утримується пружиною 4, отвір 7 в роторі не закритий і через цей отвір тиск атмосфери, що має місце в корпусі 3 завдяки отвору 7 передається по каналу в роторі і з'єднувальному каналу в порожнину А над діафрагмою, забезпечуючи таким чином однаковий тиск з двох сторін діафрагми. При, досягненні двигуном максимальної частоти

обертання клапан під дією відцентрової сили долає зусилля пружини 4 і закриває отвір 7. В результаті тиск над діафрагмою 9 стає меншим атмосферного, діафрагма вигинається вгору і через стержень 12, долаючи зусилля пружини 11, закриває дросельну заслінку, обмежуючи тим самим ріст частоти обертання.

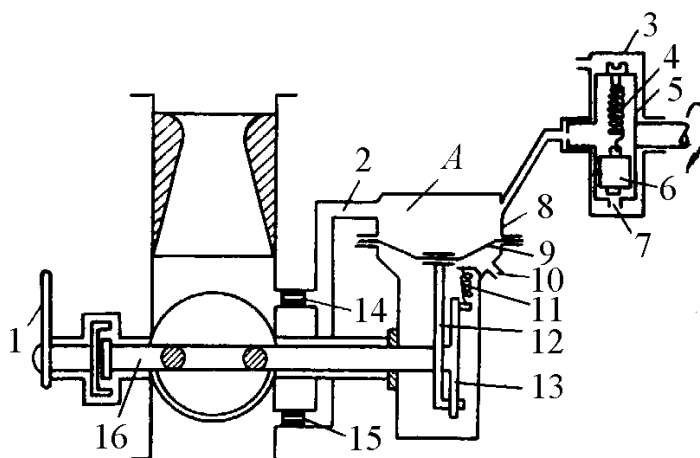


Рис. 5.12. Схема відцентрово-вакуумного обмежувача частоти обертання колінчастого валу

Відцентрово-вакуумні обмежувачі чітко працюють за будь-яких навантажень, в чому і полягає їх основна перевага в порівнянні з пневматичними.

**Пристрій примусового холостого ходу.** Призначений для зменшення втрат палива і викидів токсичних компонентів у відпрацьованих газах на режимах примусового холостого ходу (рух автомобіля під ухил, гальмування двигуном, інше). Ці режими займають значну частину часу роботи автомобіля, а відповідно і двигуна. В режимах примусового холостого ходу частота обертання колінчастого валу, яка підтримується за рахунок кінетичної енергії автомобіля, не погоджується з режимом роботи двигуна, який відповідає положенню дросельної заслінки на холостому ходу. Через це кількість суміші, що готується в карбюраторі, не відповідає частоті обертання колінчастого валу, а її склад може навіть вийти за межі займання. Виникають пропуски згоряння й збільшений вихід незгорілих вуглеводнів в атмосферу. Крім того, значно збільшуються втрати оливи, підвищуються димлення й нагароутворення. Для виключення цих небажаних в експлуатації явищ карбюратори сучасних автомобільних двигунів дообладнуються пристроями примусового холостого ходу, які або обмежують ріст розрідження у впускному трубопроводі, або повністю припиняють подачу палива в циліндр на цих режимах. Перші на режимі примусового холостого ходу перешкоджають повному закриттю дросельної заслінки доти, доки частота обертання колінчастого валу не буде відповідати цьому режимові. Другі автоматично перекривають подачу палива в систему холостого ходу.

**Коректори якості суміші.** При зміні висоти, на якій працюють автомобілі, часу року і др. змінюється якість суміші, яку виготовляє карбюратор і її кількість, яка подається в двигун. Так експерименти свідчать, що при підйманні на кожні 1000 м над рівнем моря, суміш збагачується на 5...6 %. Для запобігання цьому карбюратори двигунів, які працюють у високогірних умовах, дооснащують автоматичними коректорами складу суміші. Корекція може здійснюватися за рахунок: зменшення розрідження в дифузори; регулювання вихідного отвору головного паливного жиклера; зміни тиску в поплавцевій камері. Досвід стверджує, що доцільне також барометричне і температурне корегування складу суміші.

### **5.1.5. Балансування карбюратора**

В умовах експлуатації опір повітроочисника, через який в карбюратор надходить повітря, змінюється. Якщо в поплавцевій камері тиск дорівнює атмосферному, то це приведе до зміни перепаду тиску між поплавцевою камерою і дифузором карбюратора і таким чином зміни складу паливоповітряної суміші. Щоб цього не сталося, виконується балансування карбюратора – з'єднання каналом ізольованої від атмосфери поплавцевої камери з впускним трубопроводом після повітроочисника. В цьому випадку зміна опору повітроочисника не вплине на склад паливоповітряної суміші.

### **5.1.6. Конструктивні особливості карбюраторів**

Будова карбюраторів сучасних автомобільних двигунів відзначається складністю і різноманітністю конструктивних рішень. Карбюратори, як правило, складаються з трьох основних частин: корпусу, кришки корпусу, корпусу змішувальної камери. Сучасні карбюратори в основному є поплавцевими, багатокамерними, з вертикально падаючим потоком.

Багатокамерні карбюратори в порівнянні з однокамерними мають менший опір на впуску, забезпечують кращий розподіл свіжого заряду по циліндрах. Однак із-за нижчого розрідження в дифузорах ці карбюратори гірше розпилюють паливо, особливо при роботі двигуна на повному навантаженні при низькій частоті обертання колінчастого вала. Щоб усунути цей недолік, камери включають в роботу послідовно.

Більшість деталей карбюраторів виготовляють з кольорових сплавів, що стійкі проти корозії. Деталі корпусу, як правило, відливають під тиском з цинкових сплавів, крім корпусу змішувальної камери, який відливається з чавуну. Поплавки виготовляють з латуні, інколи з пластмаси. Жиклери, корпуси гольчатих клапанів, плунжери також виготовляють з латуні.

### **5.1.7. Допоміжне обладнання системи живлення**

**Паливні баки** виготовляють з окремих частин штампуванням з листової сталі, потім зварюють. Для збільшення жорсткості стінки баків

мають ребра; для зменшення плескання палива в баках ставлять перегородки. Паливні баки мають пристрої для заповнення та зливання палива, контролю його витрати.

**Паливопроводи.** Як паливопроводи використовують мідні, латунні, сталеві трубки з антикорозійним покриттям і гнучкі гумові шланги.

**Паливні фільтри** використовуються для очищення палива від домішок і води. Як правило, використовується група фільтрів, що включає фільтри-відстойники, фільтри тонкого очищення (після паливопідкачуючого насоса) і невеликі сітчасті фільтри на вході в карбюратор.

**Паливопідкачуючі насоси.** На автомобільних двигунах використовують переважно діафрагменні насоси з механічним приводом. Насоси мають пристрій для ручної підкачки палива.

### **5.1.8. Основні напрямки подальшого вдосконалення системи живлення карбюраторних двигунів**

До систем живлення ставлять все більш жорсткі вимоги, тому проходить їх постійне вдосконалення. Основні напрямки вдосконалення:

- зменшення кількості регулювань і забезпечення їх збереження в експлуатаційних умовах;
- зменшення опору карбюратора і нерівномірності розподілу суміші по циліндрах;
- забезпечення температурної і барометричної корекції складу суміші;
- забезпечення максимально можливого випарування палива до надходження його в циліндр;
- використання електронних систем управління складом суміші.

### **ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ**

1. Яка паливоповітряна суміш називається однорідною (гомогенною)?
2. Приведіть схему найпростішого (елементарного) карбюратора. За якими залежностями визначаються витрати палива і повітря в ньому?
3. Як розрахувати і побудувати характеристику найпростішого карбюратора? Порівняйте її з ідеальною характеристикою і проаналізуйте їх розходження.
4. Визначте призначення системи компенсації паливоповітряної суміші в карбюраторі. Які способи компенсації суміші застосовуються в карбюраторах?
5. Яке призначення мають системи збагачення суміші (економайзер та еконостат)? Проаналізуйте переваги і недоліки економайзерів з механічним та пневматичним приводами.
6. Які функції виконує прискорювальний насос? Як він працює?
7. Назвіть інші допоміжні системи і пристрої, які корегують характеристику карбюратора і роботу двигуна.
8. З якою метою і на яких двигунах переважно застосовуються багатоканальні карбюратори?

9. Вкажіть основні напрямки подальшого вдосконалення карбюраторів.

## 5.2. Системи живлення двигунів з впорскуванням бензину

Одним із шляхів поліпшення показників роботи автомобільних бензинових двигунів з іскровим запалюванням є застосування систем живлення з впорскуванням палива. Ці системи дозволяють істотно зменшити основні недоліки, притаманні карбюраторним двигунам і забезпечити значне покращання їх техніко-економічних і екологічних показників.

### 5.2.1. Переваги і недоліки систем впорскування бензину в порівнянні з карбюрацією

Аналіз показує, що для легкових автомобілів особливо малого і малого класів основним типом ДВЗ залишається чотиритактний бензиновий двигун, незважаючи на те, що частка їх у світі за останні роки знизилась з 95 до 80-82%.

Малоймовірно, що в найближчому майбутньому він поступиться своїм місцем дизелю або двотактному ДВЗ, тому що:

- у ньому оптимально поєднуються для силових агрегатів автомобілів такого класу необхідна потужність, відносно висока економічність, необхідна екологічність, компактність, мала маса та надійність;

- для їх виробництва, обслуговування, ремонту створений потужний технічний потенціал;

- у світовому балансі палива переважають бензини.

Водночас необхідно відзначити, що традиційні шляхи удосконалювання карбюраторних двигунів практично вичерпані, навіть у варіанті «Екотронік» (з електронним керуванням). Їхні показники за останні 10 років мало змінилися: літрова потужність збільшилась лише до  $N_{л} = 40$  кВт/л, запас максимального крутного моменту  $M_{e_{\max}}$  збільшився на 4-6%, мінімальна частота обертання колінчастого вала  $n_{e_{\min}}$  знизилась на 100-400

хв<sup>-1</sup>, ступінь стискання підвищена на 0,3-0,6 одиниці. Все це досягнуто при застосуванні карбюратора з електронним керуванням, багатоклапанних головок циліндрів, у тому числі і таких, що забезпечують утворення осьового вихору та ін., тобто з використанням новітніх досягнень у цій галузі.

Цим пояснюється те, що частка бензинових карбюраторних ДВЗ, вироблених європейськими країнами за останні два роки (2000-2003 рр.), знизилась до 12-13%, поступившись місцем двигунам з впорскуванням бензину.

Більшість зарубіжних фірм працюють над:

- багатоточковим електронним впорскуванням палива;
- багатосвічковим (у тому числі послідовним) запалюванням паливо-повітряної суміші;
- багатоклапанним газорозподіленням;



- зміною робочого об'єму камери згоряння (ступеня стискання ) в залежності

від режиму роботи за рахунок зміни ходу поршня та ін.

Почалася ця робота над двигунами для легкових автомобілів високого класу і швидко поширюється на легкові автомобілі інших класів. Так у Європі зараз більше 90% легкових автомобілів із двигуном  $V_d = 1,8$  л. і більше обладнані тільки системами електронного впорскування палива; більше 45% 3-х і 4-х клапанними головками; у 15% застосовується наддув та ін.

Вирішальним тут усе ж є перехід на електронне впорскування палива (бензину) і електронні керування і контроль за роботою ДВЗ.

Ідея електронного впорскування палива для автомобілебудування запозичена з авіації (30-40 р. минулого століття). Перша система впорскування була розроблена компанією «Даймлер-Бенц» для автомобіля «Мерседес Бенц-300» у 1954 р. Стримувало їхнє застосування складність систем живлення та більш високі вимоги, а відповідно і вартість обслуговування.

У середньому зараз у ДВЗ з електронними впорскуванням бензину і контролем за роботою:

- енергетичні показники на 15-20% вищі, ніж при карбюрації через менші гідравлічні втрати при впусканні (за рахунок більшого масового наповнення) і можливості забезпечити більш ефективно ніж у карбюраторних ДВЗ, використання динамічного (інерційного) наддуву та ін.;

- паливна економічність вище ніж 25% , тому що можливе застосування більших значень  $\epsilon$  без детонаційного згоряння, більш точне дозування суміші по циліндрах на всіх експлуатаційних режимах (фактичне розходження 6-7%, проти 11-17% у карбюраторних ДВЗ), таким чином забезпечується  $\alpha$ , що відповідає стехіометричному значенню;

- токсичність ВГ нижча.

Але саме головне - у цих систем є резерви для подальшого вдосконалення, що пов'язано з розвитком і впровадженням електронізації і комп'ютеризації. Так, ступінчаста електронна система запалювання з датчиком детонації дозволяє підвищити  $\epsilon$ , що забезпечує більш високу економічність особливо при часткових навантаженнях ДВЗ (автомобілі «Тойота», «Ровер Монтегіо» та ін.); електронна система впорскування з датчиком кисню на впусканні в поєднанні з антитоксичними пристроями здатна забезпечити самі жорсткі вимоги з токсичності ВГ та ін.

Недоліки, пов'язані з застосуванням сучасних систем впорскування бензину залишаються тими ж самими:

- системи конструктивно складніші й дорожчі порівняно з карбюраторними;

- експлуатація і обслуговування їх вимагають використання більш кваліфікованих кадрів, тому також дорожчі.

Частково зазначеними недоліками й пояснюється недостатнє застосування цих систем на вітчизняних автомобілях. Перспективи більш

широкого їх впровадження ґрунтуються на базі нових електронних систем впорскування й регулювання, що розробляються.

### **5.2.2. Класифікація системи впорскування**

Системи впорскування бензину можна класифікувати за рядом ознак.

#### ***За способом реалізації впорскування:***

- електронно-механічні («КЕ Джетронік»);
- механічні («К Джетронік», заводу ФЕД, м. Харків);
- електронні («L Джетронік», «Бош» і ін.);
- електронні комбіновані («Мотронік»).

#### ***За місцем впорскування:***

- впорскування у впускний колектор:
  - а) центральне, звичайно в змішувальну камеру («Моно-Джетронік»);
  - б) багатоточкове, розосереджене впорскування у зону впускних клапанів, («L-Джетронік», та інш.)
- безпосереднє впорскування в циліндр.

#### ***За способом впорскування:***

- безперервне («К-Джетронік»);
- періодичне, дискретне («Моно-Джетронік»).

#### ***За типом вузлів, що дозують паливо:***

- плунжерні насоси;
- форсунки («L Джетронік»);
- регулятори тиску («Моно Джетронік»).

#### ***За способом регулювання кількості суміші, яка подається:***

- пневматичні;
- механічні;
- електронні.

#### ***За параметрами регулювання складу суміші:***

- за кутом повороту дросельної заслінки;
- за розрідженням у впускній системі;
- за витратою повітря.

#### ***За принципом керування системою***

- програмні (найнижчий рівень автоматичних систем);
- програмно-адаптивні (це системи зі зворотним зв'язком запровадження, синтезу, обчислення інформації; самоналагоджуються в залежності від сигналу на вході («КЕ-Джетронік» та інш.);
- адаптивні (мають зворотний зв'язок інформації від багатьох датчиків, які оптимізують дозування палива, запалювання суміші, регулювання за рядом критеріїв: економічність, токсичність та інш. («L Джетронік»).

Найбільш перспективні системи впорскування- електронні, із комп'ютерним адаптивним керуванням; багатоточковою паливоподачею і ступінчастою системою запалювання.

### 5.2.3. Типи та особливості будови основних застосовуваних систем впорскування та їх елементів

Сьогодні основним світовим розробником апаратури впорскування бензину для автомобільних ДВЗ є фірма “Роберт Бош” (Германія). В порівняно невеликій кількості така апаратура виготовляється фірмами “Лукас”, “Бендікс” італійською “Спіка”, японськими “Хонда” “Мітсубісі”, “Субару”, “Тойота” та ін.

На автомобілях за основними ознаками (п.5.2.2.) застосовуються п'ять типів систем впорскування палива:

- електронна, з центральним періодичним впорскуванням палива у впускний колектор-“Моно Джетронік” (паливна частина двигунів ВАЗ-21044, ВАЗ-21214);

- механічна безпривідна, багатоточкова, з безперервним впорскуванням палива - “К-Джетронік” (BMW-318i; 320i; 323i; “Вольво” - 240GL, 240 Турбо, 740 Турбо).

- електронно-механічна, багатоточкова, з безперервним впорскуванням палива - «КЕ Джетронік» (“Мерседес-Бенц” 190E, 200E, 230E, 260E, 300E та інш.).

- електронна, багатоточкова з періодичним впорскуванням палива - “L-Джетронік” (BMW- 316i, 318i, 520i, 525; “Вольво” - 740, 760, ВАЗ-21083, 21093, 21099, 21102 ).

- комбінована електронна система впорскування палива і запалювання - «Мотронік» (ВАЗ-21044, 21214, 21083, 21093. 21099, 21102; BMW-316i, 318i, 520i, 525, 535i; “Вольво” - 740 Турбо, 760 Турбо та ін.)

### 5.2.4. Коротка характеристика найбільш оригінальних систем впорскування палива

#### “Моно-Джетронік

Ця система близька до програмної. Порівняно проста (рис.5.1).

Розподіл паливоповітряної суміші за циліндрами, як і в карбюраторному ДВЗ через впускний трубопровід

Система має 3 підсистеми:

А - впорскування палива;

Б - визначення експлуатаційного режиму роботи ДВЗ;

В - опрацювання вхідних даних та керування паливною системою.

### 5.1. Функціональний склад підсистеми

А	Б	В
1 - паливний бак	1 - пристрій для визначення витрати повітря	1. Цифровий блок керування (ЦБК)
2 - паливний насос	2 - датчик для визначення $n, \text{хв}^{-1}$	2 - свічки запалювання
3 - паливний фільтр	3 - датчик температури повітря, $t_{\text{пов}} \text{ } ^\circ\text{C}$	3 - паливний насос
4 - регулятор тиску	4 - датчик температури охолоджуючої рідини, $t_{\text{охол}} \text{ } ^\circ\text{C}$	4 – електромагніти керування зтяжкою пружини форсунки
5 - форсунка	5 - $\lambda$ зонд	

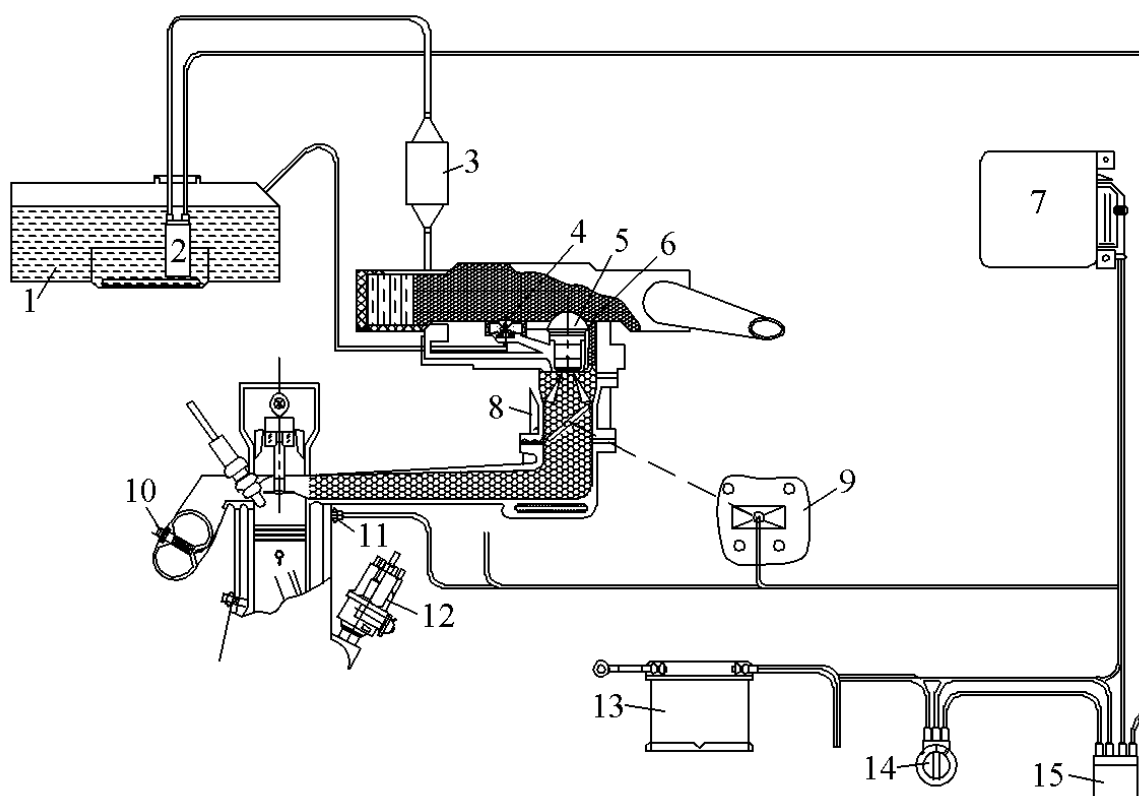


Рис. 5.1. Схема системи "Моно-Джетронік":

1-паливний бак; 2-електричний паливний насос; 3-паливний фільтр; 4-регулятор тиску в системі паливоподачі; 5-електромагнітна форсунка вприску; 6-датчик температури всмоктування повітря; 7-блок керування; 8-термоавтомат керування дросельною заслінкою; 9-датчик положення дросельної заслінки; 10-лямбда-зонд; 11-датчик температури двигуна; 12-переривач-розподілювач; 13-аккумуляторна батарея; 14-вимикач запалювання; 15-реле

## Елементи підсистем впорскування

### Підсистеми впорскування палива

1) Паливний насос - електричний, коловратного типу, з робочими органами у вигляді роликів ; приводиться в дію безперервно працюючим електродвигуном.

Насос розміщується в паливному баці або поза ним. Має систему безпеки, яка припиняє подачу палива у випадку аварії і при непрацюючому двигуні. Подає більше палива, ніж потрібно ДВЗ для того, щоб надійно працював регулятор тиску.

2) Паливний фільтр - із паперовим елементом, що фільтрує , і додатковим сітчастим корпусом для затримки частинок фільтра (рис. 5.2.). Термін експлуатації до 80000 км.

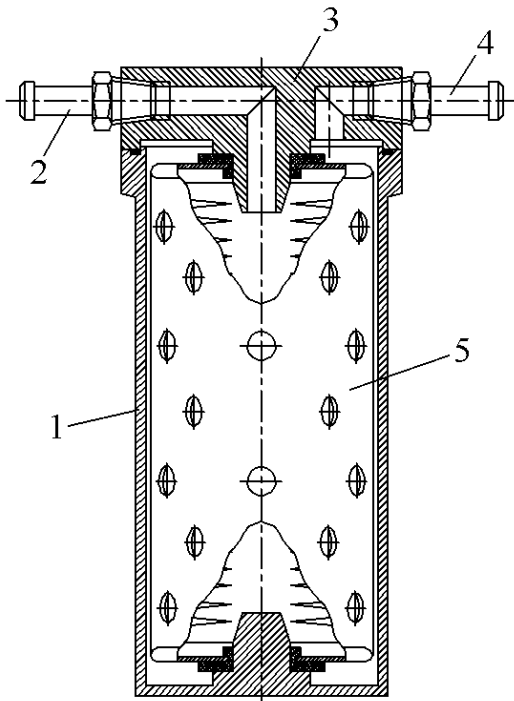


Рис. 5.2. Паливний фільтр тонкого очищення:  
1- корпус фільтра; 2, 4 - штуцери;  
3 - кришка фільтра;  
5 - фільтруючий елемент

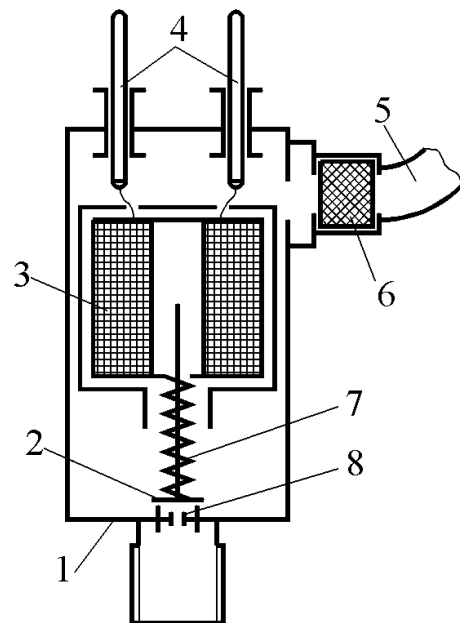


Рис. 5.3. Схема форсунки:  
1-корпус форсунки; 2-клапан;  
3 - електромагніт; 4 - електричні контакти;  
5 - шланг; 6 - фільтр; 7 - пружина клапана;  
8 - сідло клапана

3) Регулятор тиску - підтримує постійний тиск (0,25 або 0,3 МПа) на форсунках незалежно від режиму роботи ДВЗ. Тиск підтримується мембраною, на яку діє пружина. Надлишки палива зливаються в бак через зворотний клапан.

4) Форсунка - закритого типу з підпружиненим кульковим клапаном і 6-и отворами для розпилювання (рис.5.3). Відчиняється клапан під дією тиску палива в системі. Початок відкриття регулюється електромагнітом, що зменшує тиск пружини на клапан.

### **Підсистеми визначення експлуатаційного режиму роботи ДВЗ**

1) Датчик (потенціометр) положення дросельної заслінки дає головний сигнал, що визначає навантаження ДВЗ. За ним визначається (розраховується) величина циклової подачі палива. Крім того, фіксуються крайні положення заслінки, що визначають збагачення суміші на холостому ході і на режимі повної потужності.

2) Датчик частоти обертання колінчастого вала (від розподільника - переривача). Інформація використовується для підтримання  $n_{x.x_{\max}}$  і  $n_{\min}$ .

3) Датчик температури ДВЗ (охладної рідини) - для корекції кількості палива, яке подається.

4) Датчик температури повітря, що надходить у впускний трубопровід для уточнення дійсної маси повітря, що надходить у циліндр і уточнення циклової подачі палива

5)  $\lambda$ -зонд - для контролю кількості кисню у ВГ.

6) Схема, що вимірює напругу в бортовій мережі, для коригування часу відкриття клапана форсунки.

### **Елементи підсистеми опрацювання даних та керування системою впорскування палива**

1) Цифровий блок керування (ЦБК). Сигнали до нього надходять на вхід аналого-цифрових перетворювачів, на яких вони змінюються в цифрові коди, з якими працює мікропроцесор. ЦБК - для різних ДВЗ не взаємозамінюємий.

2) Паливний насос.

3) Електромагніт управління роботою форсунки.

4) Свічки системи запалювання.

### **Функціонування системи на різних режимах роботи двигуна**

Пуск холодного двигуна. Тривалість впорскування палива – найбільша для компенсації втрат палива через конденсацію на стінках впускного трубопроводу.

Робота двигуна після пуску. Зберігається збагачення суміші, хоча і менше ніж при пускові.

Прогрівання двигуна. Початкова ступінь збагачення суміші залежить від температури двигуна. По мірі прогрівання його збагачення зменшується. Термоавтомат керування дросельною заслінкою 8 (рис. 5.1.) враховує

підвищений опір тертю в холодному двигуні, який при низькій температурі збільшує кут відкриття заслінки, а датчик її положення 9 передає сигнал в ЦБК, від якого залежить час її відкриття, а відповідно і ступінь збагачення суміші.

Холостий хід – підтримується відповідною системою, яка забезпечує низький рівень токсичних речовин у ВТ при мінімальній витраті палива.

Часткове навантаження – на цьому режимі готується суміш стехіометричного складу.

Повне навантаження. У відповідності з сигналом датчика, що визначає положення дросельної заслінки, готується збагачена суміш.

Розгін. Суміш збагачується в залежності від швидкості переміщення дросельної заслінки і температури двигуна.

### “L – Джетронік”

Електронно-управляема система з періодичним багатоточковим впорскуванням палива у впускний трубопровід в район впускних клапанів (рис. 5.4). Близька до адаптивної.

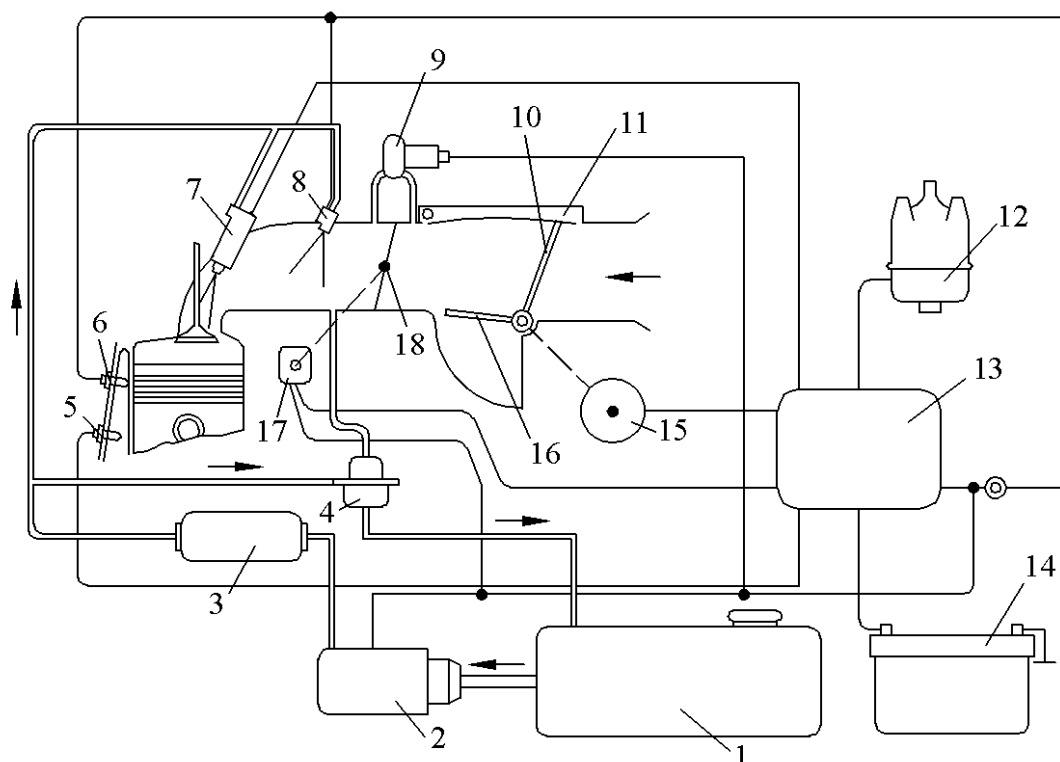


Рис. 5.4. Схема системи "L-Джетронік":

1-паливний бак; 2-електронасос; 3-фільтр; 4-редуційний клапан; 5-датчик температури охолоджуючої рідини; 6-тепловий вимикач форсунки; 7-основні електромагнітні форсунки; 8-пускова форсунка; 9-перепускний пристрій пуску холодного двигуна; 10-демпфер; 11-байпасний канал; 12-преривач запалювання; 13-електронний блок керування; 14-аккумуляторна батарея; 15-потенціометр витратомірювача повітря; 16-пластина-датчик

витратомірювача повітря; 17-датчик положення дросельної заслінки; 18-дросельна заслінка

Підсистеми ті ж самі, що й у системі «Моно-Джетронік»

***Нові елементи.***

- 1) Розподільний трубопровід;
- 2) Індивідуальні за циліндрами форсунки 7 ;
- 3) Демпфер коливань тиску у розподільному трубопроводі 4;
- 4) Байпасний канал додаткового повітря 11.
- 5) Пускова форсунка 8.

***Модернізовані елементи.***

- 1) Регулятор тиску - мембранний перепускний регулятор, що перепускає надлишки палива, 4;
- 2) Форсунки електромагнітні 7, голчасті, час відкриття 1-1,5 мс; встановлюються під визначеним кутом і на визначеній відстані від впускного клапана;
- 3) ЦБК - має більшу кількість датчиків інформації і здійснює зворотний зв'язок з елементами керування 13.
- 4) Витратомір повітря - базується на тиску повітря на напірну підпружену заслінку 16. Прохідний перетин змінюється за логарифмічним законом, що збільшує точність виміру при малих витратах.

**Комбінована система “Мотронік”**

Система представляє собою комплекс, що складається з апаратури впорскування палива “L-Джетронік” і електронної цифрової системи запалювання (рис.5.5).

У систему запалювання входять: котушка запалювання, високовольтний розподільювач і свічки. Високовольтний розподільювач виконує тільки функції розподілення високого напруги за свічками двигуна, що дозволяє значно зменшити його висоту у порівнянні зі звичайними переривачами-розподільниками. Кут випередження запалювання встановлюється за тривалістю імпульсу, який формується під час проходження феромагнітного додаткового зуба на маховику мимо індукційного датчика. У момент завершення імпульсу спрацьовує електронний ключ, що управляє роботою котушки запалювання. Зміна кута випередження запалювання при зміні частоти обертання двигуна здійснюється зміною тривалості імпульсу, а при зміні навантаження за зміною імпульсів, що передаються на форсунки. Синхронізація подачі імпульсів на форсунки відбувається за допомогою рахівника ЦБК.

Для синхронізації впорскування палива в апаратурі “Мотронік” використовується той же імпульс, який знімається з датчика позначки початку відліку, що і для системи запалювання.



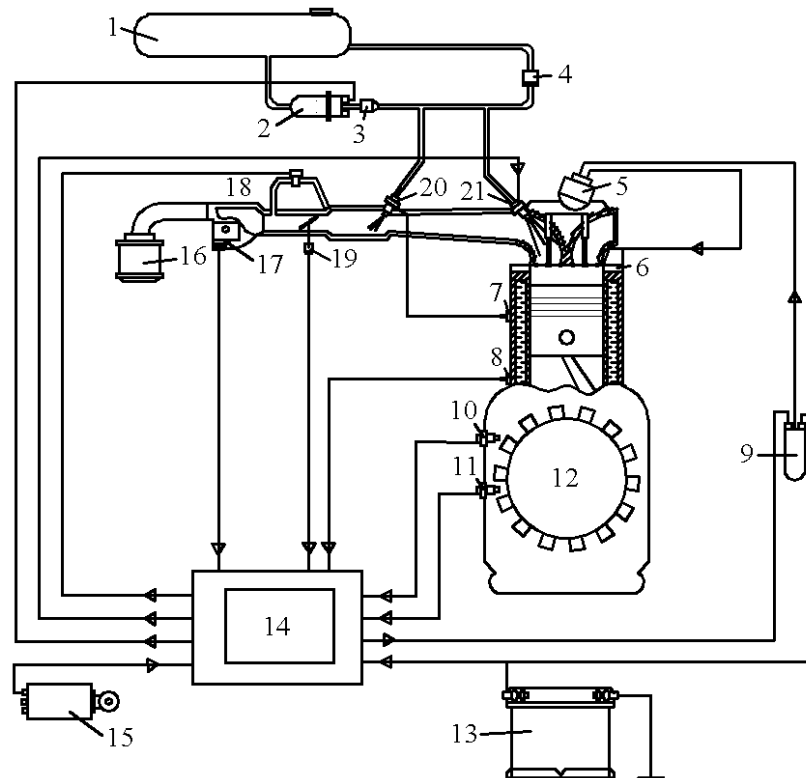


Рис. 5.5. Схема системи "Моноотронік":

1-паливний бак; 2-паливний насос; 3-паливний фільтр; 4-регулятор тиску; 5-розподільювач запалювання; 6-свічка запалювання; 7-теплове реле часу; 8-датчик  $t_d$ ; 9- котушка запалювання; 10-датчик  $n$ ; 11-датчик кутових імпульсів; 12-зубчатий сектор маховика; 13-акумуляторна батарея; 14-ЦБК; 15-вимикач запалювання; 16-повітряний фільтр; 17-вимірювач кількості повітря; 18-регулятор холостого ходу; 19-вимикач дросельної заслінки; 20-пускова форсунка; 21-робочі форсунки

Об'єднаний електронний ЦБК формує вихідні сигнали як для керування роботою електромагнітних форсунок, так і системою запалювання.

### 5.2.5. Перспективи подальшого розвитку систем впорскування

1. Збільшення адаптивності систем (кількості адаптивних зв'язків)
2. Підвищення експлуатаційної надійності їх роботи .
3. Автоматичне резервування вузлів при виході їх з ладу, або автоматичний перехід на роботу за фіксованими осередненими значеннями параметрів при виході з ладу того чи іншого датчика.

4. Зниження вартості виготовлення й експлуатації; для цього спрощення конструкції і зменшення маси деталей.

### ЗАВДАННЯ І ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Перелічіть переваги і зазначте недоліки систем впорскування легкого палива в порівнянні з карбюрацією.
2. Розкажіть про можливості підвищення техніко-економічних і екологічних показників роботи ДВЗ, які відкриває застосування систем впорскування легкого палива.
3. Перелічіть типи систем впорскування легкого палива.
4. Охарактеризуйте головні типи систем впорскування, застосовуваних на автомобілях.
5. Наведіть схему системи «Моно-Джетронік».
6. Наведіть схему систем «L-Джетронік».
7. Опишіть призначення, особливості і характеристики роботи головних елементів підсистем впорскування палива в цих системах.
8. Визначте перспективні напрямки подальшого удосконалювання систем впорскування палива.

### **5.3. Системи живлення дизелів паливом**

На процеси сумішоутворення і згоряння в дизелі відводиться час, майже на порядок менший у порівнянні з карбюраторним двигуном. Тому ефективність робочого циклу, а звідси і показники дизеля в значній мірі залежать від того, як (за якою характеристикою й під яким тиском) і коли подається в циліндр паливо, як воно розпилюється і розподіляється по камері згоряння, тобто від роботи системи живлення дизелів паливом або паливної системи, до якої ставляться жорсткі вимоги.

#### **5.3.1. Призначення й будова паливних систем**

Паливна система дизеля призначається для виконання таких функцій: збереження запасу палива, очистки його від води й домішок, дозування палива згідно з режимом роботи двигуна й подача циклової порції палива за встановленою характеристикою в циліндри згідно з порядком їх роботи й фазами впорскування, розподілення палива по камері згоряння, забезпечення необхідних динамічних якостей двигуна, особливо на перехідних режимах роботи.

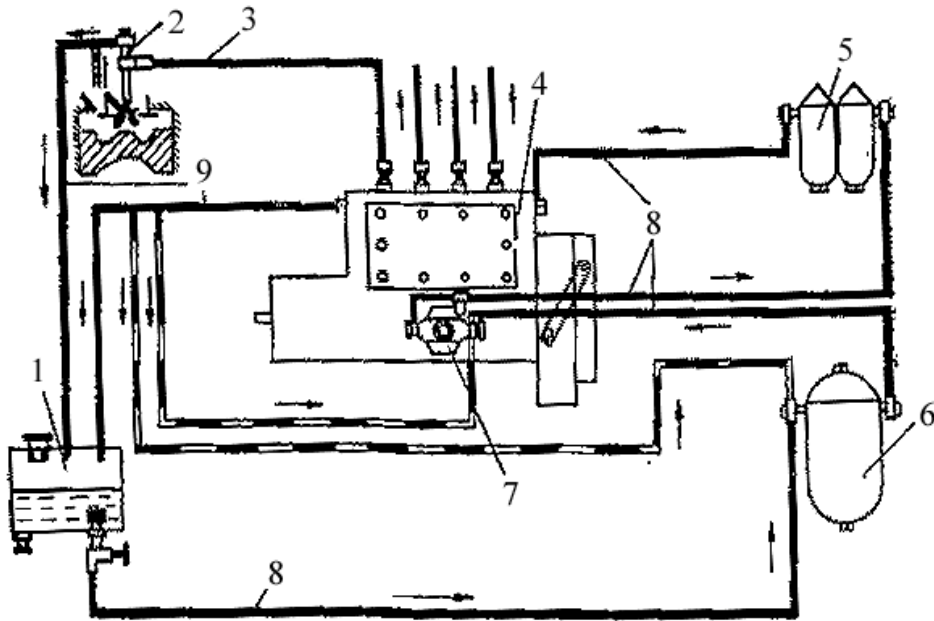


Рис. 5.18. Схема системи живлення дизелів паливом розділеного типу

Найбільш застосовуєма паливна система дизелів розділеного типу складається з таких основних елементів (рис. 5.18): паливного насоса високого тиску (ПНВТ) 4; паливопроводу високого тиску 3; форсунки 2 і допоміжних агрегатів: паливного бака (баків) 1, фільтрів грубої 6 та тонкої 5 очистки палива, паливопідкачувального насоса 7, перепускних та редуційних клапанів, паливопроводів системи низького тиску 8, зливних паливопроводів 9, манометра, крана.

Паливна система дизелів працює так. Паливо поступає в систему низького тиску з бака 1 через фільтр грубої очистки 6 за допомогою паливопідкачувального насоса 7 й подається через фільтр тонкої очистки 5 в над-плунжерний простір паливного насоса високого тиску 4. Редуційні та перепускні клапани підтримують в цій лінії встановлений тиск, відводячи надлишки палива у бак. Тиск в паливній системі низького тиску звичайно контролюється манометром. Паливний насос високого тиску подає по паливопроводу 3 відміряну згідно з режимом роботи двигуна порцію палива через форсунку 2 в камеру згорання. Паливо, що просочилося крізь зазори у насосі й форсунках, відводиться по зливним паливопроводам 9 у бак.

### 5.3.2. Класифікація паливних систем дизелів

Паливні системи дизелів можна класифікувати за багатьма ознаками. Тому загальна класифікація досить складна. На рисунку 5.19. наведена класифікація, в основу якої покладені конструктивні особливості, які обумовлені способами подачі і розпилювання палива.

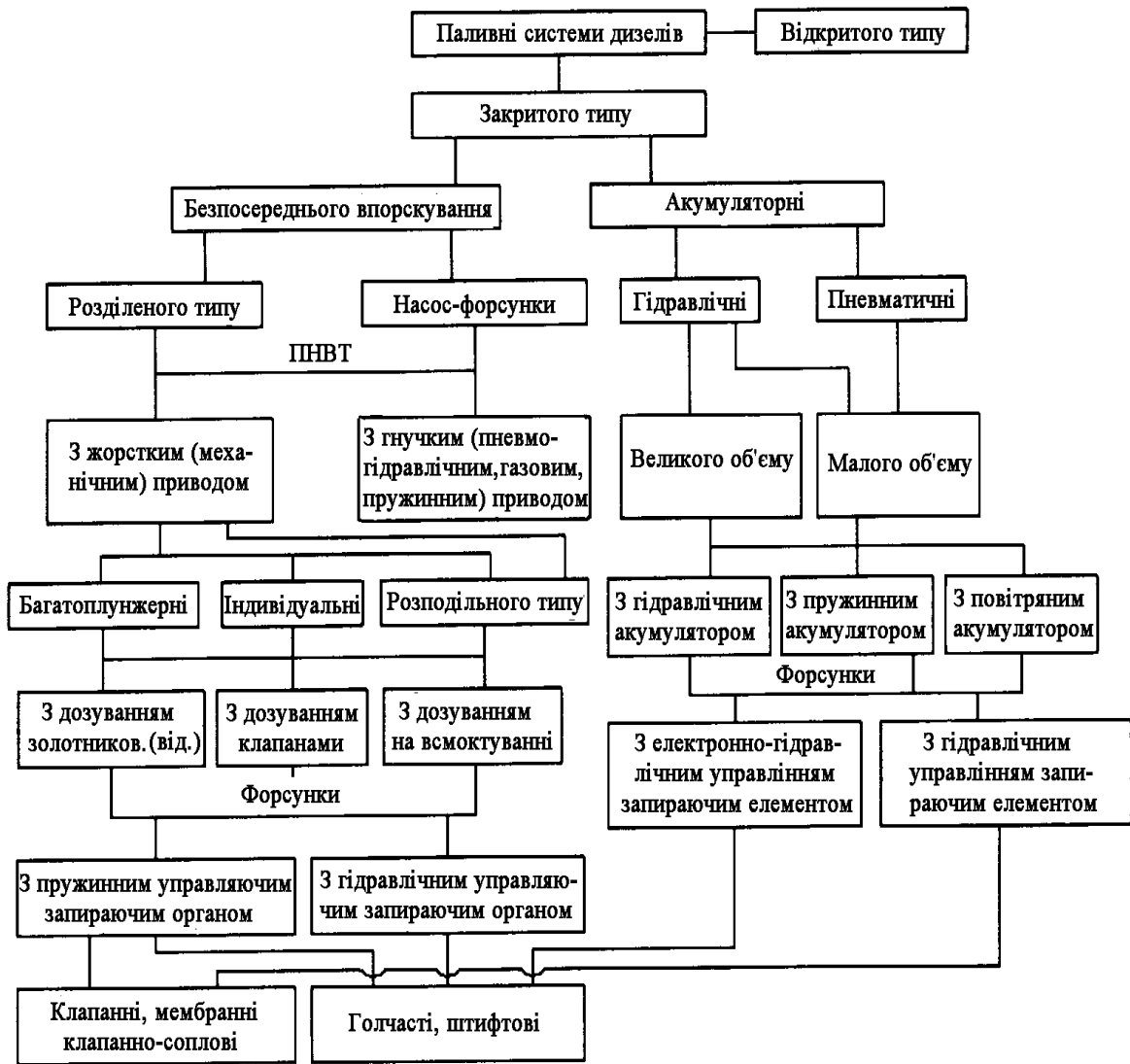


Рис. 5.19. Класифікація паливних систем дизелів

В автомобільних дизелях переважно застосуються паливні системи закритого типу, безпосереднього впорскування розділеного типу, з дозуванням палива відсічкою, з гідравлічним управлінням запираючим органом, з гольчастими або штифтовими розпилювачами, які краще реалізують перелічені раніше вимоги. Їм у цьому розділі і буде приділена основна увага. В останні часи у зв'язку з необхідністю забезпечення тиску впорскування на рівні 100-150 МПа при найкоротшій тривалості, широким застосуванням електроніки на транспортних засобах знов увага звернена на насос-форсунки, індивідуальні насоси та на акумуляторні паливні системи.

### 5.3.3. Будова і дія основних агрегатів паливних систем

#### Паливні системи безпосереднього впорскування розділеного типу

Паливні насоси високого тиску в цих системах поділяються на багатоплунжерні (багатосекційні), у яких на кожний циліндр дизеля працює

окрема секція насоса, розподільного типу (одно- та двоплунжерні), у яких на ряд циліндрів (до чотирьох) працює одна секція насоса, та індивідуальні.

**Багатоплунжерні паливні насоси** знайшли більш широке

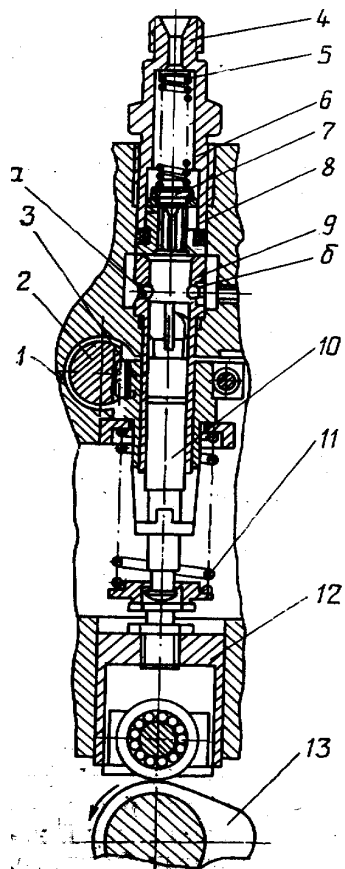


Рис. 5.20. Конструкція секції паливного насоса високого тиску

застосування на автомобільних дизелях тому, що вони забезпечують отримання необхідних параметрів впорскування при різних режимах роботи двигуна завдяки нескладному регулюванню достатньо простою конструкцією; технологічні у виготовленні, що дозволяє забезпечити їх високу якість при багатосерійному та масовому виробництві; надійні в експлуатації.

Ці насоси являють собою окремих агрегат переважно з автономною або об'єднаною з ДВЗ системою змащення, в корпусі (і на корпусі) якого розміщуються кулачковий вал, насосні секції, механізм керування ними, регулятор частоти обертання колінчастого вала дизеля, паливopідкачувальний насос, який приводиться у дію від кулачкового вала ПНВТ.

Основним елементом паливного насоса є насосна секція, яка складається із таких вузлів і деталей (рис. 5.20): приводу плунжера (кулачка 13, штовхача 12 й пружини плунжера 11), плунжерної пари (плунжера 10, втулки плунжера 9), вузла нагнітального клапана (сідла клапана 8, клапана 7, пружини клапана 6, упора 5), штуцера 4, а також деталей, за допомогою яких плунжер обертається навколо осі для регулювання циклової подачі (зубчастий сектор 6 та рейка 2).

Всі ці деталі розміщені й змонтовані у корпусі насоса 1, який має канали й отвори *a*, *b* для підведення й відведення палива.

Робота секції паливного насоса з золотниковим дозуванням палива (відсічкою) протікає так (рис. 5.21). При переміщенні плунжера 1 вниз (рис. 5.21, *a*) надплунжерний об'єм  $V_H$  у втулці плунжера 2 заповнюється паливом через наповнюючий отвір 3. Зворотний рух плунжера відбувається при набіганні виступа кулачка на ролик штовхача (рис. 5.21, деталі 13 і 12). Під час нагнітаючого руху плунжера (рис. 5.21, *б*) відбувається підвищення тиску палива в надплунжерному об'ємі  $V_H$  і витиснення частини палива назад через наповнюючий отвір 3. Після перекриття плунжером (рис. 5.21, *в*) наповнюючого отвору 3 тиск в надплунжерному об'ємі різко підвищується, внаслідок чого клапан 4 підіймається й пропускає паливо по нагнітальному паливопроводу до форсунки. Починається активний хід плунжера, протягом якого встановлена циклова подача палива витискується в нагнітальний паливопровід, звідти поступає до форсунки і впрыскується у камеру згоряння. Коли відсічна кромка плунжера 6 починає відкривати відсічний

отвір втулки 5 (рис. 5.21, *г*), подача палива закінчується; паливо з нагнітальної магістралі починає витікати у відсічний отвір 5; тиск над плунжером різко знижується; нагнітальний клапан сідає на сідло, і впорскування у камеру згоряння дизеля припиняється.

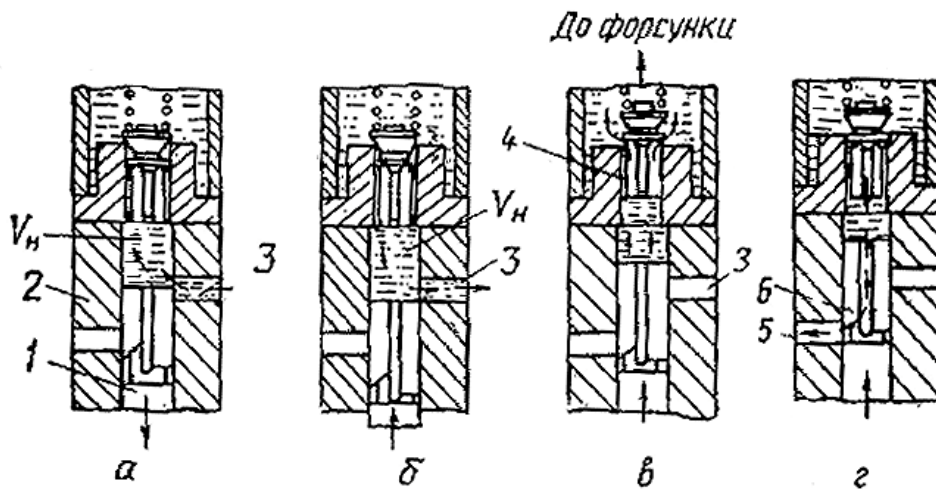


Рис. 5.21. Схема роботи секції паливного насоса високого тиску

Нагнітальний клапан 1 (рис. 5.22, *а*) покращує процес подачі палива, виконуючи такі функції: роз'єднує систему високого тиску, яка містить об'єми штуцера клапана, паливопроводу високого тиску і форсунки, з надплунжерним об'ємом і підвищує тим самим стабільність значень циклової подачі палива; розвантажує паливопровід високого тиску від залишкового надмірного тиску завдяки розвантажувальному пояску 2 для чіткого завершення

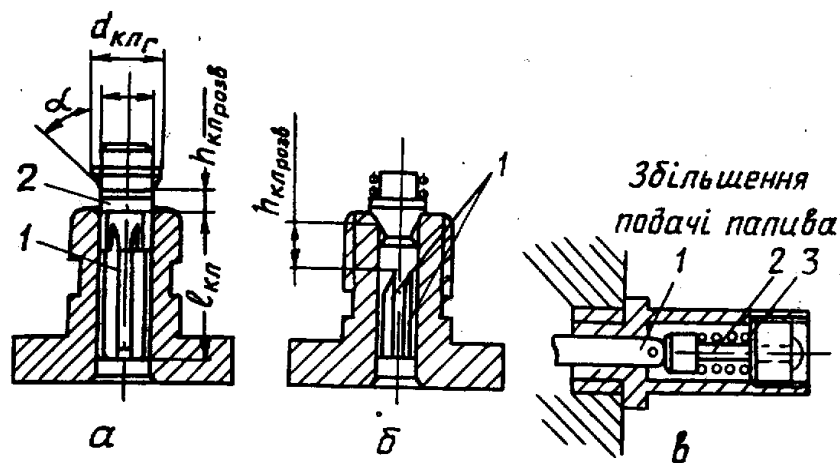


Рис. 5.22. Нагнітальний клапан (*а*), нагнітальний клапан-коректор (*б*) та коректуючий пристрій ПНБТ

процесу впорскування палива з форсунок, після закінчення

впорскування підтримує в паливопроводі високого тиску встановлений залишковий тиск  $p_{зал}$  для забезпечення циклової стабільності подачі палива Розвантажувальний об'єм,  $\text{мм}^3$  (рис. 5.22 а)

$$V_{розв} = \frac{\pi d_{кл}^2}{4} h_{кл,розв} \quad (5.9)$$

Окремі фази витиснення палива, нагнітання й відсічки можуть відбуватися одночасно або послідовно одна за одною в залежності від конструкції та способу регулювання роботи насосної секції. Плунжер насосної секції нагнітає паливо й керує закриттям і відкриттям наповнюючого й відсічного отворів втулки, тобто виконує роль золотника. Тому паливні насоси з такою плунжерною парою називають золотниковими.

Об'ємна циклова подача палива ( $V_{\Pi}$ ,  $\text{см}^3/\text{цикл}$ ) регулюється поворотом плунжера навколо осі, при цьому змінюється положення відсічної кромки 1 відносно відсічного отвору втулки 2 (рис. 5.20). Моменти закінчення перекриття торцевою кромкою плунжера наповнюючого отвору і початку відкриття відсічною кромкою відсічного отвору втулки плунжера відповідно називаються **геометричним початком і кінцем подачі палива**.

Хід плунжера між геометричними початком і кінцем подачі палива називається **геометричним активним ходом плунжера**  $h_{\Pi}^a$ , а хід плунжера між двома послідовними змінами напрямків його руху називається **ходом (або повним ходом) плунжера**  $h_{\Pi}$ .

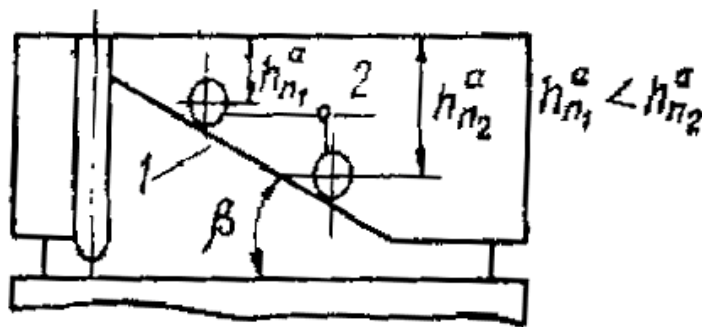


Рис. 5.23. Розгортка поверхні плунжера паливного насоса високого тиску

Геометрична об'ємна циклова подача палива насосною секцією,  $\text{мм}^3/\text{цикл}$ ,

$$V_{\Pi}^{\Gamma} = f_{\Pi} h_{\Pi}^a, \quad (5.10)$$

де  $f_{\Pi}$  - площа поперечного перерізу плунжера,  $\text{мм}^2$ .

Дійсна циклова подача палива відрізняється від теоретичної у зв'язку з наявністю втрат під час впорскування і стиснення палива, недостатньою жорсткістю привода, інше:

$$V_{\text{ц}} = V_{\text{ц}}^{\Gamma} \eta_{\text{н}} = f_{\text{п}} h_{\text{п}}^{\text{а}} \eta_{\text{н}}. \quad (5.11)$$

$\eta_{\text{н}}$  - коефіцієнт подачі насоса; враховує, головним чином, гідравлічні втрати при стискуванні палива в надплунжерному просторі,  $\eta_{\text{н}} = 0,75 - 0,90$  [1].

Як свідчить вираз (5.23), циклову подачу палива можна змінювати, якщо змінювати геометричний активний хід плунжера за рахунок переміщення рейки насоса  $h_{\text{р}}$  (рис. 5.20, деталь 2). Очевидно, що циклова подача палива буде також змінюватися в залежності від частоти обертання кулачкового вала насоса. Ці залежності

$$V_{\text{ц}} = f(h_{\text{р}}), \quad n_{\text{кул.в}} = \text{const}; \quad V_{\text{ц}} = f(n_{\text{кул.в}}), \quad h_{\text{р}} = \text{const}$$

називаються **характеристиками подачі паливного насоса**.

Як вже відмічалось в розділі «Режими роботи і характеристики автомобільних двигунів», ці характеристики значно впливають на характеристики дизеля. Характеристики системи живлення дизелів паливом визначаються при спільній роботі насоса і форсунки (рис. 5.24).

Аналіз свідчить, що вид залежностей  $V_{\text{ц}} = f(h_{\text{р}})$  (рис. 5.24, а, крива 1) при збільшенні  $n_{\text{кул.в}}$  визначається переважно дією двох факторів: зменшенням втрат через зазор плунжер - втулка і посиленням дроселювання палива в наповнюючому отворі втулки. При постановці на дизель паливної системи з такою характеристикою крива крутного моменту двигуна в залежності від частоти обертання колінчастого вала  $n$  буде змінюватися надто плавно, через це запас крутного моменту двигуна ( $M$ ), а відповідно і коефіцієнт пристосованості, будуть мати занадто малі значення, і стійкість роботи двигуна



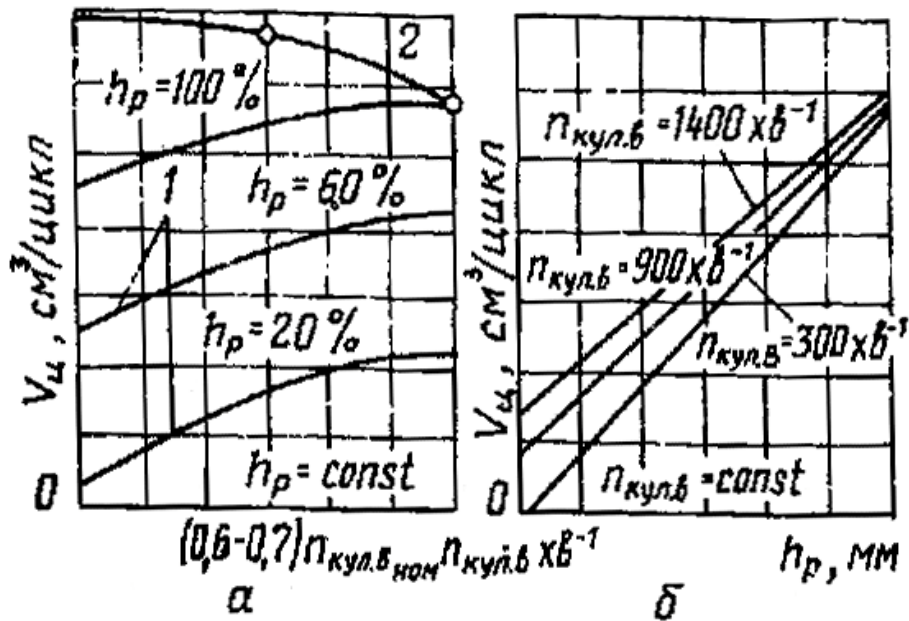


Рис. 5.12. Характеристики подачі паливного насоса

буде незадовільною. Для її поліпшення необхідно збільшити запас крутного моменту за рахунок якісної зміни характеру залежності  $V_{ц} = f(h_p)$  а саме: щоб циклова подача палива збільшувалась при зниженні  $n_{кул.в}$ . Це досягається застосуванням нагнітальних клапанів-коректорів або спеціальних корегуючих пристроїв.

*Нагнітальний клапан-коректор* (рис. 5.24, б), крім функцій нагнітального клапана, додатково за допомогою дроселюючих каналів 1 виконує функцію коректування швидкісної характеристики подачі палива за рахунок збільшення  $V_{ц}$  при зменшенні частоти обертання кулачкового вала ПНВТ. Корегуюча дія забезпечується за рахунок зміни швидкісного напору палива. Чим вище частота обертання кулачкового вала насоса, тим більші швидкість і дроселювання палива в каналах клапана і тим вище він підіймається над сідлом під час впорскування, тим більше буде розвантажування паливопроводу високого тиску після посадки клапана на сідло після закінчення впорскування і відповідно менша наступна циклова подача палива при незмінному положенні рейки насоса.

Конструкції нагнітальних клапанів і нагнітальних клапанів-коректорів значно різняться. На рис. 5.22, а, б показані клапани грибоквого типу.

*Корегуючий пристрій* (рис. 5.22, в) виконує функції рухомого підпруженого упора рейки паливного насоса. В залежності від частоти обертання кулачкового вала насоса змінюється зусилля, з яким регулятор діє на рейку 1 і на упор 2. Після того як зусилля перевищить встановлене для пружини 3 упору 2 значення, вона стискується, і упор переміщується в напрямку збільшення циклової подачі. Циклова подача палива залежить від положення упора.

Скоректована швидкісна характеристика подачі палива наведена на рис. 5.24, *a* (крива 2).

Підкреслимо, що описане коректування швидкісної характеристики, як правило, супроводиться підвищенням тиску впорскування при малих частотах обертання вала, що поліпшує розпилення палива на часткових режимах роботи, режимах холостого ходу і при запусканні двигуна.

Поряд з відміченими перевагами, багатоплунжерні насоси мають і недоліки. Вони не забезпечують однакою по циліндрам двигуна й незмінну в експлуатації циклову подачу палива і кут випередження впорскування його внаслідок виробничих хиб і неоднакового спрацювання прецизійних деталей (плунжерних пар, нагнітальних клапанів); недостатньо компактні і мають відносно велику масу; мають високу собівартість (багато прецизійних деталей).

**Розподільні паливні насоси** дозволяють усунути деякі вади, які властиві багатоплунжерним насосам. Перш за все, у зв'язку з тим, що у цих насосів одна плунжерна пара працює на декілька циліндрів, усуваються нерівномірність циклової подачі по циліндрах, неоднаковість початку впорскування та неідентичність впливу спрацювання насосної секції під час експлуатації. Крім того, насоси розподільного типу більш компактні, мають меншу масу, при організації серійного або масового виробництва повинні мати меншу собівартість. Разом з тим досвід експлуатації розподільних насосів серії НД на тракторних двигунах виявив у них ряд недоліків, пов'язаних з підвищеною циклічністю (більшим числом ходів плунжера), складністю організації через це якісного наповнення паливом надплунжерного простору, підвищеним спрацюванням, меншою надійністю й тривалістю роботи. Ці недоліки стримують застосування насосів розподільного типу на автомобільних дизелях.

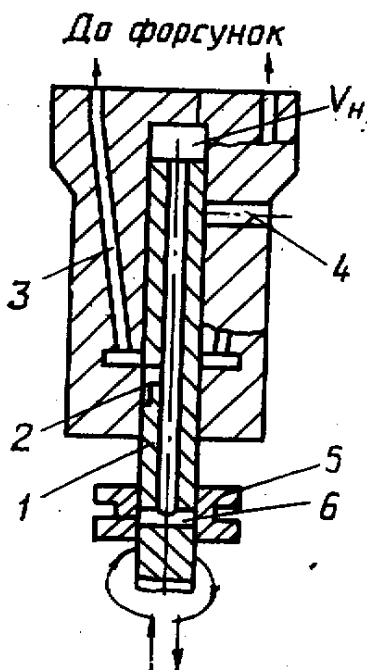


Рис. 5.25. Секція паливного насоса розподільного типу

Особливості організації робочого процесу в розподільних паливних насосах пов'язані з тим, що в процесі подачі палива плунжер 1, як правило, виконує і функцію розподільника палива по циліндрам (канали 2, 3) (рис. 5.25). Для цього він здійснює два рухи: зворотно-поступальний і обертальний. Зміна циклової подачі палива досягається переміщенням дозатора (муфти) 5 вздовж плунжера. Внаслідок цього змінюється момент початку відкриття верхньою крайкою дозатора відсічного отвору 6 на плунжері. Насос має постійний геометричний початок, пов'язаний з моментом перекриття плунжером

впускного отвору 4 і перемінний геометричний кінець подачі палива, пов'язаний з початком відкриття дозатором 5 відсічного отвору 6.

Індивідуальні паливні насоси являють собою подальший розвиток блочних конструкцій ПНВТ, особливо з електронним керуванням.

Виробництво індивідуальних ПНВТ з електронним клапаном для встановлення необхідної  $V_{ц}$  організували фірми “Р. Бош”, “Лукас” та інші. Ці насоси не мають відсічних кромок на плунжері, рейок для обертання плунжера, регуляторів частоти обертання, а зміна  $V_{ц}$  забезпечується електронним клапаном. Дуже важливою їх перевагою в порівнянні з блочними конструкціями ПНВТ є те, що вони дозволяють застосовувати короткі нагнітальні паливопроводи, що відкрило можливість для забезпечення  $P_{впр \text{ макс}}$  на рівні 120-150 МПа. Насоси приводяться в дію від розподільного валу, розміщуються поблизу свого циліндра і працюють з форсунками з гідравлічним запираючим органом, що спрощує конструкцію головок циліндрів і їх обслуговування.

Насос-форсунки як з механічним, так і гідравлічним приводом плунжера в останні роки знову привернули до себе увагу конструкторів і виробників. Їх виготовляють для автомобільних дизелів фірми “Фольксваген”, “Катерпілер”, MAN, “Детройт” “Дизель Алісон” та інші. Це пояснюється, в першу чергу, тим, що вони забезпечують інтенсифікацію впорскування  $P_{впр} > 200$  МПа, різке завершення паливоподачі, скорочення тривалості впорскування,  $\Delta\phi_{впр}$  завдяки відсутності нагнітального паливопроводу, нагнітального клапана та застосування електронного управління клапанами паливоподачі (рис. 5.26).

До широкого застосування електронних систем керування на автомобілях використання насос-форсунок стримувалось складністю їх компоновки у головці циліндрів та розміщенням їх приводу.

Принципово нова паливна система з насос-форсункою з гідравлічним приводом плунжера розроблена фірмами “Катерпілер” та “Перкінс” під назвою “ХЬЮІ” (Hydranlic Electronic Unit Ingection, рис. 5.27).

Її особливість – наявність масляного акумулятора, з якого масло під тиском 4...25 МПа подається в порожнину насос-форсунки з плунжером-мультиплікатором. Управління подачею масла здійснюється клапаном з електромагнітним приводом. Плунжер мультиплікатора приводить в рух плунжер насос-форсунки. Завдяки такій схемі тиск впорскування палива досягає 150 МПа і більше. Насос-форсунки з гідравлічним приводом в порівнянні з механічним конструктивно складніші, дорожчі, мають обмеженість по швидкодії, тому менш перспективні.

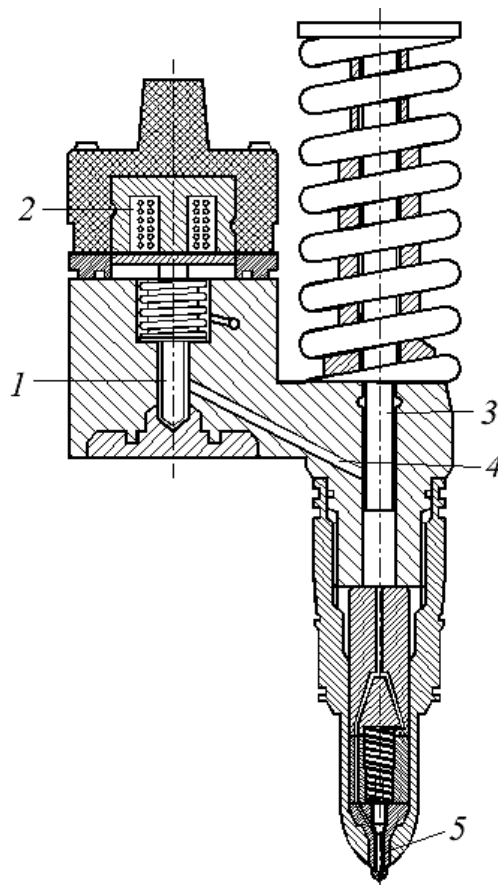


Рис. 5.26. Насос-форсунка фірми “Детройт дизель Алісон”:

- 1 – клапан; 2 – електромагніт; 3 – плунжер;  
4 – канал керування подачею палива; 5 - розпилювач

**Паливопровід високого тиску.** Паливопровід високого тиску повинен забезпечувати передачу енергії у вигляді хвиль тиску і швидкості руху палива від насоса до форсунки з найменшими втратами. Паливопровід значно, впливає на характеристику впорскування і запізнення впорскування (за часом або кутом повороту колінчастого вала). Тому у швидкісних автомобільних дизелях прагнуть вживати короткі паливопроводи високого тиску однакової довжини. Звичайно їх довжина не перевищує  $l_{\text{П}} = 1,5$  м, а внутрішній діаметр  $d_{\text{П.В}} = 2,5$  мм. Двигун комплектується паливопроводами однієї довжини і внутрішнього діаметра. Це сприяє забезпеченню рівномірності циклової подачі палива по циліндрам.

**Форсунки.** Форсунки призначені для впорскування палива у камеру згоряння двигуна. При цьому вони повинні забезпечувати: необхідну якість розпилювання палива; утворення в камері згоряння факелів розпиленого палива потрібної форми й у потрібній кількості; разом з паливним насосом високого тиску встановлені фази і характеристики паливоподачі.

Крім того, форсунки повинні мати мінімальні розміри й масу деталей, які рухаються, високу надійність в експлуатації і низьку собівартість. Вимоги до габаритних розмірів продиктовані обмеженістю простору для розміщення

форсунки в головці циліндрів, а до маси частин - забезпеченням швидкодії та надійності при роботі.

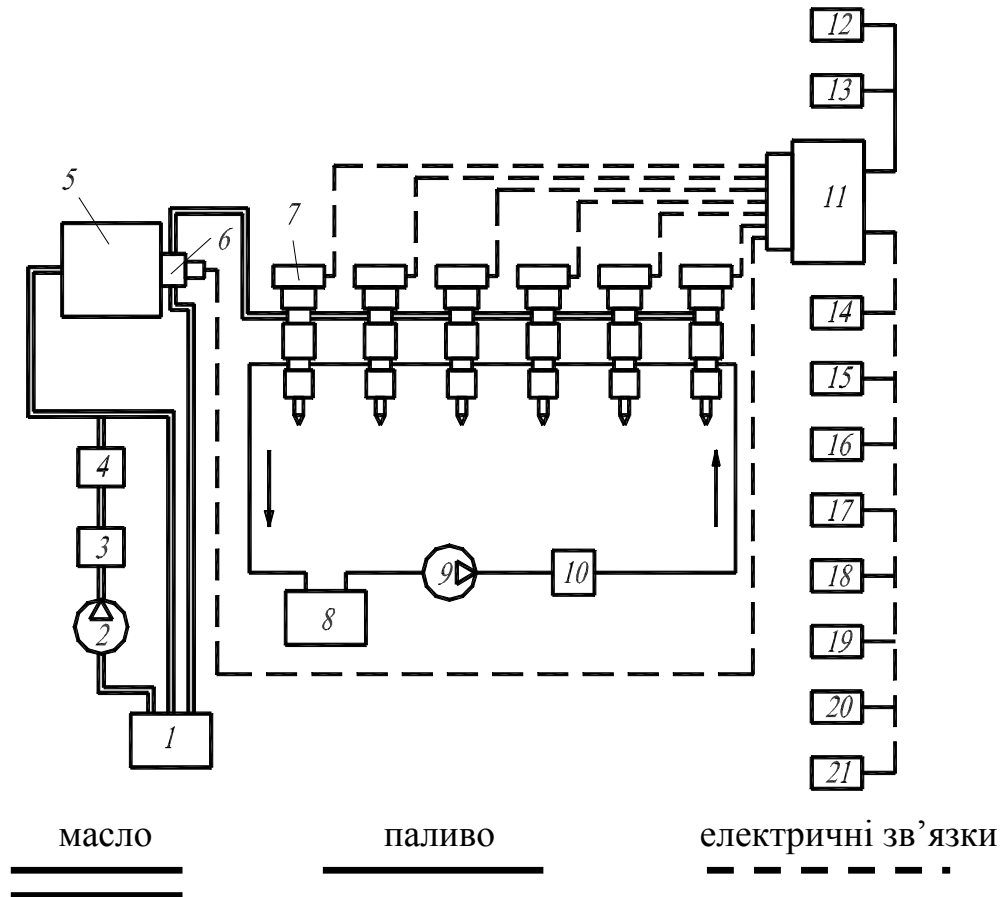


Рис. 5.27. Схема паливної системи “HEUI” фірм “Катерпілер” і “Перкінс”  
 1-масляний піддон; 2-насос; 3-радіатор; 4-фільтр; 5-масляний насос високого тиску; 6-редукційний клапан; 7-насос-форсунка з гідроприводом та електронним керуванням; 8-паливний бак; 9-насос; 10-фільтр; 11-електронний блок керування; 12-датчик педалі водія; 13-датчик положення розподільного валу; 14-датчик тиску впорскування; 15-датчик тиску наддуву; 16-датчик температури оливи; 17-датчик тиску оливи; 18-датчик температури охолоджуючої рідини; 19-датчик температури навколишнього середовища; 20-датчик тиску повітря при впускові; 21- датчик тиску відпрацьованих газів

На автомобільних дизелях з безпосереднім впорскуванням переважно вживаються форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням запираючим органом. Конструктивно вони складаються (рис. 5.28, а) з корпуса 3; розпилювача 1; гайки розпилювача 2; штанги 4; стакана пружини 5; пружини 6; регулюючого гвинта 7; ковпака 8.

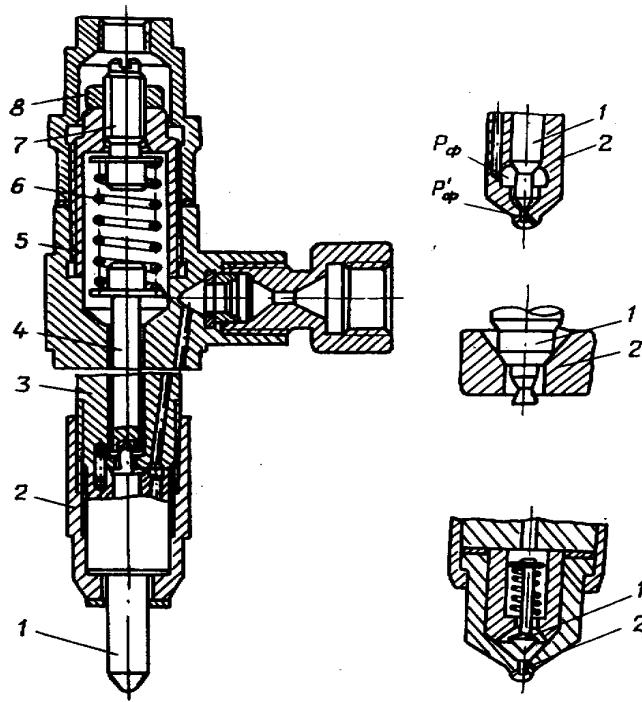


Рис. 5.28. Конструкція форсунки (а) і розпилювачів (б)

Тип розпилювача, діаметр  $d_p$ , число  $n_p$  й напрям осі розпилюючих отворів вибираються згідно із способом сумішоутворення й конфігурацією (формою) камери згоряння. Наприклад, у вихрокамерних і передкамерних дизелях, у яких паливна система незначно впливає на процес сумішеутворення, застосовують штифтові розпилювачі, в однокамерних дизелях, у яких її вплив значний, - переважно голчасті, іноді - клапано-соплові багатодірчаті розпилювачі (рис. 5.28,б), де 1 – голка; 2 - корпус.

Форсунки до дизеля підбираються з урахуванням їх гідравлічних характеристик.

*Гідравлічна характеристика форсунки* закритого типу з голчастим багатодірчатим розпилювачем являє собою залежність тиску перед голкою форсунки  $p_\phi$  і перед її розпилюючими отворами  $p'_\phi$  (рис. 5.29, а) від секундної об'ємної подачі палива через форсунку  $Q_\phi$ . Звичайно на ній наносяться й переміщення голки  $h_\Gamma$  (рис. 5.29). Крива тиску перед розпилюючими отворами  $P'_\phi = f(Q_\phi)$  змінюється за законом витікання з відкритого сопла, тобто

$$p_\phi - p_{\text{сер}} = Q_\phi^2 \rho_{\text{пал}} / [2g(\mu_p f_p)], \quad (5.12)$$

де  $p_{\text{сер}}$  - середній тиск у циліндрі за час впорскування палива, МПа;  $\mu_p f_p$  - ефективний прохідний переріз розпилюючих отворів, мм<sup>3</sup>;  $\rho_{\text{пал}}$  - густина палива, г/см<sup>3</sup>;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

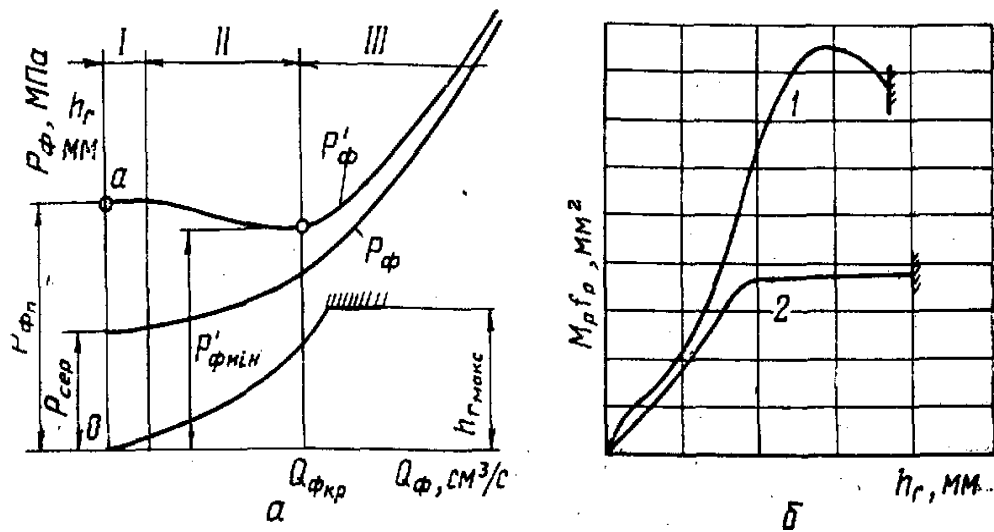


Рис. 5.29. Гідравлічні характеристики:  
 а - форсунки закритого типу; б - розпилювачів; 1-штифтового; 2 – голчастого

Характер зміни залежності  $p'_f = f(Q_f)$  обумовлюється існуванням двох дроселюючих перерізів: при малих значеннях подач палива  $Q_f \leq Q_{\text{фкр}}$  і відповідно підйомах голки ( $h_T$ ) (області I і II) - перерізом під запираючим конусом голки; при значних  $Q_f > Q_{\text{фкр}}$  - перерізом розпилюючих отворів (область III). Після того, як голка розпилювача досягає упору ( $h_{T_{\text{макс}}}$ ) переріз під запираючим конусом зостається незмінним, перестає впливати на  $Q_f$ , а характеристика закритої форсунки стає подібною до характеристики відкритої форсунки. Залежності для  $p'_f$  і  $p_f$  асимптотичне зближуються.

Якщо витрата палива через форсунку менша  $Q_{\text{фкр}}$ , впорскування його приривчає. При більших витратах - режим роботи форсунки стійкий.

Вид гідравлічної характеристики визначається конструктивними й регульовальними (початковий тиск затягання пружини форсунки  $p_{\text{фп}}$ ) параметрами форсунки.

На практиці у форсунках з запираючою голкою виникають режими нестійкої роботи, що заважає експериментальному визначенню їх гідравлічних характеристик. Тому при підборі форсунок до дизеля частіше користуються гідравлічними характеристиками розпилювачів.

Гідравлічна характеристика розпилювача являє собою залежність ефективного прохідного перерізу  $\mu_p f_p$  від переміщення голки  $h_T$ . Такі характеристики наведені на рис. 5.29,б. За гідравлічними характеристиками розпилювачів насамперед оцінюють гідравлічну однаковість розпилювачів форсунок, які установлюються на дизель.

Основні напрямки подальшого вдосконалення форсунок: зменшення маси й габаритних розмірів; підвищення рівномірності паливоподачі по циліндрам завдяки забезпеченню гідравлічної однаковості; підвищення надійності роботи запираючого органа під час експлуатації; усунення коксування розпилювача; стабілізація початкового тиску пружини форсунки  $p_{ф_п}$  у процесі експлуатації.

### Акумуляторні паливні системи

Виходячи з загальних вимог до систем впорскування дизелів, робимо висновок, що більш перспективними є акумуляторні паливні системи гідравлічні, малого об'єму з електронним керуванням вприском палива форсункою.

Така система “Комен-Рейл” була розроблена фірмами “Даймлер-Бенц”, “Бош” і “Еласіс” для автотракторних двигунів (рис. 5.30).

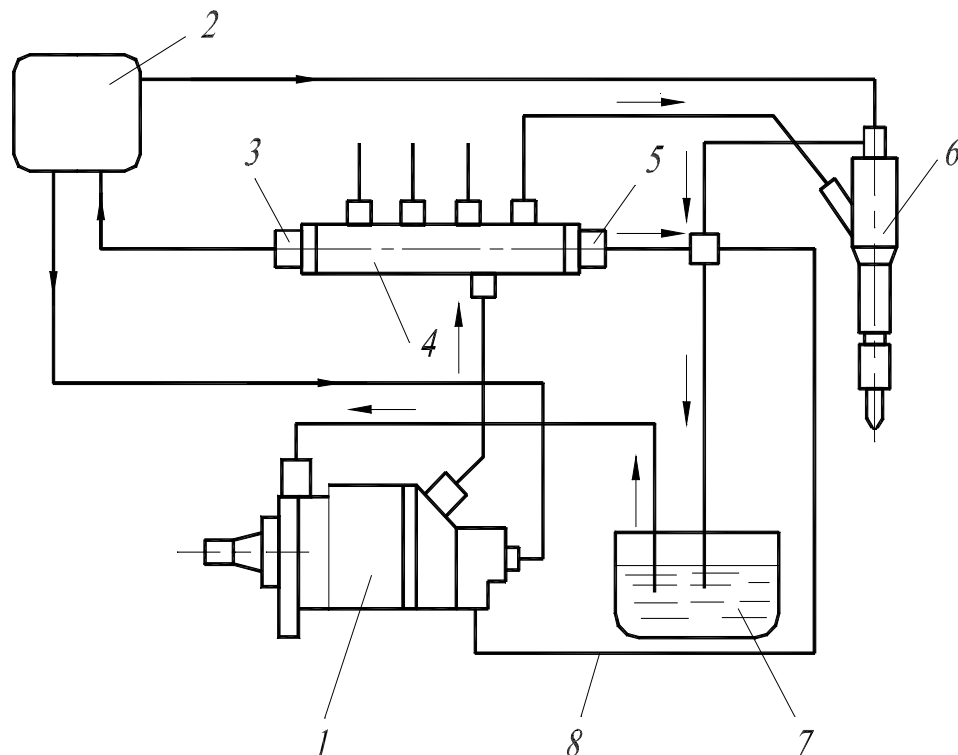


Рис. 5.30. Гідроакумуляторна система “Комен-Рейл”

- 1-ПНВТ та підкачувальний насос; 2-електронний блок керування;  
3-датчик тиску; 4-гідроакумулятор; 5-зворотний клапан; 6-форсунка з електромагнітним керуванням; 7-паливний бак; 8-дренажний трубопровід



ПНВТ безперервно нагнітає паливо в гідравлічний акумулятор 4 під тиском 135...165 МПа, з якого паливо підводиться до всіх форсунок з електронно-магнітним керуванням (рис. 5.31). Впорскування здійснюється при подачі електронного імпульсу від електронного блоку керування 2 до електромагніту відповідної форсунки. Циклова подача визначається тривалістю цього імпульсу. Для збільшення швидкодії зусилля на голку передається через мультиплікатор.

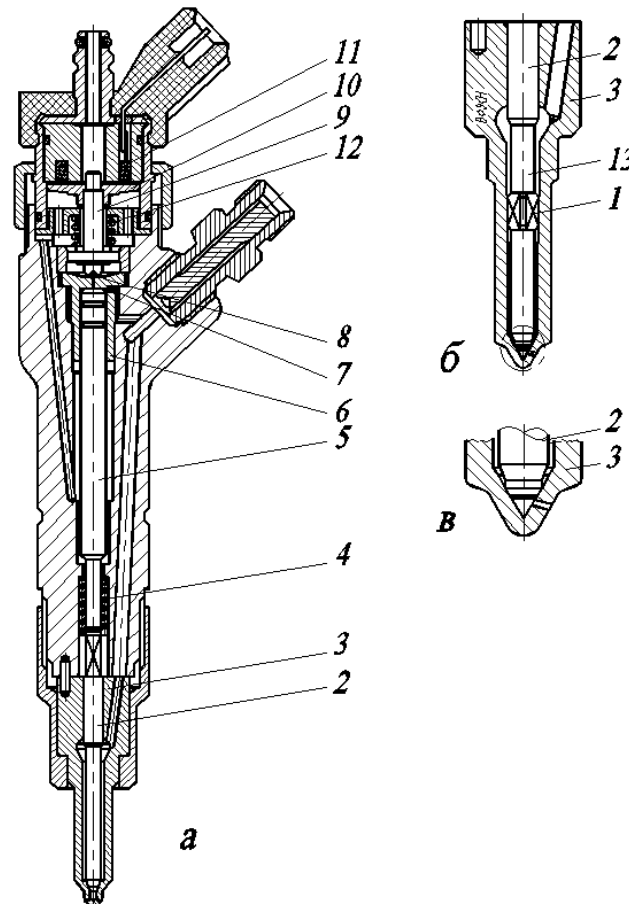


Рис. 5.31. Електрогідравлічна форсунка Р.Бош (а), її розпилювач (б) та запорний конус (в):

1-хрестоподібна направляюча; 2-голка; 3-розпилювач; 4-пружина запирання голки; 5 мультиплікатор запирання; 6-втулка мультиплікатора; 7-жиклер камери гідрозапирання; 8-шариковий керуючий клапан; 9-шток; 10-якор; 11-катушка електромагнітна; 12-пружина клапана; 13 – вуглицеве покриття

Переваги системи “Комен-Рейл”:

- високий рівень  $P_{впр}$ ;
- відсутність дозуючого плунжера;
- можливість широкої зміни  $P_{впр}$  в залежності від режиму роботи;
- можливість реалізації дво- або багатозафазного впорскування.

Інше рішення запропонував концерн “Сіменс”, який запатентував п’єзокерамічну форсунку, управляючим елементом якої є 280-ти шаровий пакет із тонких п’єзокварцевих пластин, що розширюється на 80 мкм всього за 0,1 мс і діють на голку розпилювача з зусиллям 6300 н.

#### 5.3.4. Вибір основних конструктивних елементів систем живлення

Процес впорскування палива в дизелі в значній мірі залежить від конструктивних параметрів паливної апаратури. Він характеризується такими показниками й параметрами.

**Циклова подача палива** - це кількість палива за об’ємом або масою, що вприскується за один цикл або подається через форсунку за один хід плунжера, відповідно  $V_{\text{Ц}}$ , см<sup>3</sup>/цикл, або  $g_{\text{Ц}}$ , г/цикл.

**Характеристика впорскування** - дивись підрозд. 5.3.3.

**Початок впорскування**  $\varphi_{\text{В.П}}$  - це кут початку подачі палива через розпилювач форсунки в циліндр, який; визначається кутом випередження впорскування палива  $\theta_{\text{Впр}}$ , ° п.к.в. до в.м.т.

**Кінець впорскування**  $\varphi_{\text{В.К}}$  - це кут закінчення подачі палива через форсунку в циліндр.

**Тривалість впорскування**  $\Delta\varphi_{\text{В}}$  дорівнює куту обертання колінчастого вала двигуна (або кулачкового вала паливного насоса) від початку до кінця впорскування

**Тиск початку впорскування**  $p_{\text{ФП}}$  - це тиск, при якому починає підійматися голка форсунки.

**Залишковий тиск палива**  $p_{\text{Зал}}$  це тиск палива в нагнітальному паливоприводі після закінчення впорскування.

**Максимальний тиск впорскування**  $p'_{\text{Фмакс}}$  - це максимальний тиск палива перед розпилюючими (сопловими) отворами розпилювача форсунки.

Початковим для визначення основних параметрів паливної апаратури є значення циклової подачі палива на номінальному режимі роботи дизеля. По ньому розраховується діаметр і повний хід плунжера, площі прохідних перерізів нагнітального клапана, внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, площа прохідних перерізів соплових отворів розпилювача, а також профіль кулачка паливного насоса.

**Циклова подача палива** на номінальному режимі

$$V_{\text{Цном}} = \frac{g_e N_{e\text{ном}} \tau}{120 n_{\text{ном}} i \rho_{\text{пал}}} \quad (5.13)$$

де  $g_e$  - питома витрата палива, г/(кВт·год);  $N_{e_{НОМ}}$  - номінальна потужність двигуна, кВт;  $n_{НОМ}$  - номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв<sup>-1</sup>;  $\tau$  - коефіцієнт тактності ( $\tau = 4$  або  $2$ );  $i$  - кількість циліндрів.

Враховуючи можливість перевантаження дизеля, забезпечення надійного запуску, а також можливість подальшого його форсування, в деяких роботах [5; 13] рекомендують використовувати для розрахунків  $V_{Ц_{макс}}$  (5.14)

$$V_{Ц_{макс}} = (2,5-3,2) V_{Ц_{НОМ}} \quad (5.14)$$

Робочий об'єм втулки плунжера значно більший об'єму  $V_{Ц_{НОМ}}$  або  $V_{Ц_{макс}}$ . Це пов'язано з тим, що в процесі впорскування мають місце гідравлічні втрати, які враховуються коефіцієнтом подачі насоса  $\eta_H$ ; паливо стискується ( $\Delta V_1$ ), а нагнітальний паливопровід під тиском розширюється ( $\Delta V_2$ ). Крім того, частина ходу плунжера витрачається на зворотний перепуск палива в нагнітальний отвір ( $\Delta V_3$ ). Тоді об'єм втулки плунжера ( $V_{В.П}$ ), який відповідає повному ходу плунжера [13]:

$$V_{В.П} = \frac{V_{Ц_{макс}}}{\eta_H} + \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 \quad (5.15)$$

Визначити об'єми, які включені в залежність (5.15), важко, тому при проектуванні паливного насоса високого тиску використовують спрощені вирази, наприклад, такі, як приведені в роботі [13]

$$V_{В.П} = \varphi_{П} \frac{V_{Ц_{макс}}}{\eta_H}, \quad (5.16)$$

де  $\varphi_{П}$  - коефіцієнт, значення якого приведені у табл. 5.1.

## 5.2. Коефіцієнти для розрахунку паливних систем

Тип паливної системи	$\varphi_{П}$	$\eta_H$	$m$	$m_1$
Розділена з золотниковим ПНВТ	2,0...3,5	0,75...0,90	0,7...1,8	0,3...0,5
Насос-форсунка	2,0...2,5	0,80...1,0	1,2...1,8	0,4...0,75

Діаметр ( $d_{П}$ ) і повний хід плунжера ( $h_{П}$ ) зв'язані відношенням [13]

$$m = h_{\Pi} d_{\Pi}.$$

Тоді

$$V_{\text{в.п}} = \frac{\pi d_{\Pi}^3 m}{4}. \quad (5.17)$$

Звідки

$$d_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4V_{\text{ц}_{\text{макс}}} \varphi_{\Pi}}{\pi m \eta_{\text{H}}}}. \quad (5.18)$$

При проектуванні паливних систем часто виходять не з повного, а з активного ходу плунжера  $h_{\Pi}^a$ . Тоді, якщо позначити  $h_{\Pi}^a/d_{\Pi}$  через  $m_1$ , то отримаємо

$$d_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4V_{\text{ц}_{\text{макс}}} \varphi_{\Pi}}{\pi m_1 \eta_{\text{H}}}}. \quad (5.19)$$

Значення  $m_1$  наведені в табл. 5.2. При цьому повний хід плунжера

$$h_{\Pi} = m_2 h_{\Pi}^a,$$

де  $m_2 = 2 \div 4$  [13].

Визначені  $d_{\Pi}$  і  $h_{\Pi}$  округлюють до найближчого за ГОСТом. За обчисленим  $d_{\Pi}$  визначають: зовнішній діаметр втулки плунжера  $d_{\text{в.п}} = (1,8 \dots 3,1) d_{\Pi}$ ; довжину притертої поверхні плунжера  $l_{\text{п.п}} = (4,5 \dots 6,5) d_{\Pi}$ ; діаметри наповнюючого  $d_{\text{нап}}$  і відсічного  $d_{\text{від}}$  отворів втулки:  $d_{\text{нап}} = d_{\text{від}} = (0,2 \dots 0,35) d_{\Pi}$  [5; 13].

Конструктивні розміри нагнітального клапана (рис. 5.10, а) також доцільно визначити в залежності від  $d_{\Pi}$ :  $d_{\text{кл}_{\Gamma}} = (0,6 \div 1,2) d_{\Pi}$ ;  $d_{\text{кл}} = (0,35 \div 0,85) d_{\text{кл}_{\Gamma}}$ ;  $l_{\text{кл}} = (1,5 \dots 3,0) d_{\text{кл}}$  [13].

Для забезпечення герметичності клапана ширина його ущільнювального пояска звичайно не перевищує 0,4...0,5 мм, що досягається різницею до одного градуса в кутах клапана ( $2\alpha = 90^\circ$ ) і сідла (рис. 5. 10, а). Площа перерізу під запираючим конусом клапана в робочому стані повинна в 1,5...3,0 рази перевищувати площу перерізу внутрішнього діаметра паливопроводу високого тиску [5; 13].

**Площа перерізів соплових отворів розпилювача форсунки  $f_p$ , мм<sup>2</sup>,**  
може бути визначена з виразу

$$f_p = \frac{0,06V_{ц_{\max}} n}{\Delta\varphi_B \mu_p \sqrt{2 / \rho_{\text{пал}} (p_{\text{фсер}} - p_{\text{сер}})}}, \quad (5.20)$$

де  $n$  - частота обертання двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $\Delta\varphi_B$  - тривалість впорскування, °п.кул.в.,  $\Delta\varphi_B = \Delta\varphi_B^r / 1,4$  [13];  $\Delta\varphi_B^r$  - геометрична тривалість впорскування, яка відповідає геометричному активному ходу плунжера;  $\mu_p$  - коефіцієнт втрати розпилюючих отворів форсунки.  $\mu_p = 0,6 \div 0,7$ ;  $p_{\text{фсер}}$  - значення середнього тиску впорскування палива приблизна дорівнює  $(0,5 \div 0,7) p_{\text{фсер}}$  [13].

**Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску**  $d_{\text{п.в}}$ , см, визначається за залежністю, що наведена у роботі [13]:

$$d_{\text{п.в}} \geq \sqrt{7,65V_{ц} n / u_{\text{сер}} \Delta\varphi_B}, \quad (5.21)$$

де  $u_{\text{сер}}$  - середня швидкість палива в паливопроводі, високого тиску, см/с (для автомобільних дизелів  $u_{\text{сер}} = 5000 \div 8000$  см/с).

Визначений за (5.21)  $d_{\text{п.н}}$  округлюється за ГОСТом.

**Профіль кулачка** проектується, виходячи з заданих кінематичних характеристик плунжера: повного його ходу  $h_{\text{п}}$ ; швидкості  $C_{\text{п}}$  й прискорення  $j_{\text{п}}$  руху. Методи розрахування різних профілей кулачків наведені в роботах [5; 7].

### 5.3.5. Процес впорскування палива

Проаналізуємо цей процес на прикладі роботи паливної системи безпосереднього впорскування розділеного типу з дозуванням палива відсічкою, з закритою форсункою з голчастим багатодірчатим розпилювачем.

Перед початком впорскування у нагнітальній магістралі тиск дорівнює  $p_{\text{зал}}$  (рис. 5.20).

Коли плунжер починає рухатись в такті нагнітання, в надплунжерному обсягу насоса, в паливопроводі високого тиску й у порожнинах форсунки підвищується тиск. Початку підвищення тиску у штуцері насоса  $p_{\text{н}}$  відповідає точка  $\varphi_{\text{н.п}}$  на діаграмі, а у форсунці -  $\varphi_{\text{ф.п}}$ . Інтервал  $\theta_{3.п}$  між ними дорівнює часу, за який імпульс тиску, що створюється насосом, дійде до форсунки, а саме:

$$\theta_{3.п} = \frac{l_{\text{п}}}{a}, \quad (5.22)$$

де  $l_{\text{П}}$  - довжина паливопроводу високого тиску, м;  $a$  - швидкість звуку у паливі, м/с.

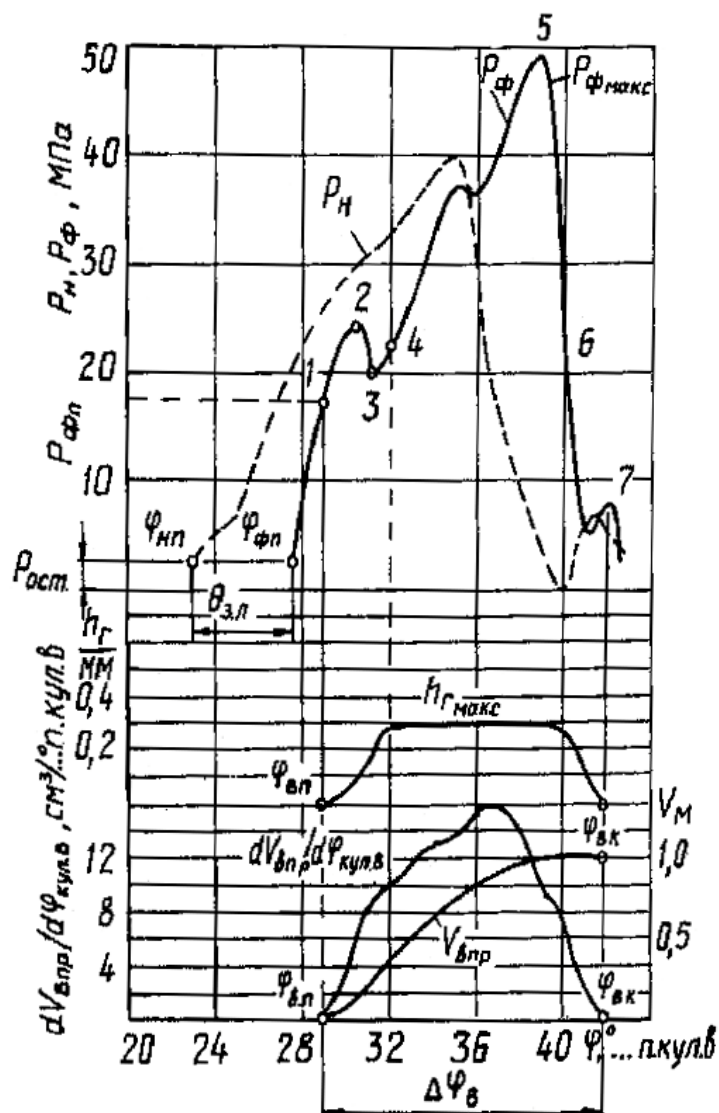


Рис. 5.32. Зміна параметрів і характеристик впорскування палива в залежності від кута повороту кулачкового вала паливного насоса високого тиску

Впорскування у циліндр починається, коли тиск перед форсункою  $p_{\text{ф}}$  перевищить  $p_{\text{фП}}$  (точка 1 на діаграмі). На ділянці 2 - 3 відмічається зниження тиску перед форсункою, яке обумовлене зростанням об'єму порожнини при підйманні голки розпилювача і початком витікання палива у камеру згоряння. Періоду впорскування від часу, коли голка розпилювача досягне упора  $h_{\text{Гмакс}}$ , до початку її зворотнього руху до сідла, відповідає відрізок 4 - 5 - 6. Після початку відсічки, тобто коли відсічна кромка

плунжера починає відкривати відсічний отвір втулки, тиск в надплунжерному обсягу різко знижується, нагнітальний клапан починає рухатися до сідла тиск в штуцері насоса падає. Після точки 5 діаграми починає знижуватись і тиск у форсунці, а на відрізку 6 - 7 голка рухається до сідла. Тиск палива в момент посадки голки на сідло (точка 7) менший, ніж на початку її підймання (точка 1), що пояснюється, по-перше, збільшенням площі, на яку діє тиск після підймання голки; по-друге, дією сил інерції рухомих мас форсунки; по-третє, опором, який виникає при терті голки об корпус розпилувача форсунки.

Загальна тривалість впорскування дорівнює  $\Delta\varphi_B$ . За значенням тиску  $p_\Phi$  при використанні гідравлічної характеристики розпилувача, можна достатньо надійно визначити диференціальну  $(dV_{\text{впр}} / d\varphi_{\text{кул.в}})$  і інтегральну  $(V_{\text{впр}})$ , або інтегральну відносну  $(V_M)$  характеристику впорскування.

$$\frac{dV_{\text{впр}}}{d\varphi_{\text{кул.в}}} = \mu_p f_p \sqrt{2 / \rho_{\text{пал}} (p_\Phi - p)} / 6n_{\text{кул.в}} = f(\varphi_{\text{кул.в}}); \quad (5.23)$$

$$V_{\text{впр}} = \int_{\varphi_{\text{в.п}}}^{\varphi_{\text{в.к}}} f(\varphi_{\text{кул.в}}) d\varphi_{\text{кул.в}}; \quad (5.24)$$

$$V_M = V_{\text{впр}} / V_{\text{ц}}, \quad (5.25)$$

де  $p$  - тиск у циліндрі МПа;  $n_{\text{кул.в}}$  - частота обертання кулачкового вала насоса,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $V_{\text{ц}}$  - циклова подача палива,  $\text{мм}^3/\text{цикл}$ .

Процес впорскування палива - хвильовий процес, при якому паливний насос високого тиску і форсунка можуть розглядатися як джерело і приймач коливань тиску і швидкості руху палива, а паливопровід високого тиску - як канал зв'язку. В цьому випадку дійсні значення тиску і швидкості руху палива в кожний момент часу за довжиною паливопроводу є результатом дії прямої і відбитої хвиль тиску. Ось чому на рис. 5.32 значення  $p_{\Phi_{\text{макс}}}$  більше ніж  $p_{\text{н}_{\text{макс}}}$ . На характер впорскування впливають конструктивні особливості насоса і форсунки, гідравлічні характеристики магістралі високого тиску, параметри паливопроводу високого тиску ( $d_{\text{п.в}}$  та  $l_{\text{п}}$ ), фізичні характеристики палива, параметри регулювання та режим роботи паливної системи. Вплив окремих з перелічених факторів на процес подачі палива може змінюватись, в тому числі і значно посилюватись у зв'язку з стисливістю палива в об'ємах магістралі високого тиску і через

дроселювання потоку палива в отворах втулки плунжера і розпилювача форсунки.

Так, завдяки дроселюванню палива у впускних отворах втулки (рис. 5.20, а) плунжера, початок підвищення тиску в надплунжерному об'ємі, рух нагнітального клапана і підвищення тиску в штуцері насоса можуть випереджувати початок геометричного ходу нагнітання. Аналогічно, через дроселювання палива у відсічних отворах втулки плунжера (рис. 5.20, б) тиск в системі високого тиску знижується повільніше, тому дійсний кінець впорскування запізнюється відносно геометричного. Вплив дроселювання посилюється із збільшенням діаметра і швидкості руху плунжера, а також при підвищенні частоти обертання кулачкового вала ПНВТ. Ось чому дійсна тривалість впорскування палива  $\Delta\varphi_B$  при незмінному активному ході плунжера збільшується з підвищенням швидкісного режиму роботи двигуна.

Вплив стисливості палива позначається на характеристиці впорскування. Завдяки стисливості на початку впорскування частка палива акумулюється в об'ємах насоса і форсунки, що приводить до зниження в цей період швидкості впорскування; в кінці ж процесу, через розширення акумульованого палива, подача його навпаки затягується. Вплив стисливості тим більший, чим вищі швидкість зростання та загальний рівень тиску в системі і більше її об'єму. На характеристики впорскування значно впливає тиск початку впорскування  $p_{фп}$ . Позитивним є те, що підвищення його приводить до зростання загального рівня тиску в нагнітальній магістралі, більш чіткому закінченню впорскування палива у циліндр. Але при цьому збільшуються швидкості посадки нагнітального клапана і голки розпилювача форсунки на сідло, які прискорюють спрацювання запираючих конусів, що є негативним моментом. Значення  $p_{фп}$  вибирають експериментальне, урахувавши ці фактори. В процесі експлуатації  $p_{фп}$  знижується через спрацювання запираючих конусів, поверхонь і деталей, що передають зусилля від пружини. При цьому встановлені характеристики впорскування змінюються. Ось чому при періодичному обслуговуванні систем живлення дизелів обов'язково передбачається регулювання форсунок.

### **5.3.6. Поняття про методи розрахунку процесу впорскування**

На стадії вибору і проектування паливних систем автомобільних дизелів можливі два варіанти:

- за прийнятими параметрами паливної апаратури розраховують зміну тиску у будь-якій точці нагнітальної магістралі, характеристики впорскування і циклову подачу палива;
- за заданою характеристикою впорскування визначають конструктивні елементи паливної апаратури.



Для рішення цих задач можуть застосовуватись три методи розрахунку: статичний, критеріальний і динамічний.

**Статичний метод** базується на припущеннях про миттєве розповсюдження у нагнітальній магістралі хвиль тиску і швидкості руху палива, безінерційності стовпа палива і деталей ПНВТ та форсунки, що рухаються. Таким чином, нестационарний процес паливоподачі замінюється квазістационарним, при якому

$$V_{\text{ц}} = V_{\text{н}} = V_{\text{ф}}, \quad (5.26)$$

де  $V_{\text{н}}$ ,  $V_{\text{ф}}$  — подачі палива за цикл у штуцер насоса і форсункою, в см<sup>3</sup>.

Застосування цього методу для розрахунку паливних систем швидкохідних автомобільних дизелів недоцільне, бо ним не враховуються динамічні ефекти, що приводить до значних похибок у результатах.

**Критеріальний метод** базується на теоріях подібності і розмірностей і дозволяє визначити інтегральні оцінки впливу параметрів на паливоподачу. За результатами обробки експериментального або розрахункового матеріалу складаються безрозмірні залежності для тиску і швидкості впорскування, підймання клапана насоса і голки форсунки, інше. Застосовувати їх можливо лише в межах зміни параметрів, в яких отримані вихідні дані [4; 13].

**Динамічний метод** найбільш поширений у конструкторській і дослідницькій практиці, ураховує і фізичну сторону процесів, що відбуваються при впорскуванні палива. Метод засновується на рішенні диференціальних рівнянь у часткових похідних, які моделюють рух несталого одномірного хвильового потоку нев'язкої рідини. Ці рівняння, виведені проф. Н. С. Жуковським, доповнюються залежностями для початкових і граничних умов у насоса і форсунки. Розрахунок звичайно виконується на ЕОМ [4; 14].

### 5.3.7. Регулювання частоти обертання колінчастого вала дизеля

При викладанні в підрозд. 4.10.1 швидкісних характеристик відмічено, що автомобільний дизель потребує автоматичного регулювання частоти обертання принаймні на двох режимах: при максимальній частоті ( $n_{\text{х.х}_{\text{макс}}}$ ) - для її обмеження і при мінімальній частоті ( $n_{\text{мін}}$ ) - для забезпечення сталої роботи двигуна. Верхня межа частоти ( $n_{\text{х.х}_{\text{макс}}}$ ) обумовлена особливостями робочого циклу дизеля, який навіть на номінальному режимі роботи протікає із значним надлишком повітря. В той же час циклова подача палива  $V_{\text{ц}}$  при постійному положенні органа управління (рейки) ПНВТ мало змінюється із зміною  $n$ . Тому при різкому зниженні навантаження дизеля можливе значне збільшення (над  $n_{\text{ном}}$ ) частоти  $n_{\text{х.х}_{\text{макс}}}$ , що приводить до надмірного росту інерційних навантажень; прискореного спрацювання

вузлів; підвищення теплової напруги деталей; погіршення показників робочого циклу і, як результат, зниження економічних і екологічних якостей двигуна, інше.

Нижня межа частоти  $n_{\text{мін}}$  залежить від стабільності послідовних робочих циклів, яка при малих частотах  $n$  недостатня. Підвищується вона завдяки дії регулятора на  $V_{\text{ц}}$ .

Достатність дворежимного регулювання в автомобільному дизелі визначається ще й тим, що орган керування (рейка ПНВТ) в цих регуляторах з'єднаний з педаллю подачі палива, тобто знаходиться під постійним діянням водія, що відкриває можливість підвищення економічності і зниження токсичності роботи ДВЗ, особливо на перехідних і часткових режимах роботи.

Виходячи з цього, можна зробити висновок, що для автомобільних дизелів доцільний дворежимний регулятор, який би, по-перше, обмежував максимальну частоту  $n_{\text{х.х макс}}$  для запобігання перевантаження і поломок деталей двигуна, і, по-друге, забезпечував стійку роботу двигуна на холостому ході, при мінімальних частотах  $n_{\text{мін}}$  під час переключання передач, короткочасних зупинок автомобіля, інше.

За принципом роботи регулятори поділяються на механічні, гідравлічні, пневматичні, комбіновані та електронні. Найбільш застосовуємі – механічні, а найбільш перспективні – електронні системи керування.

На автомобільних дизелях найчастіше вживаються *дворежимні механічні відцентрові регулятори* (рис. 5.33,а), які являють собою систему, що складається з тягарів, важелів, пружин, зв'язаних рейкою ПНВТ, яка управляє  $V_{\text{ц}}$ . Механізм регулятора діє на рейку ПНВТ, 4 через важелі 2, 3, які одночасно з'єднані з тягою педалі подачі палива 1.

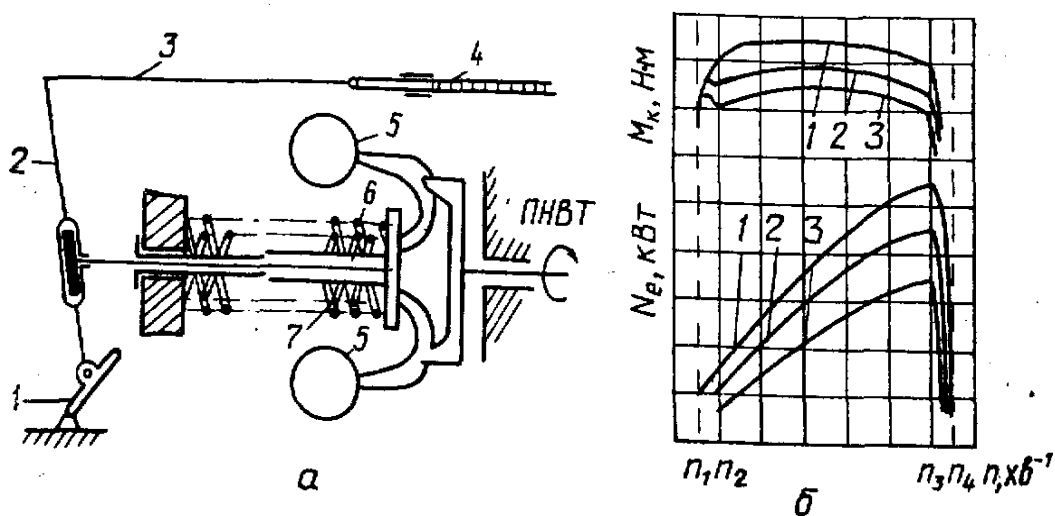


Рис. 5.33. Схема дворежимного механічного відцентрового регулятора (а) і характеристики дизеля при роботі з ним (б)

Цей регулятор вбирає в себе дві послідовно діючі системи, одна з яких регулює режим мінімальної, а друга - максимальної частоти обертання  $n$ .

Стійка робота дизеля на холостому ході при мінімальній частоті обертання колінчастого вала забезпечується завдяки рівновазі, що встановлюється між відцентровою силою тягарів 5 і силою попереднього затягування слабкої пружини 6 регулятора. Рейка ПНВТ при цьому нерухома. Маса тягарів і значення попередньої сили затягування слабкої пружини підбираються такими, щоб рівновага системи відповідала саме положенню рейки, яке забезпечує частоту  $n_{\text{мін}}$ .

При підвищенні частоти  $n$  в значному інтервалі тягарі зостаються нерухомими, бо створювана ними відцентрова сила не переважає сумарну силу від стиснутої зовнішньої і попередньо затягнутої внутрішньої більш сильної пружини 7 регулятора. В цьому діапазоні частот обертання колінчастого вала регулятор не впливає на роботу двигуна. Цикловою подачею палива, а відповідно і потужністю дизеля, керує водій за допомогою педалі 1, системи важелів 2 і 3 і рейки ПНВТ 4.

При частоті обертання, яка перевищує  $n_{\text{ном}}$  відцентрова сила тягарів долає силу опору пружин; тягарі починають переміщуватись і пересувають важелі 2 і 3, а заодно і рейку ПНВТ 4 в бік зменшення циклової подачі палива. Крутний момент двигуна зменшується, максимальна частота холостого ходу обмежується значенням  $n_{\text{х.х.макс}}$ .

Швидкісні характеристики автомобільного дизеля з дворегимним регулятором наведені на рис. 5.34, б. Криві 1 - 3, що характеризують зміну потужності  $N_e$  і крутного моменту  $M_K$  дизеля, відповідають різним положенням педалі подачі палива. Ділянка  $n_1 - n_2$  регулюється системою мінімальної частоти обертання;  $n_2 - n_3$  водієм;  $n_3 - n_4$  системою максимальної частоти обертання.

На деяких автотракторних дизелях (наприклад, сімейства ЯМЗ, СМД) вживають всережимні відцентрові регулятори, які підтримують незалежно від навантаження ДВЗ будь-яку частоту  $n$ , встановлену водієм дією на педаль подачі палива.

*Всережимні механічні відцентрові регулятори* (рис. 5.34, а), як і дворегимні, являють собою систему, що складається з хрестовини 6, обертальних тягарів 5, ковзної муфти 7, пружини 8, важелів регулятора 2 і 3, зв'язаних з рейкою 4 ПНВТ, важелів системи керування 1. Основною відзнакою регуляторів цього типу є те, що у них відсутній безпосередній зв'язок рейки ПНВТ, на яку не діє водій, з важелем керування подачею палива 1. Важіль управління 1, зв'язаний з механізмом регулятора (5 - 7), за допомогою якого змінюється регульований швидкісний режим.

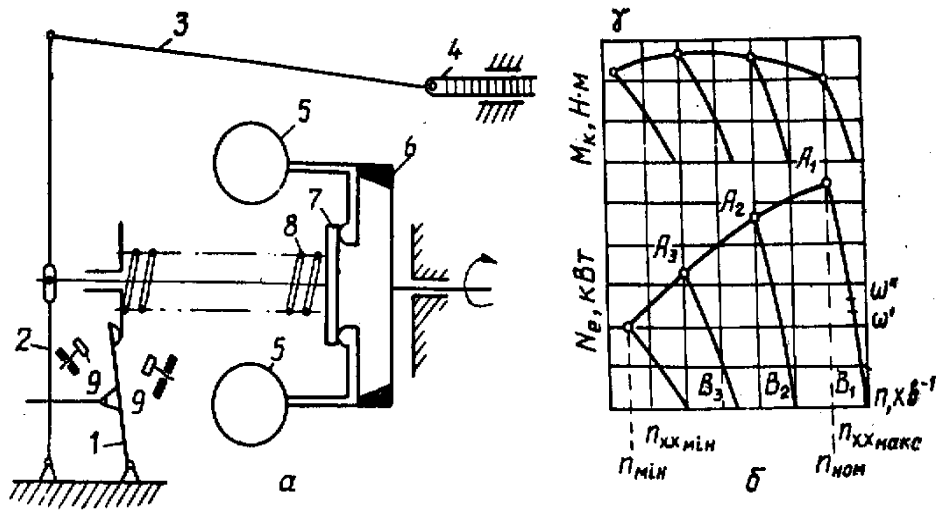


Рис. 5.34. Схема всережимного механічного відцентрового регулятора (а) і характеристики дизеля при роботі з ним (б)

Система регулятора знаходиться в рівновазі, коли забезпечується рівняння сил, що діють на ковзну муфту з боку тягарів і від зтяжки пружини. При збільшенні або зменшенні частоти  $n$ , при зміні навантаження на дизель порушується рівновага відцентрової сили тягарів, приведеної до ковзної муфти, і сили зтяжки пружини. У зв'язку з цим ковзна муфта відхиляє важелі регулятора 2 і 3, а з ними і рейку ПНВТ 4 в напрямку, який відповідає необхідній зміні  $V_{ц}$  для встановлення початкової рівноваги сил. Таким чином, регулювання роботи дизеля (зміна  $n$ ) здійснюється через зміну зтяжки пружини шляхом перестановки важеля 1.

Швидкісні характеристики автомобільного дизеля з всережимним регулятором наведені на рис. 5.34, б. Кожному положенню важеля керування регулятором 1 відповідає своя регуляторна вітка:  $A_1B_1$ ;  $A_2B_2$ ;  $A_3B_3$  і т. д.

Важливими характеристиками досконалості регуляторів є ступінь нерівномірності  $\delta_p$  й ступінь нечутливості  $\varepsilon_p$  системи регулювання.

Ступінь нерівномірності  $\delta_p$  характеризує відносний діапазон зміни кутової швидкості обертання  $\omega$  при роботі двигуна на регуляторній гілці зовнішньої швидкісної характеристики, тобто

$$\delta_p = \frac{\omega_{B_1} - \omega_{A_1}}{\omega_{сер}} 100\%, \quad (5.27)$$

де  $\omega_{A_1}$  і  $\omega_{B_1}$  - відповідно кутові швидкості обертання колінчастого вала двигуна при повному навантаженні і холостому ході при однаковому положенні органу керування регулятором (рис. 5.34, б):

$$\omega_{\text{сер}} = \left( \omega_{A_1} + \omega_{B_1} \right) / 2.$$

На режимі максимальних  $n$  для сучасних регуляторів автомобільних дизелів припускається  $\delta_p \leq 6...8\%$ .

Ступінь нечутливості  $\varepsilon_p$  оцінює відносне значення ширини зони нечутливості регуляторної гілки швидкісної характеристики, тобто

$$\varepsilon_p = \frac{\omega'' - \omega'}{\omega'_{\text{сер}}} 100\%, \quad (5.28)$$

де  $\omega'' - \omega'$  - інтервал  $\omega$ , у якому орган керування нерухомий із-за наявності тертя в системі (рис. 5.34, б):

$$\omega'_{\text{сер}} = \left( \omega'' - \omega' \right) / 2.$$

У регуляторах сучасних автомобільних дизелів завдяки вібраціям ступінь нечутливості не перевищує  $\varepsilon_p = 1...2\%$ .

**Електронні системи керування** знаходять все більше застосування на автомобільних транспортних засобах. Відомі електронні цифрові регулятори фірми «Бош», Heinzmann та ін. Механічні регулятори стали занадто складними і громіздкими, а через це і малодійними. Крім того, широке застосування електроніки і мікропроцесорної техніки на сучасних автомобілях відкриває можливість не тільки для прицевийного регулювання величини циклової подачі палива в залежності від режиму роботи ДВЗ, його технічного й температурного стану, умов експлуатації, а і для виконання додаткових функцій таких як забезпечення заданої динаміки (темпу) зміни частоти обертання двигуна, регулювання швидкості руху транспортного засобу, обмеження  $V_{\text{ц}}$  в залежності від частоти обертання, тиску наддуву, температури двигуна та ін.

Основою всіх електронних систем керування (рис. 5.35) є швидкодіючий, високопродуктивний мікропроцесор. Програма регулятора, з якою він працює постійно зберігається у оперативній його пам'яті. Електронний виконавчий механізм забезпечує зв'язок між двигуном і ПНВТ. Мікропроцесор переробляє сигнали, які поступають до нього від різних датчиків (частоти обертання, навантаження, положення установочного важеля, температур, тиску та ін.), у відповідності з записаним в його пам'ять програмою в установочний сигнал. Цей сигнал за допомогою виконавчого механізму (актуатора) перетворюється у необхідну зміну подачі палива.

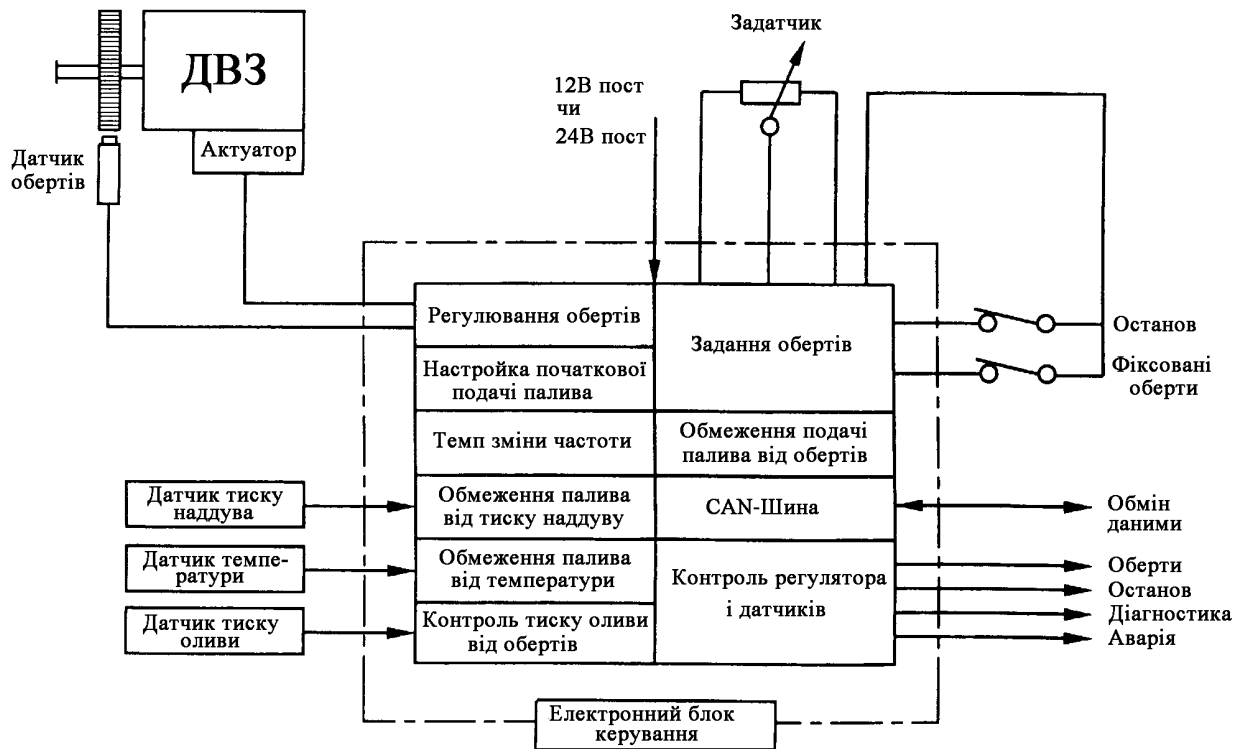


Рис. 5.35. Схема електронної системи керування

### 5.3.8 Відомості про матеріали для паливних систем дизелів

Для виготовлення деталей паливних систем необхідні матеріали, які могли б протистояти ударові, були б зносостійкими, мали б високу міцність та жаростійкість, високу твердість та корозієстійкість, добре б оброблялися тощо.

**Паливний насос високого тиску й форсунка.** Корпуси насоса й форсунки відливаються відповідно з алюмінієвих сплавів і сталей 45, 45Х або легованих сталей. Для плунжерної пари, голки розпилювача й нагнітального клапана застосовуються леговані сталі ШХ-15, ХВГ й Р-18, а також хромомолібденові сталі 30Х3ВА та інші. Кулачкові валики виготовляються із вуглецевих сталей 40, 45, 45Х з наступною цементацією або легованих цементованих сталей 15Х, 20Х, 18ХГТ. Вживаються також чавуни, що відбілюються.

**Паливопроводи високого тиску.** Для їх виготовлення застосовують низьковуглецеві поліпшені, безшовні, холоднотягнуті сталінні труби.

### 5.3.9. Відомості про допоміжні агрегати паливних систем

**Паливопідкачувальний насос** призначається для безперервної подачі палива з паливного бака в головку паливного насоса високого тиску. Переважно він поршневого типу. кріпиться на корпусі насоса й має привід,

від його кулачкового вала. Для автоматичного регулювання рівня тиску паливоподачі в системі низького тиску - нагнітальний хід паливопідкачувального насоса здійснюється під тиском пружини зворотного ходу. Звичайний тиск підкачки  $p_{\text{під}} = 0,12 \dots 0,16$  МПа.

**Паливні фільтри.** Надійність роботи паливної системи значною мірою залежить від ефективності фільтрації палива. В дизелях з багатьма прецизійними парами вимоги до фільтрації палива вищі, ніж у карбюраторних і газових двигунах. Тому у дизелях застосовується комплекс фільтрів.

Фільтр грубої очистки - частіше щілинного типу (проволочний, пластинчатий або з шнура). Він затримує домішки часток до 30...50 мікрон. Перепад тиску на новому фільтрі доходить до 0,03 МПа.

Фільтр тонкої очистки - частіше з фільтруючих матеріалів (бавовняного шнура, пряжі, шлакової вати, пресованої тирси, мінеральної шерсті, паперу, інше). Фільтрація за розміром часток 3...5 мікронів. Перепадом тиску на новому фільтрі не перевищує 0,08 МПа.

**Автоматичні муфти випередження впорскування палива** призначені для автоматичної зміни початку подачі палива при зміні частоти обертання колінчастого вала. Встановлюються в приводі вала паливного насоса. Найбільше розповсюдження одержали відцентрові автоматичні муфти, у яких тягарі під дією відцентрових сил стискають пружини й через шарнірні ланки повертають шестерню приводу паливного насоса в напрямі її обертання, змінюючи тим самим  $\theta_{\text{впр}}$ .

### **5.3.10. Основні напрямки удосконалення паливних систем дизелів**

Поліпшення показників роботи автомобільних дизелів і, перш за все, підвищення їх економічності, й зниження токсичності й димності відпрацьованих газів тісно залежать від подальшого поліпшення роботи паливних систем. Основні напрямки в цій роботі:

- оптимізація характеристик впорскування ПНВТ в узгодженні з типом сумішоутворення і переважними режимами роботи дизеля;
- підвищення максимального тиску впорскування до 100... 150 МПа і більше;
- зменшення тривалості впорскування;
- застосування паливних систем індивідуальними насосами, насос-форсунками, акумуляторних з електронним керуванням;
- коректування швидкісних характеристик паливо-подачі з метою забезпечення запасу крутного моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою дизеля не менш, як 30 %;

- коректування циклової подачі палива в залежності від зовнішніх факторів і режиму роботи двигуна;
- підвищення надійності й тривалості роботи паливних систем до рівня, який відповідав би нормативам пробігу автомобіля з дизелем до капітального ремонту;
- зменшення масових і габаритних показників елементів паливних систем, особливо установочних габаритних розмірів форсунок;
- розробка адаптивних електронних систем керування паливним насосом з метою підвищення експлуатаційної паливної економічності й надійності дизелів, зниження їх токсичності й димності.

## **ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ**

1. Які способи сумішоутворення застосовуються в автотракторних дизелях? Приведіть особливі вимоги різних способів сумішоутворення до паливних систем.
2. З яких основних елементів складаються паливні системи дизелів? Як працюють ПНВТ і як здійснюються зміни початку і кінця подачі палива в них?
3. Що називається активним ходом плунжера і як визначається циклова подача палива?
4. Яку роль в ПНВТ відіграють нагнітальний клапан і нагнітальний клапан-коректор?
5. Які типи форсунок переважно застосовуються в автомобільних дизелях? Назвіть переваги й недоліки кожного з них.
6. Як використовуються гідравлічні характеристики форсунки і розпилювачів?
7. Назвіть види характеристик подачі палива насосом.
8. З якою метою і завдяки чому коректуються швидкісні характеристики подачі палива насосом?
9. Для чого застосовуються регулятори в дизелях?
10. Який регулятор і чому називається дворежимним? Як він працює?
11. Які відміни має всережимний електронний регулятор?
12. Що таке ступені нерівномірності й нечутливості регулятора?
13. Акумуляторні паливні системи.
14. Принцип роботи електронних систем керування.

### **5.4. Системи живлення газових і бензогазових двигунів та газодизелів**

Для роботи на газовому паливі переобладнують звичайні бензинові двигуни і дизелі. Для цього на них встановлюють газову систему живлення.



Переобладнанні двигуни поділяються на три види: газові, бензогазові та газодизелі.

#### 5.4.1. Системи живлення газових двигунів

Найбільше поширено переобладнання в газові двигуни бензинових двигунів з іскровим запалюванням. Для цього на бензинові двигуни встановлюють газову систему живлення, а в деяких випадках незначно підвищують ступінь стискання двигуна. При цьому зберігається система живлення бензином для того, щоб була можливість тривалої або короткочасної роботи двигуна на рідкому паливі в разі відсутності газового палива.

Переобладнання дизелів в газові двигуни складніше. Для цього потрібно демонтувати дизельну паливну апаратуру, встановити на дизель свічки та електричну систему запалювання і зменшити до 10...12 одиниць ступінь стискання. Такий двигун може працювати тільки на газовому паливі, що дуже обмежує можливості використання автомобілів та інших машин з такими двигунами. Тому дизелі в газові двигуни переводяться рідко.

Системи живлення газових двигунів розділяються на два основних види: для стиснутих газів і для зріджених газів.

В цих системах можна застосовувати два способи подавання газу в двигун: під дією розрідження в впускному колекторі (ежекторні системи) і через форсунки під тиском 0,07...0,2 МПа (інжекторні системи). Поки що поширення отримали ежекторні системи.

**В системах живлення для стиснутих газів** останній міститься в балонах високого тиску для забезпечення достатнього запасу газу, а отже і радіусу дії автомобіля на одній заправці. У міру витрати газу тиск в балонах знижується. Для роботи на стиснутому газі виробляються різні модифікації автомобілів ГАЗ та ЗИЛ. На них встановлюють від чотирьох (ГАЗ) до восьми (ЗИЛ) балонів.

Схема ежекторної системи живлення стиснутим газом вантажного автомобіля ЗИЛ-431610 (ЗИЛ-138А) показана на рис. 5.36. На рамі автомобіля під кузовом встановлено вісім балонів 13 для утримування газу з максимальним тиском 20,0 МПа. Вони з'єднані трубопроводами в дві групи по чотири балони.

Кожна група балонів має запорні вентиля 7 та 9, які з'єднані трубопроводами з розподільною хрестовиною 10. На хрестовині розміщені вентиль 8 для наповнення і вентиль 11 для витрачання газу. Через вентиль 11 для витрачання газу направляється в одноступеневий редуктор високого тиску 4, який обладнано підігрівником газу. Необхідність в підігрівникові газу викликана тим, що тиск газу в редукторі високого тиску різко знижується до 0,9...1,2 МПа. При швидкому падінні тиску газу зменшується його температура, що може привести до замерзання водяної пари, яка є в газі, та утворення крижаних пробок. Для підігріву газу використовується теплота рідини, що поступає в підігрівник з системи охолодження двигуна. На

газобалонних автомобілях ЗИЛ-138А перших випусків для цієї мети використовувались відпрацьовані газу, які подавалися в підігрівник газу, виконаний у вигляді окремого вузла.

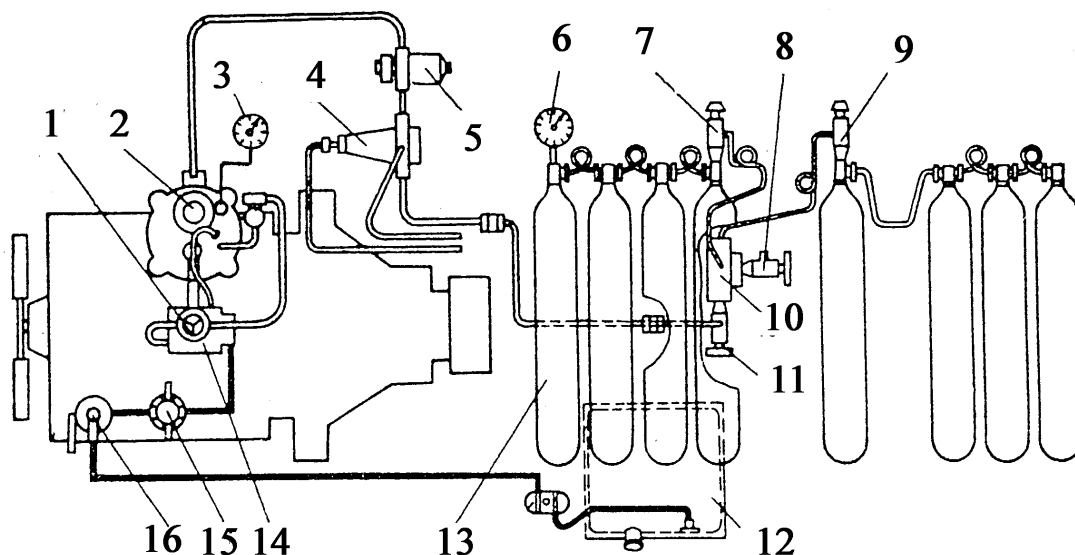


Рис. 5.36. Схема системи живлення двигунів стиснутим газом

З редуктора високого тиску газ подається до електромагнітного клапана 5 і далі в двоступеневий газовий редуктор низького тиску 2, в першому ступені якого відбувається зниження тиску газу спочатку до 0,18...0,22 МПа, а в другому ступені - практично до атмосферного (20...100 Па). В редукторі низького тиску є дозуючий економайзерний пристрій, через який необхідна кількість газу потрапляє в двокамерний газоповітряний змішувач 1, виконаний в одному вузлі з карбюратором. Він має системи холостого ходу: одна для роботи на газі, друга - на бензині. На вході в газоповітряний змішувач встановлений тарілчастий зворотний клапан.

При частоті обертання колінчастого валу до  $1000...1200 \text{ хв}^{-1}$  клапан закритий і газ потрапляє в двигун тільки крізь систему холостого ходу. У міру збільшення відкриття дросельних заслінок газ починає поступати через клапан в змішувач, а з нього в двигун.

Манометр 6 на 25 МПа показує тиск газу в балонах, по ньому можна судити про запас газу в балонах. За 10 км пробігу автомобіля тиск газу в балонах знижується приблизно на 0,1 МПа. Манометр 3 низького тиску із шкалою 0,4 МПа призначений для контролю за роботою та правильним регулюванням двоступеневого редуктора низького тиску. Бензинова система живлення має традиційні елементи: паливний бак 12, бензонасос 16, пали-

вопроводи, електромагнітний клапан-фільтр 15. Бензин потрапляє в карбюратор-змішувач 14. Двигун може ефективно працювати на стиснутому газі і на бензині.

Конструкція основних елементів та вузлів системи живлення стиснутим газом газобалонних автомобілів ГАЗ, призначення та принцип їх роботи практично такі самі, як у автомобілів ЗИЛ.

**Системи живлення газових двигунів зрідженим газом** відрізняються від систем живлення стиснутим газом обладнанням балонів для утримання газу та відсутністю підігрівника газу, замість якого встановлюється випарник зрідженого газу. Особливість балонів для зрідженого газу - наявність об'єму заповненого паром газу. Це необхідно для забезпечення можливості теплового розширення рідкого газу в герметичному балоні. Для роботи на зрідженому газі також виробляються автомобілі ГАЗ і ЗИЛ.

Схема системи живлення зрідженим газом автомобіля ЗИЛ-431810 (ЗИЛ-138) показана на рис. 5.37.

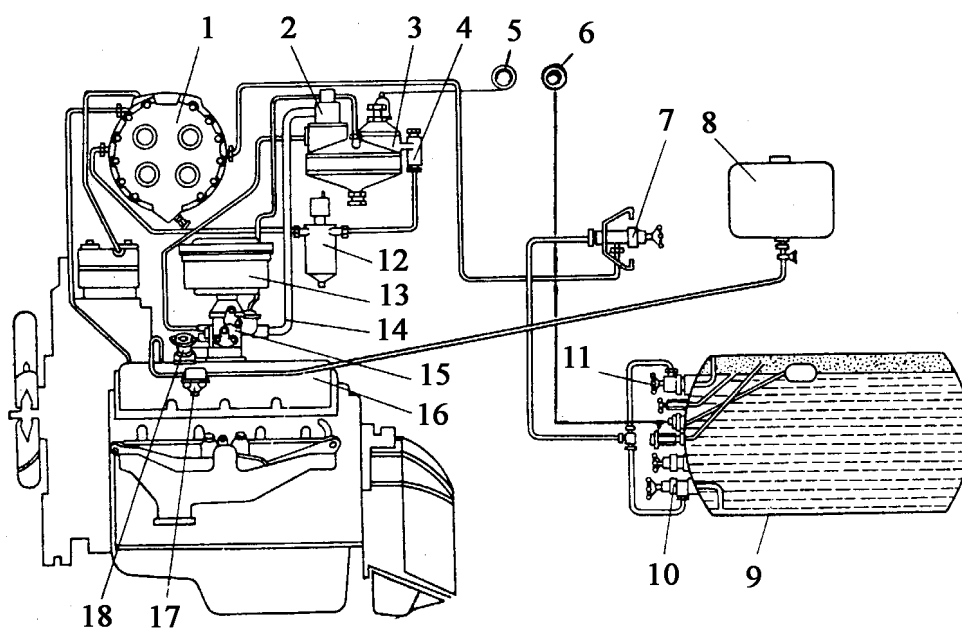


Рис. 5.37. Схеми системи живлення двигунів зрідженим газом

Зріджений газ в рідкій та газоподібній фазах знаходиться в балоні 9. На передньому днищі балона встановлені два вентиля 10 і 11. Вентиль 10 призначений для відбору рідкої фази газу, а вентиль 11 - парової фази, яка накопичується над рідким газом. Під час пуску та прогріву двигуна використовується парова фаза, а після прогріву - рідка. Від витратних вентилів газ потрапляє до магістрального вентиля 7, що встановлений в кабіні водія, а від нього йде в випарник 1, який підключено до системи охолодження двигуна. У випарнику відбувається випаровування зрідженого

газу за рахунок теплоти рідини, що охолоджує двигун. Далі в пароподібному стані газ потрапляє в електромагнітний клапан-фільтр 12, в якому уловлюються механічні домішки (окалина, іржа) та смолисті речовини. Потім газ через фільтр 4 потрапляє в двоступеневий газовий редуктор 3 низького тиску, а з нього через дозуючий економайзерний пристрій 2 - в газоповітряний змішувач 13, звідки пальна суміш подається в циліндри двигуна. В системі живлення є два контрольних прилади: дистанційний електричний манометр 5, що показує тиск газу в першому ступені редуктора, та показчик 6 рівня зрідженого газу в балоні. Вони встановлені на щитку приладів. Максимальний робочий тиск газу в балоні 1,6 МПа, а мінімальний, при якому зберігається працездатність газової апаратури і двигуна, 0,07 МПа. Зрідженим газом наповнюється 85...90 % об'єму балона. Для цього в балоні передбачено вентиль максимального заповнення, трубка від якого всередині балона виведена на відповідний рівень. На балоні також встановлюється запобіжний клапан, який відкривається, коли тиск стає більш ніж 1,68 МПа, і забезпечує вихід газу в паровій фазі в атмосферу. В вентилях 10 та 11 встановлені швидкісні клапани, які автоматично закриваються у випадку обриву газопроводу, щоб знизити імовірність виникнення пожежі на автомобілі. Газовий двигун автомобіля ЗИЛ-431810 не призначений для повноцінної роботи на бензині, що дозволяє підвищити ступінь стиску двигуна для роботи на газі до восьми. Але для можливої короткочасної роботи на бензині у випадку повного витрачання газу або появи несправності в газовій апаратурі він обладнаний резервною системою живлення. Вона складається з бачка 8, паливопроводів, бензинового насоса 17, фільтра-відстійника та однокамерного малорозмірного карбюратора 15. При роботі на бензині двигун може розвивати лише 30...40 % номінальної потужності.

Принцип роботи резервної та традиційної карбюраторної системи живлення аналогічний.

При переводі двигуна з газу на бензин або навпаки не слід допускати роботу двигуна на суміші двох палив. Це може викликати спалахи, що небезпечно в пожежному відношенні. Необхідно перекрити подачу палива і випрацювати один з видів палива до зупинки двигуна. Потім відкрити подачу другого виду палива і пустити двигун звичайним способом.

**Системи живлення двигунів зрідженим природним газом** відзначаються присутністю теплоізольованого криогенного бака для утримання газу в рідкому вигляді при температурі мінус 161°C, більш ефективних випарників і низьким робочим тиском в системі. При охолодженні метану, який є основним компонентом природного газу, до температури мінус 161 °C при атмосферному тискові, він переходить в рідкий стан і об'єм його зменшується в 600 разів.

Кріогенні системи поки не одержали широкого застосування через складності конструкції, необхідності використання матеріалів, які дорого коштують, невирішення питань технології зрідження природного газу, його транспортування і зберігання. Однак, застосування їх вельми перспективне.

**В інжекторних системах живлення** газових двигунів горючий газ подається в впускний колектор, або в впускні канали циліндрів під тиском через електромагнітні форсунки з електронним керуванням так само, як в двигунах з впорскуванням бензину. Величина подачі газу регулюється зміною тривалості впорскування і тиску газу перед розпилювачими форсунками в залежності від частоти обертання, тиску в впускному колекторі і положення педалі керування двигунів. В цих системах замість газового редуктора низького тиску застосовується газовий редуктор середнього тиску, з якого газ поступає до форсунок під тиском 0,07...0,2 МПа, і електронний мікропроцесорний блок керування.

#### **5.4.2. Системи живлення бензогазових двигунів**

В бензогазових двигунах горюча суміш складається з горючого газу, пари бензину і повітря.

Системи живлення бензогазових двигунів відрізняються від розглянутих вище систем живлення газових двигунів конструкцією окремих вузлів. Простішим способом переобладнання газового двигуна в бензогазовий є установка в головній дозуючій системі карбюратора і в дозуючому економайзерному пристрої газового редуктора жиклерів з сумарною пропускною спроможністю, що забезпечує одержання повної потужності двигуна при подачі одночасно бензину та газового палива. Бензиновий економайзер та прискорюючий насос вимикаються. Недолік - неможливість роботи на повну потужність на одному бензині, або на одному газі без заміни жиклерів, що створює незручності при експлуатації автомобіля. Для виправлення цього недоліку розробляються більш складні системи подачі бензину та газів. Наприклад, в НТУ (м. Київ) розроблена система живлення для бензогазових двигунів, в якій передбачені по два паралельно працюючих жиклери в головній дозуючій системі карбюратора і в дозуючому економайзерному пристрої газового редуктора. Один з кожної пари жиклерів перекривається електромагнітним клапаном. В дозуючому економайзерному пристрої одночасно перекривається і жиклер потужнісного регулювання. Електромагніти керуються датчиками, один з яких встановлений в паливному баці, а другий - газовій магістралі. При наявності бензину в баці і достатньому тискові в газовій магістралі обидва клапани закриті і двигун працює як бензогазовий одночасно на двох паливах. Якщо нема бензину в баці, то автоматично відкривається клапан в дозуючому економайзерному пристрої і двигун працює на одному газі, розвиваючи повну потужність. Якщо недостатній тиск в газовій магістралі, то, відкривається клапан в карбюраторі і двигун повноцінно працює на одному бензині. Перемикання відбувається автоматично. Розроблені також інші варіанти системи живлення бензогазових двигунів.

### 5.4.3. Система живлення газодизелів

Автомобільні газодизелі відрізняються від звичайних дизелів в основному наявністю додаткової системи живлення газовим паливом. Система живлення дизельним паливом така ж, як у дизелів. В газодизелях можуть застосовуватися стиснутий і зріджений природний газ, а також зріджений нафтовий газ. Однак у зв'язку з тим, що октанове число нафтових пропан-бутанових газів нижче, ніж у природного газу, при роботі газодизеля на зрідженому нафтовому газі можливе виникнення детонації. Для усунення детонації доводиться збільшувати дозу вприскуваного дизельного палива, яка може досягати 70 % від витрати при роботі за дизельним циклом. А тому на газодизельних автомобілях використовують переважно стиснутий природний газ. Потужність дизеля і газодизеля визначається теплотою згоряння паливоповітряної суміші  $Q_{см}$ , яка у дизелі залежить тільки від коефіцієнта надміру повітря  $\alpha$ , а у газодизеля - від коефіцієнта надміру повітря  $\alpha_{ГД}$  і частки теплоти  $q$ , що вноситься з дизельним паливом. Ці залежності показані на рис. 5.38. Крива 1 - для газодизельного циклу при значенні  $q = 0,05$  і крива 2 - для дизельного циклу при  $q = 1,00$ . При інших значеннях  $q$  криві знаходяться між кривими 1 і 2. Щоб одержати при газодизельному циклі таку ж теплоту згоряння, а отже і потужність, як при дизельному, достатньо трохи зменшити  $\alpha_{ГД}$ , що цілком можливо. Потужність газодизеля може бути навіть більше на 5...6 %, ніж потужність дизеля.

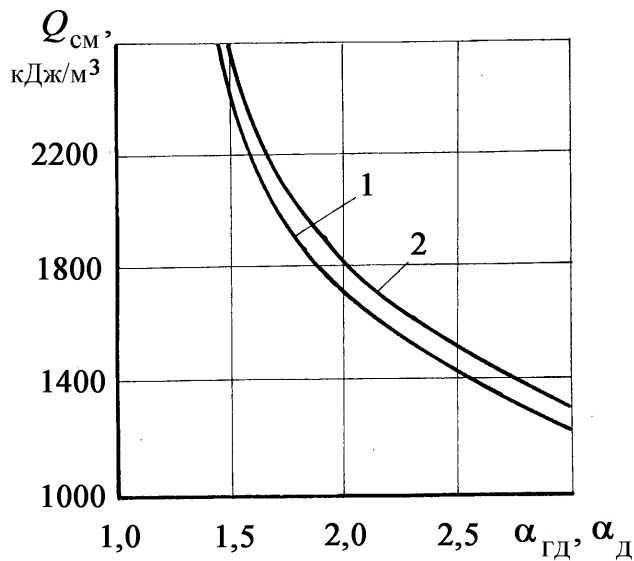


Рис. 5.38. Залежність теплоти згоряння від коефіцієнта надміру повітря:  
1 - для газодизельного циклу;  
2 - для дизельного циклу

Газоповітряну суміш при газодизельному циклі можна збідняти до  $\alpha_{ГД} = 5...7$  та більше.

Це дозволяє в принципі застосовувати в газодизелях регулювання потужності шляхом змінення складу газоповітряної суміші, тобто якісне регулювання, при якому потужність двигуна регулюється зміненням подачі газу в газоповітряний змішувач, а подача повітря не регулюється (рис. 5.39, а). При зменшенні подачі газу відбувається збіднення газоповітряної суміші і відповідно зниження потужності двигуна. Однак збідненням газоповітряної суміші не вигідно зменшувати потужність газодизеля менше 25...30 % від

номінальної тому, що із-за уповільненого та неповного згоряння збіднених сумішей погіршується економічність двигуна і зростають викиди незгорівшого метану  $CH_4$ .

Ефективною межею збіднення робочої суміші в газодизелях визначають  $\alpha_{ГД} \approx 2,0$ .

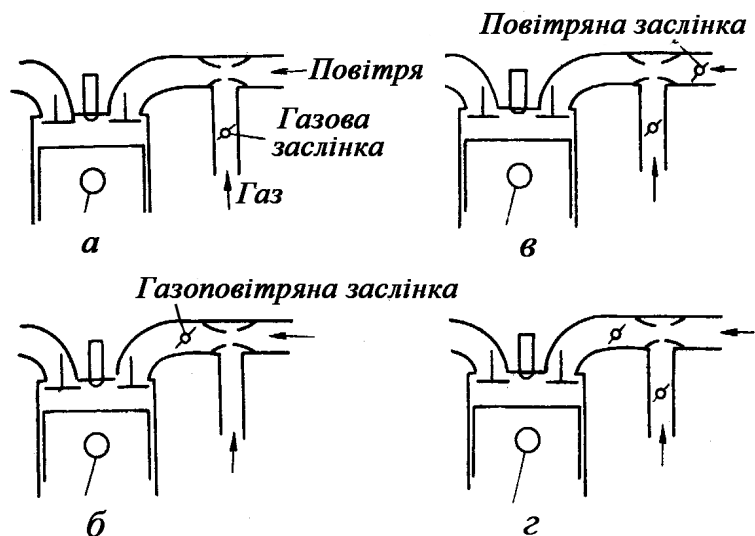


Рис. 5.39. Схеми регулювання газоповітряної суміші в газодизелях

Можна застосувати кількісне регулювання, при якому потужність двигуна регулюється зміненням подачі газоповітряної суміші двигуна (рис. 5.39, б). Але при такому регулюванні не забезпечується самозаймання запального рідкого палива при газоповітряної суміші. Тому в газодизелях доцільно застосовувати змішане регулювання: кількісне при великих і середніх навантаженнях і якісне при малих навантаженнях з переходом на одне дизельне паливо при навантаженнях менших 25...10 % від номінального та в режимі холостого ходу.

Змішане регулювання здійснюється двома способами:

- одночасним регулюванням подачі повітря і газу (рис. 5.39, в) при великих і середніх навантаженнях і регулюванням тільки подачі газу при частково закритій повітряній заслінці при малих навантаженнях і в режимі холостого ходу;

- зміненням подачі газоповітряної суміші при великих і середніх навантаженнях за допомогою газоповітряної заслінки (рис. 5.39, г) і регулюванням тільки подачі газу при частково закритій газоповітряній заслінці на малих навантаженнях і в режимі холостого ходу.

Основні елементи газової апаратури: балони, підігрівач або випарник газу, газові редуктори та інші, такі ж, як у газових двигунів. Принципово відрізняються пристрої для керування подачею газу, обмеження подачі запальної дози дизельного палива, захисту двигуна від черезмірного підвищення частоти обертання.

На автомобільних газодизелях з ежекторною подачею застосовують дворезимні або всережимні механічні і електронні мікропроцесорні регулятори частоти обертання, а в газодизелях з інжекторною подачею газу – електронні мікропроцесорні блоки керування.

При використанні дворезимного регулятора орган керування подачею дизельного палива фіксують в положенні, при якому подається мінімальна запальна доза палива. Подачею газового палива керує водій. На газодизелях із всережимним регулятором останній автоматично регулює або одночасно подачу газового і дизельного палива, або тільки подачу газу при постійному положенні органа керування подачею дизельного палива.

Паливна система з дворезимним регулятором застосована на газодизелях КамАЗ-7409.10. Подача стиснутого газу в ній здійснюється за допомогою такої ж газової апаратури, як на газобалонних автомобілях ЗІЛ та ГАЗ, до складу якої входять: балони для стиснутого до 20 МПа газу, підігрівник газу, сполучений з системою охолодження двигуна, редуктор високого тиску, електромагнітний газовий клапан, двоступеневий газовий редуктор низького тиску. З другого ступеню газового редуктора низького тиску газ потрапляє до дозатора газу з газовою заслінкою і далі в газоповітряний змішувач з дифузором, де змішується з повітрям, що поступає із повітроочисника. Газоповітряна суміш проходить в циліндри двигуна, стискується, в кінці такту стиску в неї крізь серійну форсунку вприскується запальна доза дизельного палива, яка спалахує і підпалює всю масу газоповітряної суміші.

Для переведення на роботу за дизельним або газодизельним циклом на регуляторі розташований механізм обмеження запальної дози дизельного палива, який складається з поворотного упору, керуючого електромагніта і вимикача блокування, увімкненого в електричний ланцюг електромагнітного газового клапана. Поворотний упор розташований напроти важеля керування регулятором частоти обертання і діє також на вимикач блокування. До керуючого електромагніта електричний струм потрапляє через центральний перемикач з електричної мережі автомобіля.

Для роботи за дизельним циклом контакти центрального перемикача розмикають. При цьому поворотний упор повертається так, що не перешкоджає переміщенню важеля керування регулятором частоти обертання на повний хід, а вимикач блокування вимикає постачання електричного струму в електромагнітний газовий клапан і тому останній закритий. Двигун працює за дизельним циклом.

Для роботи за газодизельним циклом контакти центрального перемикача замикають. При цьому поворотний упор під дією керуючого електромагніта повертається так, що обмежує переміщення важеля керування в межах від положення мінімального холостого ходу до положення, при якому подається запальна доза дизельного палива. Одночасно цей же упор діє на вимикач блокування, завдяки чому відкривається електромагнітний газовий клапан і газ потрапляє в систему живлення. На щитку приборів



загоряється електрична лампочка зеленого кольору. Це сигналізує про те, що подача газу увімкнута і двигун працює за газодизельним циклом.

Вимикач блокування виключає можливість одночасного вмикання подачі газу і повної подачі дизельного палива, що могло б привести до пошкодження двигуна.

Керування двигуном здійснюється педаллю, яка з'єднана телескопічними тягами з важелями керування регулятором та газовою заслінкою. Телескопічні тяги забезпечують можливість незалежного переміщення цих важелів при роботі за дизельним або газодизельним циклом.

На виході з редуктора високого тиску встановлений електричний датчик тиску, настроєний на тиск 0,45... 0,55 МПа. При меншому тиску датчик виключає керуючий електромагніт, внаслідок чого здійснюється автоматичне перемикавання на живлення одним дизельним паливом, а на щитку приборів загоряється сигнальна лампа червоного кольору.

Запуск двигуна роблять тільки на дизельному паливі. Переведення на газодизельний режим допустиме після прогріву двигуна до температури охолоджуючої рідини 50...60 °С.

В паливних системах газодизелів з дворезимним регулятором складним питанням є обмеження максимальної частоти обертання при роботі за газодизельним циклом, оскільки газова заслінка не зв'язана з регулятором. Тому приходиться застосовувати додаткові пневматичні або електронні прилади. В газодизелях КамАЗ-7409.10 для цього служать пневматична камера з діафрагмою, триходовий двопозиційний електропневматичний клапан та електронний блок керування з електромагнітним датчиком імпульсів, встановленим напроти зубчатого вінця, що обертається синхронно з колінчастим валом двигуна, Діафрагма пневматичної камери з'єднана з газовою заслінкою так, що заслінка може повертатися під дією діафрагми незалежно від положення педалі керування двигуном. При відсутності струму електропневматичний клапан з'єднує пневматичну камеру з атмосферою і її діафрагма не впливає на положення газової заслінки. При досягненні двигуном номінальної частоти обертання 2550 хв<sup>-1</sup> за сигналом з електронного блоку керування електропневматичний клапан сполучує пневматичну камеру з камерою газоповітряного змішувача і під дією розрідження діафрагма закриває газову заслінку, завдяки чому обмежується зростання частоти обертання.

Всережимний регулятор частоти обертання (рис. 5.40) застосовано в системі живлення, яка призначена для переобладнання в газодизелі серійних дизелів сім'ї ЯМЗ (розробка НТУ). Для цього муфта 1 всережимного регулятора зв'язана і з рейкою 2 паливного насоса високого тиску, і з керуючим золотником гідравлічного підсилювача 9, який діє на затвор 8 дозатора газу, що застосований замість газової заслінки. Щоб затвор дозатора газу міг переміщуватися при зафіксованій для подачі запального дизельного палива рейці, на ній встановлені муфта 4 і пружина 3, яка відтягує рейку 2 ліворуч в бік збільшення подачі дизельного палива.

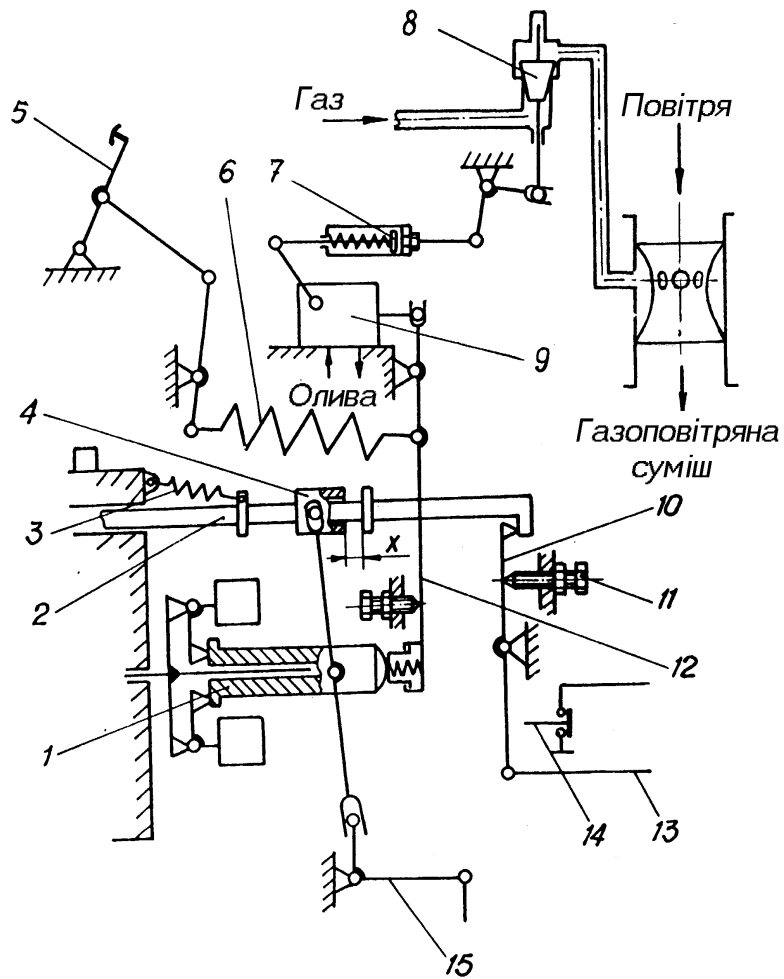


Рис. 5.40. Принципова схема всережимного регулятора для газодизелів ЯМЗ

На правому кінці рейки є виступ, на який діє важіль *10* обмеження подачі запальної, дози дизельного палива, зв'язаний тягою *13* з електромагнітним перемикачем.

Для роботи за газодизельним циклом важіль *10* повертають за годинниковою стрілкою, внаслідок чого рейка *2* переміщується праворуч, в сторону зменшення подачі палива незалежно від положення муфти *1* регулятора. Втулка *4* залишається нерухомою, а пружина *3* розтягується. При цьому між правим буртиком на рейці та втулкою *4* утворюється зазор *x*. Під час роботи двигуна за газодизельним циклом муфта *1* через головний важіль *12* діє на гідравлічний підсилювач, який переміщує затвор *5*, а рейка *2* залишається нерухомою завдяки переміщенню втулки *4* по рейці в межах зазору *x*.

Під час формування регуляторної вітки затвор *8* переміщується, зменшуючи подачу газу. Після того, як втулка переміститься на величину зазору *x*, рейка *2* також починає переміщуватись в сторону зменшення подачі дизельного палива одночасно з триваючим зменшенням подачі газу. Повне виключення подачі дизельного палива, завдяки наявності телескопічної тяги

7, відбувається після повного закриття і зупинки затвора 8. Цим відвертається попадання незгорівшого газу у випускну систему двигуна при роботі його в режимі примусового холодного ходу. Подача запального дизельного палива регулюється гвинтом 11, номінальна подача газу - зміненням довжини тяги 7.

Швидкісний режим задається водієм шляхом змінення попереднього розтягання пружини 6 за допомогою педалі 5.

Для переходу на дизельний цикл важіль 10 повертають проти годинникової стрілки, рейка вивільнюється і під дією пружини 3 переміщується ліворуч до ліквідації зазору  $x$ . Подача газу одночасно з цим вимикається електричним вимикачем 14 і двигун починає працювати на одному дизельному паливі.

Для зупинки двигуна треба вимкнути подачу газу, а потім подачу дизельного палива, повернувши важіль 15 проти годинникової стрілки.

В системі живлення газодизелів з описаним всережимним регулятором нема потреби в додатковому пристрої для запобігання надмірного підвищення частоти обертання. Цю функцію виконує сам регулятор.

Якщо в газодизелі застосовується змішана система регулювання потужності з двома заслінками, то переставляючої сили регулятора прямої дії може бути недостатньо для переміщення заслінок. В цьому випадку між чутливим елементом регулятора та заслінками встановлюється гідравлічний підсилювач. В регуляторах непрямої дії додатковий гідравлічний підсилювач не потрібний.

В системі живлення газодизелів з ежекторною системою подачі газу з електронним мікропроцесорним регулятором частоти обертання останній діє на затвор дозатора газу і рейку ПНВТ в залежності від положення педалі керування двигуном і частотами обертання його вала за програмами (швидкісними характеристиками), які введені в довготривалий запам'ятовуючий пристрій електронного регулятора. В цих програмах враховуються також температура охолодної рідини в двигуні, атмосферні температура і тиск та інші параметри.

Для цього на двигун встановлюють електричні приводи дозатора газу і рейки ТНВД і відповідні датчики для вимірювання різних параметрів.

В системах живлення газодизелів з інжекторною (впорскуючою) системою подачі газу і електронним мікропроцесорним блоком керування останній регулює подачу газу через електромагнітні форсунки шляхом зміни тривалості впорскування газу і корегує положенням рейки ПНВТ, як в попередньому випадку, за програмами, що містяться в ЕБК.

#### **5.4.4. Газові редуктори**

Найбільш складними вузлами газової апаратури є газові редуктори.

**Газові редуктори високого тиску.** Для зниження тиску газів, що поступають з балонів, до заданого значення, що залежить від типу системи живлення, служать газові редуктори. Вони діляться на два класи: високого і низького тиску. Редуктори високого тиску застосовуються в системах

живлення із стиснутим природним газом. В них високий тиск газу (до 20...25 МПа) знижується до тиску, при якому газ подається на вхід редуктора низького тиску. Принципова схема одноступеневого газового редуктора високого тиску показана на рис. 5.41. Стиснутий газ з балонів потрапляє в камеру *A* високого тиску і через відкритий клапан *2* в камеру *B* робочого тиску, з якої виходить в газовий редуктор низького тиску.

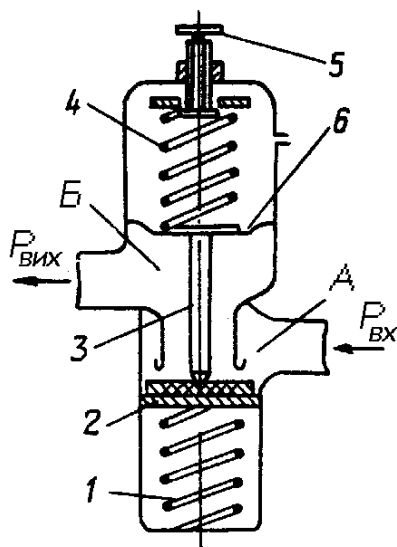


Рис. 5.41. Схема одноступеневого газового редуктора високого тиску

Якщо витрати газу з камери *B* немає, то під тиском газу діафрагма *6* із штоком *3* переміщується догори, стискаючи задавальну пружину *4*, і клапан *2* під дією зворотної пружини *1* закривається. В камері *B* встановиться тиск, який визначений розміром попередньої затяжки пружини *4*. При наявності витрати газу з камери *B* тиск в ній знижується і під зусилля пружини *4*, що передається через шток *3* на клапан *2*, останній відкривається і перепускає газ з камери *A* в камеру *B*. Внаслідок розширення газу при проходженні крізь клапан *2* тиск його знижується до значення, заданого пружиною *4*. Таким чином, в камері *B* підтримується приблизно постійний тиск, який не залежить від витрати газу з неї. Потрібний тиск регулюється гвинтом *5*.

**Газові редуктори низького тиску.** Редуктори низького тиску являють собою автоматичні дво- або трьохступеневі регулятори тиску мембранно-важільного типу. Вони виконують такі функції:

- знижують тиск газу на виході з редуктора до трохи надлишкового значення 20...100 Па, необхідного для полегшення пуску двигуна та його стійкої роботи на перехідних режимах;
- забезпечують необхідну витрату газу в залежності від режиму роботи двигуна;
- перекривають подачу газу при зупинці двигуна.

На вітчизняних газобалонних автомобілях застосовуються однакові двоступеневі редуктори для зріджених нафтових і стиснутого природного газів (рис. 5.42).

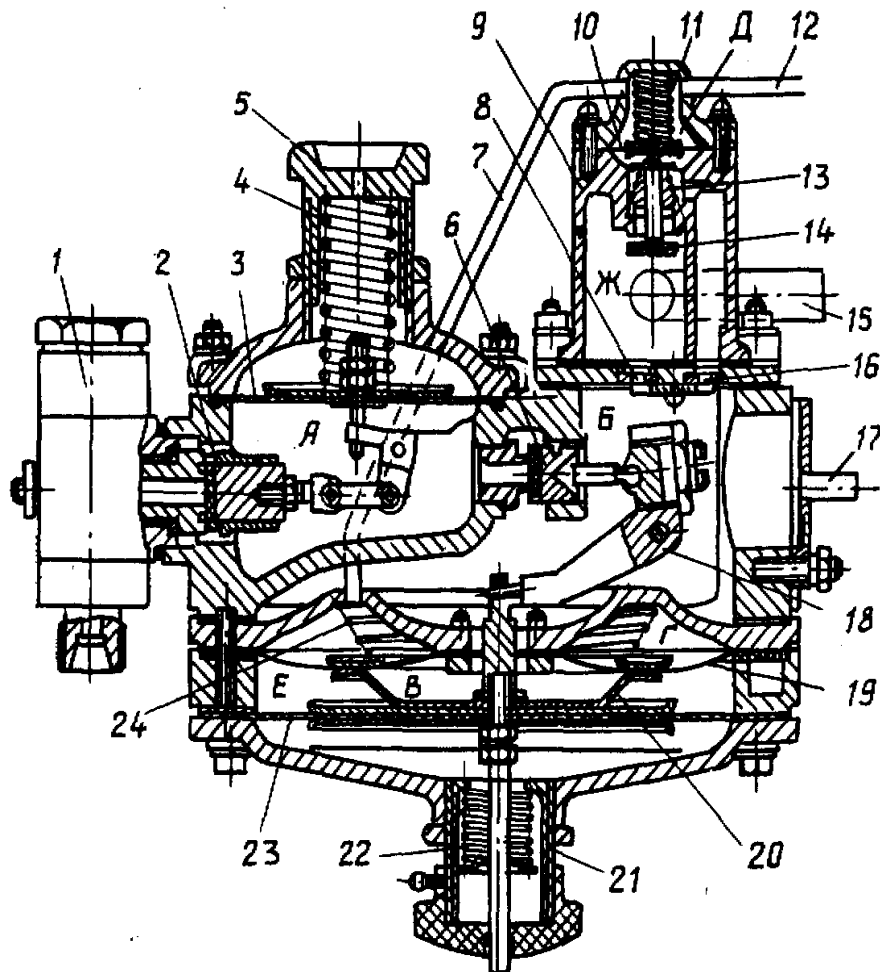


Рис. 5.42. Схема двоступеневого редуктора для газових двигунів

В редукторі є два ступені: перший - високого тиску з порожниною *A* і другий - низького тиску з порожнинами *B*, *B* і *E*. Крім того, є розвантажуючий пристрій з порожниною *Г*, діафрагмою *19* і пружиною *24*, і дозуючий економайзерний пристрій *9* з вакуумною порожниною *Д*.

Зріджений газ з випарника або стиснутий газ з редуктора високого тиску потрапляє крізь сітчастий фільтр *1* і клапан *2* в порожнину *A*. Якщо двигун не працює і витрати газу з редуктора немає, то під дією тиску газу на діафрагму *3* клапан *2* закривається. При цьому в порожнині *A* встановлюється тиск 0,18...0,22 МПа, наданий попереднім стиском пружини *4*. Клапан *6* другого ступеню, зв'язаний важелем *18* з діафрагмою *23*, в цей час закритий під дією зусилля пружини *22*, з яким складається зусилля пружини *24*, що передається на діафрагму *23* через тарілчастий упор *20*. Клапан *14* дозуючого економайзерного пристрою *9* відкритий тому, що зусилля пружини *11* більше зусилля зворотної пружини *13*. У всіх порожнинах редуктора, крім порожнини *A*, тиск дорівнює атмосферному. Газовий редуктор в цьому випадку виконує роль автоматичного запірного пристрою.

Під час пуску двигуна по трубкам 7 і 12 в порожнини Г і Д передається розрідження до 800...900 Па з впускного колектора. Внаслідок цього діафрагма 19 деформується, стискує пружину 24 і вивільняє клапан 6 другого ступеня від її дії, а клапан 14 економайзера під дією діафрагми 10 закривається.

Під дією тиску в порожнині А на пластинчастий клапан 6 другого ступеня він відкривається, долаючи зусилля пружини 22. Газ з порожнини А проходить через клапан 6 в порожнини Б, В і Е, натискуючи на діафрагму 23 в бік закриття клапана. Рівновага настає при надлишковому тискові газу в порожнинах Б, В, Е, що дорівнює 50...100 Па. Під цим тиском газ потрапляє в газоповітряний змішувач.

Під час роботи двигуна в режимі холостого ходу газ виходить з порожнини Б до газоповітряного змішувача за двома напрямками: через патрубков 17 і через дозуючий жиклер 8 економічного регулювання в порожнину Ж, а з ній в патрубков 15.

При збільшенні навантаження на двигун і частоти обертання колінчастого вала витрата газу з редуктора зростає. При цьому надлишковий тиск газу в порожнинах Б, В, Е, (50...100 Па) знижується до розрідження 150...200 Па. Під дією цього розрідження на діафрагму 23 клапан 6 другого ступеня відкривається більше. Одночасно клапан 2 першого ступеня теж більше відкривається і витрата газу через нього збільшується. При більшому відкритті дросельних заслінок газоповітряного змішувача розрідження у впускному колекторі двигуна і в порожнині Д дозуючого економайзерного пристрою стає меншим. Внаслідок цього клапан 14 під дією пружини 11 відкривається і через жиклер 16 потужносного регулювання і клапан 14 в порожнину Ж і далі через патрубков 15 в газоповітряний змішувач додатково поступає газ, внаслідок чого пальна суміш збагачується і двигун розвиває номінальну потужність.

Потрібний тиск у першому і другому ступенях редуктора регулюють, змінюючи попередній натяг пружин 4 і 22 за допомогою гвинта 5 і ніпеля 21.

На двигунах ЗІЛ-138А, працюючих на стиснутому природному газі, для полегшення пуску холодного двигуна передбачена пускова система, в яку входить електромагнітний запірний клапан з дозуючим жиклером. Клапан з'єднаний трубками з першим ступенем редуктора низького тиску і газоповітряним змішувачем. При пуску двигуна через цей клапан газ під тиском 0,18...0,22 МПа поступає в змішувач безпосередньо з першого ступеня редуктора. Клапан вмикають при прокручуванні двигуна і вимикають через 10...15 с після початку його роботи. Завдяки цьому забезпечується надійний пуск двигуна при температурі до мінус 20 °С.

На газодизелях застосовується цей же редуктор але без дозуючого економайзерного пристрою. Замість жиклерів економічного та потужносного регулювання встановлюється один жиклер, що обмежує максимальну подачу газу.

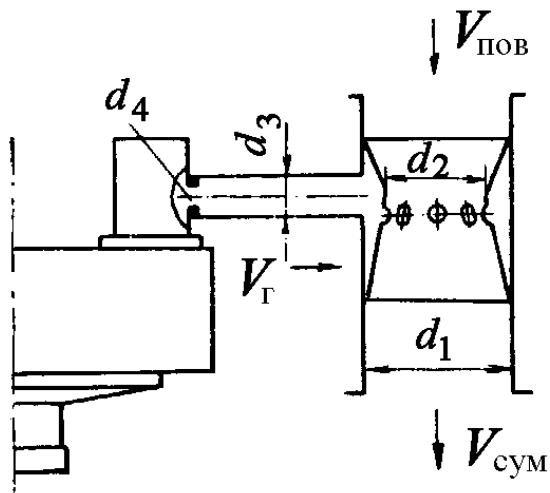


Рис. 5.43. До розрахунку газоповітряного змішувача і дозуючого пристрою

За рубежем велике розповсюдження набули двоступеневі газові редуктори - випарники, що являють собою звичайний газовий редуктор, об'єднаний в одному корпусі з випарником газу.

Для зменшення коливань тиску на виході з редуктора, що виникають внаслідок перемінного вакууму, який передається з впускного колектора двигуна, розробляються конструкції трьохступневих редукторів низького тиску. Вони відрізняються від двоступневих редукторів наявністю проміжного ступеня.

Для спрощення газової апаратури застосовують конструкції трьохступневих редукторів, у яких газові редуктори високого і низького тиску об'єднані в одному корпусі який має порожнини для підігріву рідиною з системи охолодження двигуна.

#### 5.4.5. Розрахунок газової апаратури

Газову апаратуру розраховують за умови забезпечення максимальної потужності двигуна при заданому значенні коефіцієнта надміру повітря. Спочатку розраховують газоповітряний змішувач і з'єднаний з ним дозуючий пристрій газового редуктора низького тиску (рис. 5.43). Визначають діаметри:  $d_1$  - патрубку для виходу газоповітряної суміші;  $d_2$  - дифузора;  $d_3$  - патрубку для підводу газу;  $d_4$  - жиклера дозуючого пристрою. Із-за малих перепадів тисків стисливість повітря і газу не враховують.

Витрата газоповітряної суміші із змішувача дорівнює її витраті двигуном. На номінальному режимі вона становить,  $\text{м}^3/\text{с}$ ,

$$V_{\text{СУМ}} = V_h \cdot \eta_v \cdot n_{\text{НОМ}} \cdot i / 30\tau = f_1 W_1, \quad (5.29)$$

де  $V_h$  - робочий об'єм циліндра, м<sup>3</sup>;  $\eta_v$  - коефіцієнт наповнення;  $n_{\text{ном}}$  - номінальна частота обертання двигуна, хв<sup>-1</sup>;  $i$  - кількість циліндрів;  $\tau$  - коефіцієнт тактності двигуна;  $f_1$  - площа прохідного перерізу вихідного патрубку змішувача, м<sup>2</sup>;  $W_1$  - швидкість суміші у вихідному патрубку, м/с. Звідси, м<sup>2</sup>:

$$f_1 = V_{\text{сум}} / W_1. \quad (5.30)$$

Діаметр вихідного патрубку, м:

$$d_1 = \sqrt{4V_{\text{сум}} / 3,14W_1} \quad (5.31)$$

Секундна витрата повітря, м<sup>3</sup>/с:

$$V_{\text{пов}} = \frac{\alpha_{\Gamma} L_0^{\Gamma} V_{\text{сум}}}{1 + \alpha_{\Gamma} L_0^{\Gamma}} = \frac{V_{\text{сум}}}{1/\alpha_{\Gamma} L_0^{\Gamma} + 1}. \quad (5.32)$$

Для газових двигунів приймають  $\alpha_{\Gamma} = 1,15 \dots 1,20$ , для газодизелів  $\alpha_{\Gamma\text{д}} = 1,6 \dots 2,0$ .

Діаметр  $d_2$  визначають, використовуючи рівняння витрати повітря через дифузор

$$V_{\text{пов}} = \mu_2 f_2 \sqrt{2(p_0 - p_2) / \rho_{\text{пов}}}, \quad (5.33)$$

де  $\mu_2$  - коефіцієнт витрати;  $f_2$  - прохідний переріз дифузора, м<sup>2</sup>;  $\rho_{\text{пов}}$  - густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;  $p_0, p_2$  - тиск повітря при вході в змішувач та в найменшому перерізі дифузора, Па.

З рівняння (5.33)

$$f_2 = \frac{V_{\text{пов}}}{\mu_2 \sqrt{2(p_0 - p_2) / \rho_{\text{пов}}}}. \quad (5.34)$$

Діаметр дифузора, м:



$$d_2 = \sqrt{\frac{4V_{\text{ПОВ}}}{3,142\sqrt{(p_0 - p_2)}/\rho_{\text{ПОВ}}}}. \quad (5.35)$$

Перепад тиску ( $p_0 - p_2$ ) приймають не більше ніж 0,02 МПа, щоб не погіршилось наповнення циліндрів свіжим зарядом. Ця величина відповідає швидкості повітря, близької до 150 м/с.

Витрата газу, м<sup>3</sup>/с:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{ПОВ}} / \alpha_{\Gamma} L_0^{\Gamma}. \quad (5.36)$$

Площу прохідного перерізу патрубку для підводу газу, м<sup>2</sup>, визначають, задаючись його швидкістю в цьому перерізі

$$f_3 = V_{\Gamma} / W_3, \quad (5.37)$$

де  $W_3$  - швидкість газу, яку можна прийняти в межах 20...30 м/с.

Діаметр патрубка, м:

$$d_3 = \sqrt{4V_{\Gamma} / 3,14W_3} \quad (5.38)$$

Діаметр газового жиклера визначають з рівняння витрати газу крізь жиклер

$$V_{\Gamma} = \mu_4 f_4 \sqrt{2(p_0 - p_2 - \Delta p) / \rho_{\Gamma}}, \quad (5.39)$$

де  $\mu_4$  - коефіцієнт витрати;  $f_4$  - площа прохідного перерізу жиклера, м<sup>2</sup>;  $\rho_{\Gamma}$  - густина газу, кг/м<sup>3</sup>;  $p_2$  - тиск в другому ступені редуктора низького тиску, Па;  $\Delta p$  - втрата тиску в патрубку, що підводить газ, між редуктором та змішувачем.

Ураховуючи рівняння (5.39), визначаємо діаметр жиклера, м

$$d_3 = \sqrt{\frac{4V_{\Gamma}}{3,14\mu_4\sqrt{2(p_0 - p_2 - \Delta p)}/\rho_{\Gamma}}}. \quad (5.40)$$

Значення  $\Delta p$  залежить від густини газу, коефіцієнта гідравлічного опору патрубка і швидкості газу. При попередніх розрахунках її можна не враховувати.

Розміри решти елементів газової апаратури (редукторів, клапанів, вентилів, підігрівача чи випаровувача газу) вибирають за потрібною витратою газу  $V_{\Gamma}$  на номінальному режимі з невеликим запасом (25...30 %).

#### **5.4.6. Основні напрямки розвитку газових систем живлення**

Розвиток систем живлення газових та бензогазових двигунів і газодизелів іде у таких основних напрямках: спрощення конструкцій, зниження маси і розмірів газової апаратури, застосування багатофункціональних електронних систем автоматичного керування, які забезпечують оптимальне регулювання складу газоповітряної суміші, кута випередження запалювання (або кута випередження впорскування у газодизелів), фаз газорозподілу, запальної дози дизельного палива, тиску наддуву та інше у залежності від режимів роботи двигуна та зовнішніх умов. Системи автоматичного керування створюють на базі мікропроцесорів та міні-ЕОМ.

Важливе значення має зниження маси балонів для стиснутого природного газу. Велика маса сталевих балонів змушує суттєво зменшувати корисну вантажопідйомність автомобіля, зменшується його пробіг на одній заправці.

Розробляються конструкції легких балонів: алюмінієвих армованих по зовнішній поверхні сталевим обплетенням, металопластикових, армованих високостійкою ниткою із скловолокном. Вдвічі меншу ніж у сталевих балонів питому металомісткість мають балони з композиційних матеріалів. Це сталеві балони з товщиною стінки в два рази меншою ніж у звичайних балонів, на які ззовні щільно накладена обмотка із скловолокна.

Вельми перспективне застосування на автомобілях кріогенних баків для зрідженого природного газу. В цьому напрямку ведуться інтенсивні дослідження.

Наповнення балонів стиснутим або зрідженим газом провадиться на спеціальних заправних станціях, кількість яких ще довгий час буде недостатньою. У зв'язку з цим автомобільні двигуни, у яких використовується газове паливо, повинні рівноцінно працювати як на одному рідкому паливі, так і на одному газовому паливі, або одночасно на двох паливах - газовому і рідкому. Тому зберігається необхідність обладнання їх двома системами живлення - і газовим, і рідким паливами.

Але газові двигуни, які працюють на одному газовому паливі, створені на базі дизелів. Можуть знайти застосування на машинах, які використовуються для роботи на постійних маршрутах, обладнаних газозаправними станціями. Наприклад, на автобусах у великих містах.

#### **ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ**

1. На які види підрозділяються системи живлення газових двигунів?
2. З яких основних елементів складаються системи живлення газових

двигунів? Які функції вирішує кожний з них?

3. Чим відрізняються системи бензогазових двигунів від газових?

4. Які особливості мають системи живлення газодизелів? в газодизелях?

5. Які способи регулювання якості газоповітряної суміші застосовуються в газодизелях?

6. Укажіть основні напрямки подальшого розвитку систем живлення газових двигунів та газодизелів.

## 5.5. Системи наддуву автомобільних двигунів

### 5.5.1. Мета, способи і схеми наддуву

Наддув є радикальним способом збільшення масового наповнення циліндра свіжим зарядом. При наддуві повітря (в дизелі) або горюча суміш (в бензиновому, газовому двигунах) подається в циліндр під тиском  $p_K$ , більшим ніж тиск навколишнього середовища  $p_0$ . Завдяки цьому підвищується густина і збільшується маса свіжого заряду  $M_{\text{сум}}$ , який поступає в циліндр. Тим самим відкривається можливість при тих же умовах, що і без наддуву, збільшити значення коефіцієнта надміру повітря  $\alpha$ , спалити в камері згоряння більшу кількість паливоповітряної суміші і одержати більшу потужність двигуна,  $N_e$ . Застосуванням наддуву можна підвищити потужність на 40 % і більше.

Очевидно, що при підвищенні потужності двигуна  $N_e$  шляхом наддуву збільшується теплонапруженість його деталей. Саме теплонапруженістю обмежується вибір ступеня підвищення тиску заряду в компресорі  $\pi_K = \frac{p_K}{p_0}$ , ступеня наддуву в двигунах.

З урахуванням допустимої теплонапруженості в дизелях з наддувом визначається і потрібний коефіцієнт надміру повітря. Наддув у бензинових двигунах застосовувався порівняно рідко через загрозу появи детонаційного згоряння. Однак в останній час у світовому автомобільному двигунобудуванні наддув знаходить все більше застосування і в цих двигунах, особливо при застосуванні систем впорскування бензину, як спосіб підвищення економічності двигуна на малих і середніх навантаженнях.

Для зниження температури свіжого заряду і підвищення його густини в кінці впуску при високих значеннях ступеня наддуву ( $\pi_K > 2,0$ ) застосовують пониження температури заряду після компресора у спеціальному охолоднику. Завдяки цьому значно збільшується масове наповнення циліндра свіжим зарядом і відкривається можливість (за теплонапруженістю деталей) здійснити ефективний робочий цикл при більш низьких, ніж без наддуву, значеннях  $\alpha$  і тим самим забезпечити більшу потужність двигуна. Крім того, при зниженні початкової температури заряду в циліндрі завдяки

охолодженню його після компресора вдається значно зменшити втрати теплоти в стінки камери згоряння, що приводить до істотного підвищення ККД циклу і паливної економічності двигуна.

Як вже відмічалось при описанні процесу впуску (підрозд. 4.1), в залежності від конструктивних особливостей систем наддуву і режиму роботи двигуна тиск  $p_K$  може бути більшим або меншим тиску випуску  $p_{\text{вип}}$  (див. рис 4.3). Для автомобільних двигунів з найбільш поширеним газотурбінним наддувом типовим є випадок, коли  $p_K$  більше  $p_{\text{вип}}$ . При цьому в період перекриття клапанів (ділянка 1 - 4) в дизелі має місце продувка циліндра свіжим зарядом, завдяки чому зменшується кількість залишкових газів і підвищується значення коефіцієнта наповнення  $\eta_v$ . Для посилення цього ефекту часто збільшують перекриття клапанів до 100...120° п.к.в. При наддуві ефективніше здійснюється дозарядка циліндра на ділянці  $a-2$ , що також забезпечує приріст значення коефіцієнта наповнення  $\eta_v$ . Збільшенню коефіцієнта  $\eta_v$  при наддуві сприяє також менше підігрівання заряду під час впуску.

### 5.5.2. Класифікація систем наддуву

Системи наддуву, які застосовуються на автомобільних двигунах, можна класифікувати за рядом ознак.

#### **За родом джерела енергії для наддуву:**

- системи, що використовують енергію відпрацьованих газів:
  - а) системи з турбокомпресором (ТК);
  - б) системи з хвильовим обмінником тиску (ХОТ);
- системи, що використовують енергію ДВЗ (системи з приводним компресором (ПК));
- системи комбіновані (ТК і ПК);
- системи, що використовують енергію хвильових коливань при впуску (динамічний або резонансний наддув).

#### **За ступенем підвищення тиску в компресорі:**

- низький наддув,  $\pi_K \leq 1,9$ , який забезпечує приріст потужності двигуна  $N_e$  на 20...35%;
- середній наддув,  $1,9 \leq \pi_K \leq 2,5$ , який забезпечує приріст  $N_e$  на 35...50%;
- високий наддув,  $\pi_K > 2,5$ , який забезпечує приріст  $N_e$  на 50% і більше.

#### **За типом компресора (нагнітача), який застосовується для наддуву:**

- об'ємний; відцентровий; осьовий.

На автомобільних двигунах переважно застосовуються системи газотурбінного наддуву з низьким або середнім ступенем підвищення тиску у відцентровому компресорі.

### 5.5.3. Системи газотурбінного наддуву

Ці системи використовують (утилізують) частину енергії відпрацьованих газів, тобто в двигунах з цими системами здійснюється цикл з продовженим розширенням, що створює умови для збільшення термодинамічного ККД  $\eta_t$  циклу в результаті підвищення потужності і економічності двигуна.

На практиці застосовуються два варіанта підведення відпрацьованих газів до газової турбіни турбокомпресора:

- від загального випускного трубопроводу - системи з постійним тиском перед газовою турбіною;
- від кожного циліндра або групи циліндрів - імпульсні системи наддуву.

Умови роботи газових турбін турбокомпресорів, встановлених на автомобільних дизелях, в цілому несприятливі, бо вони характеризуються значними коливаннями амплітуди і швидкості нестационарного потоку газу у випускному трубопроводі, які стають причиною часткової втрати працездатності газу при перетіканні його в турбіну.

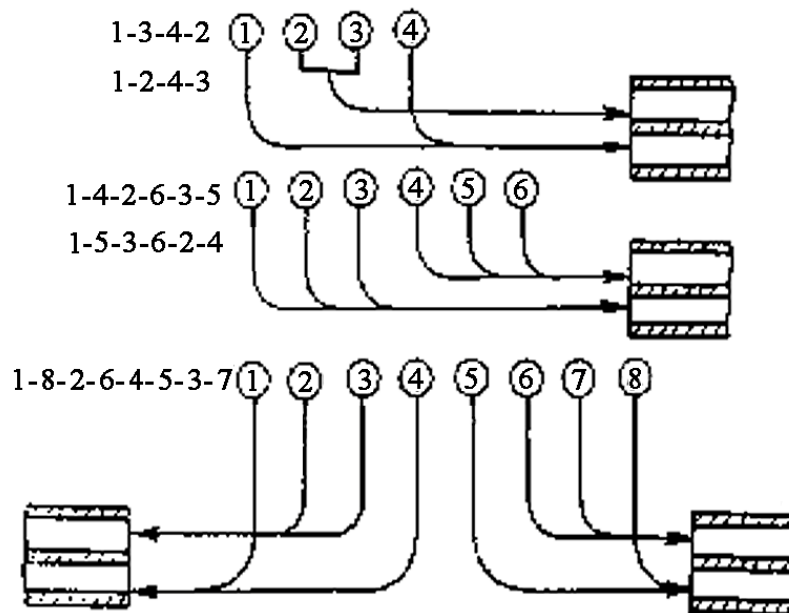


Рис. 5.44. Схеми випускних систем двигунів з імпульсною турбіною цифри зліва від схем - порядок роботи циліндрів; цифри на схемах у кружках - номери циліндрів

Цю нестационарність позитивно використовують в імпульсних системах наддуву. В цих системах газ випускається в окремі трубопроводи із обмеженого числа циліндрів, у яких процеси випуску чергуються без перекриття, тобто мають здвиг по фазі не менше ніж тривалість випуску, яка у чотиритактних дизелів складає  $220...240^\circ$  п.к.в. На рис. 5.44 приведені

схеми випускних систем двигунів з різним числом циліндрів, які забезпечують ефективну роботу імпульсних турбін. В імпульсних системах для наддуву використовується і кінетична енергія відпрацьованих газів, що дає можливість при однакових витратах газу з двигуна забезпечити потужність турбіни, більшу ніж у системах постійного тиску і, як результат, більш високий тиск наддуву. Для зменшення втрат енергії газів на шляху від двигуна до турбіни об'єми випускних колекторів виконуються мінімальними. У цьому випадку скорочується тривалість перехідних процесів, однак погіршується очищення циліндрів двигуна від відпрацьованих газів. Це недолік імпульсних систем.

На автомобільних дизелях, особливо при високому наддуві, значній кількості циліндрів ( $i \geq 8$ ) та високій частоті обертання двигуна, переважно застосовуються системи з постійним тиском перед турбіною. В цьому випадку випуск відпрацьованих газів від усіх циліндрів відбувається в загальний ресивер значного об'єму. При  $\pi_K \geq 2,0$  втрати в газоповітряних трактах і проточній частині турбіни в цих системах менші й ККД турбіни, а отже, і турбокомпресора в цілому, вищий, ніж у імпульсних турбін. Значно простішою за будовою при цьому є і система випуску.

Газотурбінні системи мають ряд переваг перед іншими системами наддуву. По-перше, коефіцієнт корисної дії і економічність силової установки в цілому вищі, тому що відсутні витрати енергії на привід компресора. По-друге, тиск наддуву змінюється із зміною потужності двигуна  $N_e$  автоматично, що підвищує коефіцієнт корисної дії турбокомпресора. По-третє, сучасні автомобільні турбокомпресори мають високу частоту обертання вала ( $80000 \dots 200000 \text{ хв}^{-1}$ ), що дозволяє створити установку компактною і відносно простою.

Газотурбінним системам властиві і ряд недоліків: ДВЗ, обладнані такими системами, мають порівняно гіршу пристосованість і пускові якості, у них більший опір випускної системи і відносно більша кількість залишкових газів. Зауважимо, що останні два недоліки не мають значних негативних наслідків на робочий цикл, бо завдяки наддуву значно збільшується масове наповнення двигуна.

#### **5.5.4. Будова та робота турбокомпресора**

Турбокомпресором називають агрегат, який складається із компресора і газової турбіни, робочі колеса яких сидять на одному валу. Енергія, яка необхідна для стиску свіжого заряду компресором, поступає від газової турбіни.

Турбокомпресори, що вживаються на автомобільних двигунах, частіше виконуються за двохконсольною схемою з опорами, які розміщуються між дисками компресора і турбіни (рис. 5.45), що забезпечує мінімальні габаритні розміри і масу агрегату.

Повітря через вхідний отвір компресора 1 (рис. 5.45) поступає на колесо компресора 2, яке обертається. Колесо надає заряду кінетичну і потенціальну енергію, а саме підвищує в ньому тиск і збільшує швидкість руху. Кінетична енергія на виході з колеса звичайно складає приблизно половину загальної енергії, тому для перетворення її в енергію тиску за робочим колесом компресора розміщують дифузор 3. Дифузор має перемінну площину поперечного перерізу, яка в напрямку руху заряду поступово збільшується. Завдяки цьому швидкість заряду падає, а тиск підвищується. Втрати, які при цьому виникають, складають значну долю загальних втрат в компресорі. Щоб зменшити їх, іноді застосовують лопаткові дифузори, які, однак, ускладнюють конструкцію. Заряд, який пройшов дифузор, потрапляє у збірник повітря 4, що має форму завитка, а звідти у впускну систему двигуна. Компресор приводиться в роботу газовою турбіною, яка розміщена на одному валу 5 з ним. У впускний патрубок турбіни 6 поступають відпрацьовані гази з двигуна під тиском  $p_T$  і при температурі  $T_T$ . Далі гази проходять у сопловий апарат. Швидкість газу в ньому збільшується, а тиск і температура знижуються. Із соплового апарата газ поступає в міжлопаткові канали робочого колеса турбіни 7, де обтікає лопатки і змінює напрямок руху. Тангенціальна складова сили, що виникає внаслідок обтікання газом лопаток і зміни напрямку його руху, утворює крутний момент, який приводить у рух робоче колесо турбіни. З робочого колеса газ поступає через випускную трубу у глушник.

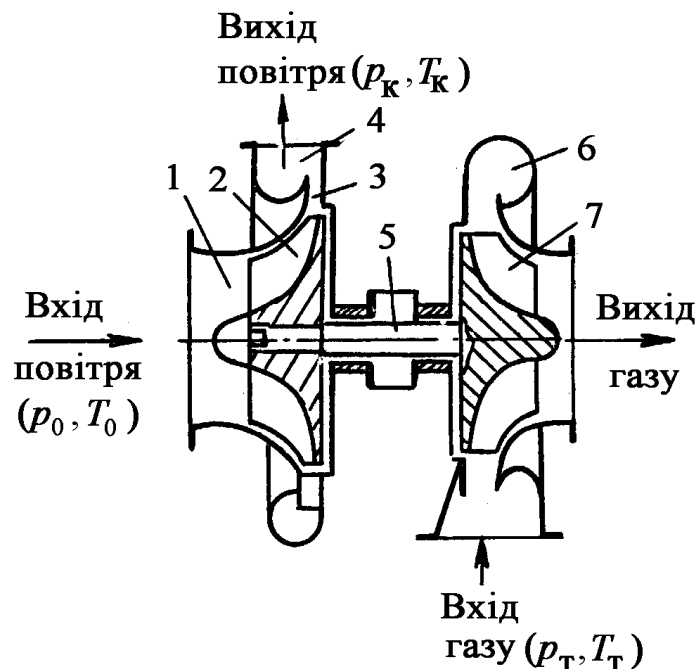


Рис. 5.45. Схема турбокомпресора

Основні параметри турбокомпресорів для автотракторних двигунів стандартизовані й дозволяють вибрати його типорозміри для конкретного

двигуна за заданим значенням  $\pi_k$  і колової швидкості колеса компресора. За коловою швидкістю диска турбіни й діаметра робочого колеса визначається частота обертання вала, яка лімітується припустимими значеннями колової швидкості диска турбіни. За умови міцності для дисків із нікелевих сплавів вона не повинна перевищувати 250...350 м/с при температурі газів перед турбіною не вище 1000 К.

### 5.5.5. Спільна робота двигуна з турбокомпресором

При дообладнанні автомобільного двигуна турбокомпресором важливо не тільки забезпечити задані потужність і найбільший крутний момент в можливо широкому діапазоні зміни частоти обертання дизеля, а й високу паливну економічність й експлуатаційну надійність силової установки. Забезпечення

$$V_{\text{Газ}} = f(n, p_T, T_T), \quad (5.41)$$

і витратних характеристик компресорної і турбінної частин турбокомпресорів. На практиці при виборі для конкретного двигуна турбокомпресора із тих, що серійно випускаються, узгоджується з залежністю (5.41) лише витратна характеристика компресорної частини  $V_K$ , м<sup>3</sup>/год:

$$V_K = f(\pi_K, n_K), \quad (5.42)$$

а необхідна (в залежності від заданого  $\pi_K$ ) пропускна здатність газової турбіни регулюється за рахунок соплового апарату і робочих лопаток на вході в неї.

Забезпечити таке узгодження - досить складна інженерна задача [5; 9 та ін.]. На рис. 5.46 для прикладу наведені узгоджені характеристики двигуна і компресора. На характеристиках нанесені: крива  $I$ , що відповідає зовнішній швидкісній характеристиці двигуна; лінії, які відповідають постійній частоті обертання двигуна ( $n_1, n_2, n_3, \dots$ ), тобто навантажувальним характеристикам двигуна; залежності  $\pi_K = f(V_K)$ , які відповідають різним частотам обертання ротора турбокомпресора ( $n_{\text{ТК}1}, n_{\text{ТК}2}, \dots$ ); лінії постійних значень ККД компресора ( $\eta_K$ ); лінії постійних температур відпрацьованих газів перед турбіною ( $T_T = T_r$ ); зона помпажу<sup>1</sup>.

Як видно, компресор працює з високим ККД при зміні частоти обертання двигуна в широкому діапазоні за зовнішньою швидкісною характеристикою. А на режимі номінальної потужності (точка  $A$ ) компресор працює майже з максимальним ККД (81,8 %) на достатній відстані від зони

<sup>1</sup> Помпаж - різкі пульсації тиску й швидкості руху повітря при проходженні через компресор, внаслідок чого відбувається падіння ККД компресора.



помпажу; при цьому температура газів перед турбіною досягає 600 К, що менше допустимого значення.

Для більш точного узгодження характеристик ДВЗ і турбокомпресора можливе застосування різних модифікацій останніх даного типорозміру. Іноді для цього застосовують наддув, що регулюється, для чого використовують як зовнішні способи (перепуск частини повітря із компресора в атмосферу або дроселювання його на вході в компресор), так і внутрішні, пов'язані із зміною прохідних перерізів.

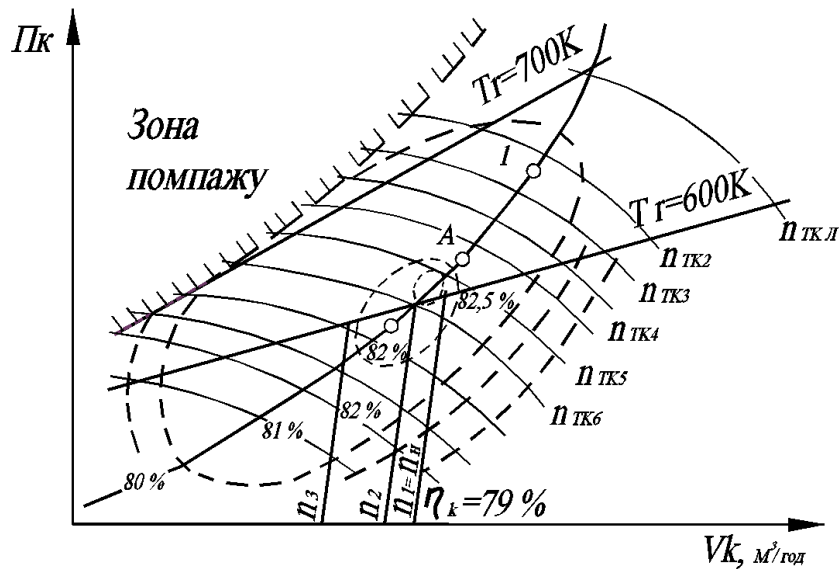


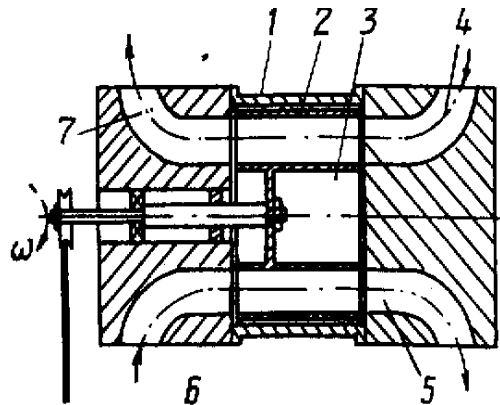
Рис. 5.46. Узгодження характеристик турбокомпресора і двигуна:  
 $I$  - лінія зовнішньої швидкісної характеристики;  $n_1, n_2, \dots, n_i$  - навантажувальні характеристики;  $n_{TK1}, n_{TK2}, \dots, n_{TKi}$  - характеристики турбокомпресора;  
 $\eta_k$  - ККД компресора;  $T_r$  - лінії температури газів перед турбіною;  
 $A$  - точка номінального режиму роботи ДВЗ.

### 5.5.6. Система наддуву з хвильовим обмінником тиску

Основні переваги цієї системи, що має також назву «Комплекс», пов'язані з принциповою можливістю забезпечити більшу пристосованість двигуна, необхідну зміну крутного моменту, поліпшення роботи на несталих і перехідних режимах, а також зменшити токсичність відпрацьованих газів. Реалізувати ці переваги, важливі для автомобільних ДВЗ, непросто, чим і пояснюється порівняно обмежене застосування цих систем. Схема хвильового обмінника тиску (ХОТ) наведена на рис. 5.47. Конструктивно він складається з корпусу  $I$  в якому обертається ротор  $2$  з повздовжними каналами  $3$ . Ротор приводиться в дію (наприклад, пасовою передачею) від колінчастого вала двигуна.

До одного з торців ротора через відповідні вікна підводиться і відводиться повітря, а до другого - відпрацьовані гази ДВЗ. Перерізи вікон, до яких підводяться відпрацьовані гази, вибираються такими, щоб тиск на вході в канал ротора складав 0,18...0,2 МПа при роботі двигуна на номінальному режимі.

Принцип дії ХОТ ґрунтується на газодинамічному ефекті взаємодії відпрацьованих газів з повітрям у каналах ротора, що обертаються. Під час безпосереднього контакту відпрацьованих газів з повітрям вирівнювання тиску відбувається значно швидше, ніж їх переміщення.



**Рис. 5.47. Схема хвильового обмінника тиску**

Роботу ХОТ в цілому розглянемо на прикладі роботи одного з його каналів 3. Коли канал ротора знаходиться вгорі, він заповнений повітрям, зачинений з обох боків. При обертанні ротора правий торець каналу спілкується спочатку з вікном підведення відпрацьованих газів 4. В цей момент створюється хвиля тиску, яка розповсюджується по каналу із надзвуковою швидкістю і стискує повітря, що знаходиться в ньому. Довжину каналу, частоту обертання ротора вибирають такими, щоб у момент відкривання вихідного вікна 7, через яке відводиться повітря, хвиля тиску досягала лівого торця каналу. Одночасно в канал з меншою швидкістю, ніж рухається хвиля тиску, надходять відпрацьовані гази, які, наче поршень, витискують з нього стиснуте повітря у випускний трубопровід. Раптове перекриття руху відпрацьованих газів у правий торець каналу створює хвилю розрідження, яка знижує тиск газів у каналі. Витікання повітря через вихідний канал продовжується завдяки інерції потоку. В той момент, коли лівий торець каналу проходить кромку, яка перекриває вікно виходу повітря, відпрацьовані гази заповнюють приблизно дві третини каналу і відділяються від повітря зоною перемішування.

Після того, як обидва торці каналу закриваються, тиск газів в ньому зменшується, застаючись більшим, ніж атмосферний. Тому відпрацьовані гази витікають з каналу, як тільки ротор повертається в положення, при якому відкривається трубопровід 5. При цьому створюється хвиля розрідження, яка досягає лівого торця каналу, коли він повертається на

рівень вікна впуску повітря 6. Канал заповнюється свіжим повітрям, відпрацьовані газы за інерцією витікають у трубопровід 5. Далі цикл повторюється. Аналогічно працюють і інші канали, яких в роторі буває до 70...80.

Розроблені ХОТ дозволяють одержати  $\pi_K > 2,0$  при ККД агрегату до 60 %.

До недоліків ХОТ слід віднести складну технологію виготовлення ротора, більшу вартість і габаритні розміри порівняно з турбокомпресором.

### 5.5.7. Система охолодження повітря після компресора

При наддуві температура повітря за компресором підвищується. Тому, щоб забезпечити краще наповнення двигуна свіжим зарядом при середньому і високому наддуві, все частіше застосовують проміжне охолодження повітря після компресора до надходження його в двигун. Повітря звичайно охолоджується в спеціальних теплообмінниках (охолодниках) повітряно-повітряного і рідинно-повітряного типу. Ефективнішими являються повітряно-повітряні теплообмінники, тому що у них більший перепад температур між холодним і гарячим агентами. Ефективність їх оцінюється коефіцієнтом ефективності

$$E = \left( t_K'' - t_K' \right) / \left( t_K' - t_0 \right), \quad (5.43)$$

де  $t_K''$  - температура повітря на виході з компресора (ХОТ), °С;  $t_K'$  - температура повітря на вході в двигун, °С;  $t_0$  - температура навколишнього середовища, °С.

Для обчислювання коефіцієнта ефективності теплообмінника рідинно-повітряного типу в залежності (5.43) температуру  $t_0$  замінюють на температуру рідини на вході в охолодник  $t_{\text{охол}}$ , °С.

Для повітряно-повітряного охолодника  $E = 0,64...0,77$ ;

для рідинно-повітряного –  $E = 0,45...0,48$  [2]. Повітряно-повітряні охолодники частіше розміщують перед радіаторами двигуна.

### 5.5.8. Динамічний наддув

Динамічний наддув ґрунтується на коливальних процесах, які супроводять впуск свіжого заряду в циліндр, внаслідок яких створюється хвиля тиску  $p_{\text{тр}}$  у впускній системі (рис. 5.48).

Якщо параметри впускної системи (діаметр і довжину) вибрати такими, щоб у кінці впуску (ділянка  $a - 2$ ) перед впускним клапаном тиск перевищував середнє значення в трубопроводі, здійснюється дозарядка циліндра. В циліндр надійде тим більше свіжого заряду, чим вищим буде

тиск перед клапаном у точці 2. Якщо параметри випускної системи вибрати такими, щоб наприкінці випуску (ділянка  $r - 4$ ) перед випускним клапаном створилася хвиля розрідження, поліпшиться очищення циліндра від відпрацьованих газів, зменшиться  $\gamma$ . Цей вид наддуву найбільш економічний, технічно простий і повинен завжди прийматися до уваги при створенні двигунів. Разом з тим необхідно відмітити й основні його недоліки:

- впускну систему можна настроїти на резонанс лише на окремих експлуатаційних режимах роботи двигуна (тому найбільш привабливими являються складні системи з електронним керуванням її конструктивними параметрами в залежності від режиму роботи двигуна);

- настроювання не завжди конструктивно просте й стає.

Газообмін при динамічному наддуві і випуску характеризується дозарядкою на впуску й відсмоктуючою дією на випуску, що збільшує масове наповнення циліндра і  $\eta_V$  і зменшує коефіцієнт залишкових газів  $\gamma$ .

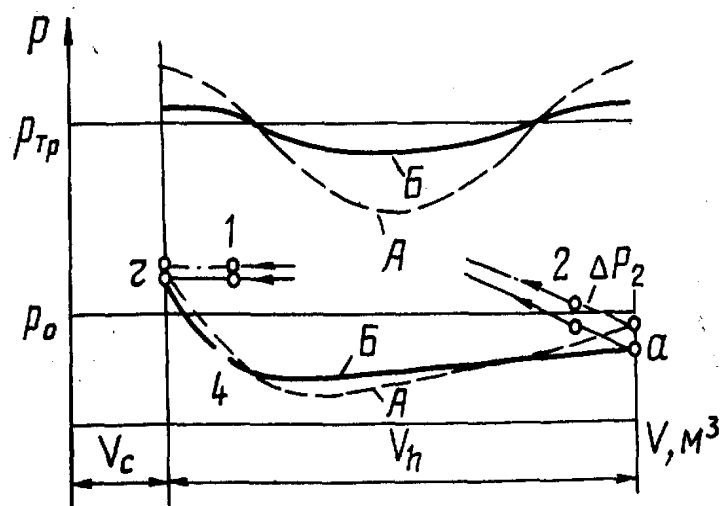


Рис. 5.48. Схема динамічного наддуву:

*A* - система з наддувом; *B* - система без наддуву;  $\Delta p_2$  - збільшення тиску в кінці наповнення (дозарядка);  $p_{тр}$  - середній тиск у впускному трубопроводі

## ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. З якою метою здійснюється наддув у ДВЗ?
2. Назвіть основні види наддуву, дайте їм характеристику.
3. Назвіть, причини переважного застосування на автомобільних ДВЗ газотурбінного наддуву ?
5. Як працює ХОТ? Які він має переваги і недоліки порівняно з турбокомпресором?
6. З якою метою застосовується проміжне охолодження повітря після компресора?
7. В чому полягає динамічний наддув? Які його переваги і недоліки?