

О. М. Бурцев, Д. О. Шамрай

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ



О. М. Бурцев, Д. О. Шамрай

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для учнів
професійно-технічних навчальних закладів



Харків
«Компанія СМІТ»
2006

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для учнів професійно-технічних навчальних закладів
(Лист № 1/11-357 від 29.01.2004 р.)*

Видає за рахунок державних коштів. Продаж заборонено

Рецензенти:

Ю. Ф. Гутаревич — доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету (м. Київ);

М. А. Богомолів — заступник директора Київського вищого професійного училища залізничного транспорту;

В. О. Шамагин — голова циклової комісії Київського технікуму залізничного транспорту

А. О. Шамрай

ВСТУП

В Україні, як і в багатьох зарубіжних країнах, з метою забезпечення виробництва силових установок прийнятий принцип створення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) різних потужностей, розрахований на їх масове і багатосерійне виробництво, забезпечення найвигідніших в техніко-економічному відношенні умов експлуатації при зниженні вартості виробництва, скороченні періодів проектування та освоєння нових конструкцій і підвищення їх якості. Як показує досвід, для кожного типу двигунів велика частина (70...80 %) деталей та до 90 % технічної оснастки можуть бути спільними для всіх модифікацій ДВЗ даного типу. Виробництво паливної апаратури, вкладишів підшипників, поршневих кілець та інших деталей може бути стандартизоване, уніфіковане і зосереджене на спеціалізованих підприємствах.

На залізницях України експлуатуються різні види рефрижераторних одиниць (РО): 12 — вагонні секції, 21 — вагонні потяги, 5 — вагонні секції ЦБ-5, 5 — вагонні секції виробництва Брянського машинобудівного заводу, автономні рефрижераторні вагони (АРВ) з довжиною кузова 19 м та 21 м типу МК-4.

Для забезпечення споживачів енергією (холодильні машини, електричні двигуни) кожна РО має дизель-електростанцію різних модифікацій. Для їх грамотного обслуговування в експлуатації необхідно знати не лише будову, але й теоретичні основи термодинаміки і теплотехніки.

Виходячи з того, що в процесі роботи з книгою студент повинен мати можливість самостійно розібратись в будь-якому питанні, зв'язаному з робочими процесами ДВЗ, при складанні цього навчального посібника зверталась увага на питання, що вимагають систематизації, узагальнення та роз'яснення фізичного змісту процесів, що протікають в двигунах під час їх роботи, і відповідних цим процесам явищ.

Термодинаміка — це наука, що вивчає енергію і закони її перетворення з одних видів в інші. Вона базується на двох емпіричних законах, які називають першим і другим законами термодинаміки.

Загальна теплотехніка вивчає закон перетворення хімічної енергії палива в теплову, механічну роботу і електричну енергію, а також властивості робочих речовин, будову машин і апаратів дизель-генераторних установок рефрижераторного складу.

Теоретичні основи теплотехніки розроблені М. В. Ломоносовим (1711–1765 рр.), який сформулював у середині XVIII ст. закон збереження енергії. Ломоносов відкинув пануючу в той час «теорію теплоту», протиставив їй дійсно наукову теорію, за якою теплота виступає як результат внутрішнього руху найменших частинок речовини. Дослідження Майєра (1814–1878 рр.), Джоуля (1818–1889 рр.), Гельмгольца (1821–1894 рр.) та інших вчених поглибили закон збереження енергії. Французький вчений Саді Карно (1796–1832 рр.) писав, що повсюди, де робота зникає, з'являється теплота.

Значна заслуга в розвитку теоретичних основ теплотехніки належить вченим: І. В. Вишнеградському, Д. І. Менделєєву, М. Ф. Окатову. Важливі дослідження з питань теплообміну провели А. А. Чухмар, М. В. Кирпичов, А. В. Михеєв, А. Г. Столетов та ін. У вивчення властивостей реальних газів та водяної пари внесли значний вклад М. П. Вукалович, В. О. Кирилін, І. І. Новиков та ін.

Практичний напрямок розвитку теплотехніки було покладено російським винахідником І. І. Ползуновим. Він створив у 1765 році першу парову машину, що ознаменувало перехід до виробництва і широкого застосування теплових двигунів. Деяко пізніше парову машину збудував у Англії Джеймс Уатт. Подальші роботи привели до створення поршневих двигунів внутрішнього згорання.

У 1897 році німецький інженер Р. Дизель запропонував і збудував двигуни внутрішнього згорання з високим попереднім стисканням повітря в циліндрі і самозайманням палива, яке подавалось в циліндр в розпиленому стані.

Велику роботу з розробки нафтового безкомпресорного двигуна виконав професор Г. В. Тринклер. Збудований ним в 1899 році двигун був першим у світі двигуном з самозайманням від стиску, що працював по циклу горіння без спеціального компресора. Особливістю циклу було те, що частина палива в циліндрі двигуна згорала при постійному об'ємі, а решта — при постійному тиску. Новий цикл принципово вирішив проблему «двигуна від стискання» простішим способом, ніж це відбувалося в двигунах Дизеля з компресорним розпилюванням палива. В 1924 році за проектом Я. М. Таккеля в Ленінграді був створений перший залізничний тепловоз, який задовольняв практичні вимоги.

За родом палива ДВЗ діляться на двигуни рідкого палива та газові. За способом заповнення циліндрів свіжим зарядом — на 2-тактні та 4-тактні. За способом приготування горючої суміші з палива та повітря на двигуни із зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням. До двигунів зовнішнього сумішоутворення відносяться карбюраторні, в яких горюча суміш із рідкого палива

і повітря створюється в карбюраторі, і газові, в яких горюча суміш із газу і повітря створюється в змішувачі. В двигунах з внутрішнім сумішоутворенням (дизелях) паливо самозаймається при впорскуванні його в стиснуте повітря з високою температурою.

Вдосконалення двигунів внутрішнього згорання йде шляхом підвищення їх потужності, надійності і довговічності, зменшення маси і габаритів, створення нових конструкцій та ін.

Цей посібник складається із чотирьох розділів. У першому дані поняття з основ термодинаміки та теплопередачі, другий розділ присвячений робочому процесу двигунів внутрішнього згорання, в третьому — описані системи ДВЗ. Четвертий розділ включає інформацію про сили, що діють в механізмах поршневих двигунів, та про зовнішню швидкісну характеристику дизеля з відцентровим регулятором. Таким чином, в цих розділах зосереджені загальні уявлення про будову і роботу двигунів внутрішнього згорання.

Усім розглянутим питанням автори намагаються придати практичну направленість, у зв'язку з чим у посібнику приведена значна кількість прикладів, обчислень, графіків, малюнків.

У цілому посібник — це спроба систематизувати питання, пов'язані з елементами термодинаміки, а також з основними теоріями двигунів внутрішнього згорання.

Розвиток залізничного транспорту потребує підвищення вимог до якості підготовки спеціалістів, зайнятих експлуатацією та ремонтом рефрижераторного рухомого складу.

Цей навчальний посібник призначений для допомоги учням професійно-технічних навчальних закладів при вивченні предмета «Двигуни внутрішнього згорання», відповідає програмі цієї дисципліни для спеціальності 5.100503 «Обслуговування рухомого складу та спеціальної техніки залізничного транспорту».

РОЗДІЛ I

ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ

1. Робоче тіло, параметри стану, їх виміри

1.1. Параметри стану робочого тіла

Робоче тіло — це речовина, за допомогою якої здійснюється перетворення одної форми передачі енергії в іншу. В двигунах внутрішнього згорання робочим тілом є газоподібні продукти згорання в суміші з повітрям і частинками палива у вигляді пари.

Робочим тілом можуть бути ідеальний і реальний газ.

Ідеальний газ — це газ, у якого відсутні сили взаємодії між молекулами і самі молекули не мають об'єму — вони уявляються як матеріальні точки. Властивостям ідеального газу відповідають: водень (H_2), кисень (O_2), окис вуглецю (CO), двоокис вуглецю (CO_2), азот (N_2), повітря.

Реальний газ — це газ, у якого необхідно враховувати сили взаємодії між молекулами і самі молекули займають певний об'єм. Характерним представником реального газу є водяна пара, особливо у вологому стані.

У двигунах внутрішнього згорання робоче тіло має властивості ідеального газу.

Величини, що характеризують термодинамічний стан робочого тіла, називаються *параметрами стану*. Основними параметрами стану є абсолютний тиск, питомий об'єм, абсолютна температура. Крім цих основних параметрів стану в термодинаміці вивчаються також інші: внутрішня енергія, ентальпія, ентропія та ін., які будуть розглянуті далі.

1.1.1. Тиск — (p)

Під поняттям «тиск» (p) розуміється сила (P), яка діє на одиницю площі поверхні (F) нормально до неї.

Тоді:

$$p = \frac{P}{F}, \quad (1)$$

де P — сила, Н;

F — площа поверхні, m^2 .

За основну одиницю виміру тиску в Міжнародній системі одиниць (СИ) прийнято Па (*паскаль*):

$$1 \text{ Па} = \text{Н}/m^2 = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ кгс}/cm^2 = 750 \cdot 10^{-5} \text{ мм рт. ст.};$$

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 1,02 \text{ кгс}/cm^2 = 750 \text{ мм рт. ст.};$$

$$1 \text{ кгс}/cm^2 = 0,981 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,981 \text{ бар} = 735,6 \text{ мм рт. ст.} = 1 \text{ атм};$$

$$1 \text{ ат (тех. атм)} = 735,6 \text{ мм рт. ст.} = 10 \text{ м вод. ст.};$$

$$1 \text{ атм (фіз. атм)} = 760 \text{ мм рт. ст. (на рівні моря)};$$

1 Н (ньютон) — сила, яка тілу масою 1 кг створює прискорення $1 m/s^2$ в напрямі дії цієї сили.

Для вимірювання тиску рідини, пари або газу застосовують барометричні і манометричні прилади. Прилади барометричного типу показують істинний (абсолютний) тиск, а манометричні — надлишковий по відношенню до тиску навколишнього середовища.

Прилади манометричного типу бувають стрілочні (пружинні) та рідинні. Стрілочні манометри застосовують для вимірювання тиску від 0,5 атм і вище, а рідинні — для вимірювання малих надлишкових тисків. Якщо тиск середовища менший атмосферного, то такий стан робочого тіла називають розрідженням або вакуумом.

Параметром стану в термодинамічних обчисленнях є лише абсолютний тиск:

$$p = p_{\text{баром}} + p_{\text{ман}}, \quad (2)$$

де p — абсолютний тиск;

$p_{\text{баром}}$ — барометричний (атмосферний) тиск;

$p_{\text{ман}}$ — манометричний (надлишковий) тиск.

1.1.2. Питомий об'єм — (v)

Питомий об'єм робочого тіла — це об'єм 1 кг маси газу, виражений в кубічних метрах:

$$v = \frac{V}{G}, \quad (3)$$

де v — питомий об'єм, m^3/kg ;

V — повний об'єм газу, m^3 ;

G — маса газу, кг.

Всі речовини відрізняються густиною. Густина визначається як маса одиниці об'єму, тобто:

$$\rho = \frac{G}{V},$$

де ρ — густина речовини, кг/м³.

1.1.3. Температура

Температура характеризує тепловий стан речовини, визначає напрям переходу теплоти. *Температура* — це міра інтенсивності теплового руху атомів і молекул тіла.

Температура вимірюється в градусах стоградусної шкали Цельсія або в градусах абсолютної термодинамічної шкали Кельвіна. Величина «градус» обох шкал однакова. За шкалою Цельсія за «0» прийнята температура потрійної точки води (лід, вода, пара), а за 100 °С — температура кипіння дистильованої води на рівні моря. Температура в шкалі Цельсія позначається t °С, а в шкалі Кельвіна — T К. Нуль абсолютної температури відповідає — 273,15 °С. При $t = -273,15$ °С маємо: $T = 0$, при цьому кінетична енергія молекул газу теж дорівнює нулю, а відповідно, і тиск газу на стінки резервуара дорівнює нулю.

Абсолютна температура визначається за формулою:

$$T = 273,15 + t \text{ °С} \approx 273 + t \text{ °С}, \quad (4)$$

де T — абсолютна температура, К;

t — температура, відрахована за стоградусною шкалою Цельсія.

1.2. Рівняння стану ідеального газу

1.2.1. Рівняння стану для 1 кг маси газу

Параметри стану ідеального газу знаходяться між собою у відповідній залежності. На основі закону Бойля — Маріотта і Гей-Люссака можливо одержати цю залежність, яка аналітично виражається рівнянням:

$$p \cdot v = R \cdot T, \quad (5)$$

де p — тиск, Н/м²;

v — питомий об'єм, м³/кг;

T — абсолютна температура, К;

R — газова стала.

З рівняння (5):

$$R = \frac{p \cdot v}{T}, \quad \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right).$$

Газова стала R відображає роботу 1 кг газу при нагріванні його на 1 К при постійному тиску і є постійною лише для даного газу.

1.2.2. Рівняння стану для G кг ідеального газу

Рівняння стану для довільної кількості газу одержується з рівняння (5), якщо обидві частини помножити на G кг газу. Враховуючи, що

$$v = \frac{V}{G},$$

одержимо

$$p \cdot V \cdot G = G \cdot R \cdot T, \quad (6)$$

де V — повний об'єм, м³;

G — маса газу, кг.

1.2.3. Рівняння стану для 1 кмоль ідеального газу (рівняння Менделєєва)

Д. І. Менделєєв одержав аналітичну залежність для 1 кмоль ідеального газу:

$$p \cdot v_m = \mu \cdot R \cdot T, \quad (7)$$

де μ — молекулярна маса газу, кг/кмоль;

v_m — об'єм 1 кмоль газу, м³/кмоль.

На основі закону Авогадро 1 кмоль будь-якого газу при $p = 760$ мм рт. ст. і $t = 0$ °С займає об'єм $v_m = 22,4$ м³/кмоль. Тоді для 1 кмоль будь-якого газу із рівняння (7) маємо:

$$\mu \cdot R = \frac{p \cdot v_m}{T}.$$

Підставивши значення параметрів для нормального фізичного стану

$$p = \frac{760}{750} \cdot 10^5 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$v_m = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль};$$

$$T = 273 \text{ К},$$

одержимо

$$\mu \cdot R = \frac{1,013 \cdot 10^5 \cdot 22,4}{273} = 8314 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}.$$

Величина

$$\bar{R} = \mu \cdot R = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \quad (8)$$

є універсальною газовою сталою. Вона характеризує роботу 1 кмоль газу при нагріванні його на 1 К при постійному тиску і залишається постійною величиною для будь-якого газу.

Приклад: знайти газові сталі водню (H_2), кисню (O_2), азоту (N_2), окису вуглецю (CO) та вуглекислого газу (CO_2).

Знаючи молекулярні маси названих газів, за рівнянням (8) знайдемо газову сталу:

$$R_i = \frac{8314}{\mu_v}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Відповідно:

$$R_{H_2} = \frac{8314}{2} = 4157 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$R_{O_2} = \frac{8314}{32} = 259,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$R_{N_2} = \frac{8314}{28} = 296,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$R_{CO} = \frac{8314}{28} = 296,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$R_{CO_2} = \frac{8314}{44} = 188,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

1.3. Газові суміші

У теплотехніці дуже часто доводиться мати справу з сумішами хімічно нейтральних газів. До них відносяться, наприклад, продукти згорання двигунів внутрішнього згорання, повітря (суміш азоту, кисню та інших газів).

Якщо суміш складається з ідеальних газів, то щодо неї можливо застосувати рівняння стану для суміші ідеальних газів:

$$p_{cm} \cdot V_{cm} = G_{cm} \cdot R_{cm} \cdot T_{cm}, \quad (9)$$

де p_{cm} — тиск;

V_{cm} — об'єм;

G_{cm} — маса;

R_{cm} — газова стала;

T_{cm} — температура суміші газів.

Кожен газ, що входить у суміш, рівномірно розподіляється по її об'єму.

Дальтон установив, що тиск суміші p_{cm} дорівнює сумі парціальних тисків окремих газів:

$$p_{cm} = p_1 + p_2 + \dots + p_n, \quad (10)$$

де $p_1, p_2, \dots$ — парціальні тиски окремих газів, які можна визначити за довідником для температури T_{cm} , тому що ця температура є однаковою для всіх газів, з яких складається суміш.

Склад суміші може бути визначений через масові або об'ємні частки окремих газів, які входять до суміші.

1.3.1. Визначення суміші через масові частки

Очевидно, що

$$G_{cm} = G_1 + G_2 + \dots + G_n, \quad (11)$$

де G_i — маса i -го газу.

Розділивши обидві частини рівняння (11) на G_{cm} , одержимо

$$\frac{G_{cm}}{G_{cm}} = \frac{G_1}{G_{cm}} + \frac{G_2}{G_{cm}} + \dots + \frac{G_n}{G_{cm}}, \quad (12)$$

де $\frac{G_i}{G_{cm}} = g_i$ — масова частка i -го газу, який знаходиться в суміші.

Рівняння (12) можна записати:

$$g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1. \quad (13)$$

Приклад: знайти масову частку кисню в повітрі, якщо масова частка азоту складає $g_{N_2} = 0,77$.

$$g_{O_2} + g_{N_2} = 1;$$

$$g_{O_2} = 1 - g_{N_2} = 1 - 0,77 = 0,23.$$

1.3.2. Визначення суміші через об'ємні частки

Можемо передбачити, що

$$V_{cm} = V_1 + V_2 + \dots + V_n, \quad (14)$$

де V_i — об'єм i -го газу, визначений при такій же температурі і тиску, які має суміш.

Розділивши обидві частини рівняння (14) на V_{cm} , одержимо:

$$\frac{V_{cm}}{V_{cm}} = \frac{V_1}{V_{cm}} + \frac{V_2}{V_{cm}} + \dots + \frac{V_n}{V_{cm}}, \quad (15)$$

де $\frac{V_i}{V_{cm}} = r_i$ — об'ємна частка i -го газу, що знаходиться в суміші.

Тоді рівняння (15) можна записати:

$$r_1 + r_2 + \dots + r_n = 1. \quad (16)$$

Приклад: знайти об'ємну частку азоту в повітрі, якщо об'ємна частка кисню в повітрі складає:

$$r_{O_2} = 0,21;$$

$$r_{O_2} + r_{N_2} = 1;$$

$$r_{N_2} = 1 - r_{O_2} = 1 - 0,21 = 0,79.$$

1.3.3. Газова стала суміші

Враховуючи, що кожен газ, який входить до газової суміші, рівномірно розподілений по всьому її об'єму V_{cm} , має парціальний тиск p_i і загальну температуру суміші T_{cm} , можна скласти рівняння стану для кожного i -го газу:

$$p_1 V_{cm} = G_1 \cdot R_1 \cdot T_{cm};$$

$$p_2 V_{cm} = G_2 \cdot R_2 \cdot T_{cm};$$

$$\dots\dots\dots$$

$$p_n V_{cm} = G_n \cdot R_n \cdot T_{cm}.$$

Склавши праві і ліві частини рівнянь, одержимо

$$V_{cm} (p_1 + p_2 + \dots + p_n) = (G_1 \cdot R_1 + G_2 \cdot R_2 + \dots + G_n \cdot R_n) \cdot T_{cm},$$

але $p_1 + p_2 + \dots + p_n = p_{cm}$, тоді

$$V_{cm} p_{cm} = (G_1 \cdot R_1 + G_2 \cdot R_2 + \dots + G_n \cdot R_n) \cdot T_{cm}. \quad (17)$$

З іншого боку, за рівнянням (9) маємо:

$$p_{cm} V_{cm} = G_{cm} \cdot R_{cm} \cdot T_{cm}. \quad (18)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (17) та (18) одержимо:

$$G_{cm} \cdot R_{cm} \cdot T_{cm} = (G_1 \cdot R_1 + G_2 \cdot R_2 + \dots + G_n \cdot R_n) \cdot T_{cm}. \quad (19)$$

Розділивши обидві частини рівняння (19) на $G_{cm} \cdot T_{cm}$ та вра-

ховуючи, що $\frac{G_i}{G_{cm}} = g_i$, одержимо

$$R_{cm} = g_1 \cdot R_1 + g_2 \cdot R_2 + \dots + g_n \cdot R_n.$$

Враховуючи, що

$$R_i = \frac{8314}{\mu_i},$$

напишемо

$$R_{cm} = 8314 \cdot \left(\frac{g_1}{\mu_1} + \frac{g_2}{\mu_2} + \dots + \frac{g_n}{\mu_n} \right). \quad (20)$$

1.4. Теплоємність газу

Теплоємність — це кількість теплоти, яку необхідно підвести до газу, щоб збільшити температуру на один градус.

Теплоємність, віднесена до 1 кг газу, називається *питомою масовою*:

$$C — \text{Дж/кг} \cdot \text{К}.$$

Теплоємність, віднесена до 1 м³ газу, називається *питомою об'ємною*:

$$C' — \text{Дж/м}^3 \cdot \text{К}.$$

Теплоємність, віднесена до 1 кмоль газу, називається *питомою мольною*:

$$C_\mu — \text{Дж/кмоль} \cdot \text{К}.$$

Між цими теплоємностями існує зв'язок

$$C_\mu = C \cdot \mu, \quad (21)$$

де μ — молярна маса газу, кг/кмоль.

$$C' = C \cdot \rho, \quad (22)$$

де ρ — густина газу, кг/м³.

Теплоємність дає можливість визначити теплоту, яка підводиться або відводиться від робочого тіла

$$q = C \cdot (T_2 - T_1), \text{Дж/кг}. \quad (23)$$

Теплоємність залежить від тиску та температури газу.

1.4.1. Залежність від тиску

У циліндрі ДВЗ тиск газів не перевищує 15,0 МПа, тому можна вважати, що теплоємність від тиску практично не змінюється (рис. 1).

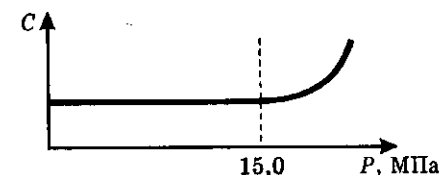


Рис. 1

1.4.2. Залежність від температури

Залежність теплоємності від температури може бути приблизно виражена рівнянням вигляду

$$C = a + b \cdot t + d \cdot t^2, \quad (24)$$

де a, b, d — коефіцієнти, які залежать від природи газу.

З рівняння (24) видно, що з підвищенням температури газу його теплоємність збільшується (рис. 2).

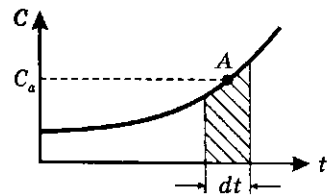


Рис. 2

Розрізняють два види теплоємності — істинну і середню. Істинна — це теплоємність газу при даному миттєвому значенні температури (точка A)

$C_a = \frac{dq}{dt}$, звідки $dq = C_a \cdot dt$, тобто площа, розміщена під кривою $C = f(t)$, виражає теплоту, підведену до газу.

Середнє значення теплоємності в заданому інтервалі температури може бути визначене графічним способом (рис. 3), де заштриховані площі повинні бути рівними, або за формулою (25):

$$C_{\text{сеп}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{C \Big|_0^{t_2} t_2 - C \Big|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}, \quad (25)$$

де $C \Big|_0^{t_2}$; $C \Big|_0^{t_1}$ — середні значення теплоємності від «0» до даної температури, які знаходяться за довідником для кожного газу при відповідних температурах t_2 і t_1 .

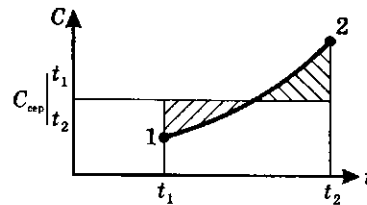


Рис. 3

Знаючи середню теплоємність у заданому інтервалі температур, можна визначити теплоту, підведену до газу

$$q = C_{\text{сеп}} \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1), \quad \text{Дж/кг.} \quad (26)$$

Величина будь-якої теплоємності (масової, об'ємної, мольної) залежить від характеру протікання термодинамічного процесу. Тому теплоємності при постійному тиску C_p та при постійному об'ємі C_v відрізняються.

1.4.3. Теплоємність газу при постійному об'ємі C_v

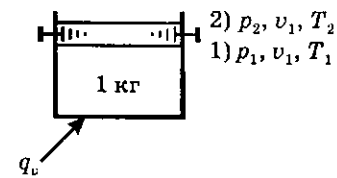


Рис. 4

Розглянемо термодинамічний процес підводу теплоти до газу (рис. 4).

До початку процесу газ мав параметри p_1, v_1, T_1 , а після підводу теплоти — p_2, v_1, T_2 . Тоді підведена до газу теплота визначається за формулою:

$$q_v = C_v \cdot (T_2 - T_1), \quad \text{Дж/кг.} \quad (27)$$

Вся теплота, підведена до газу в цьому випадку, витрачається на його нагрівання.

1.4.4. Теплоємність газу при постійному тиску C_p

Розглянемо процес підводу теплоти до газу при $p = \text{const}$ (рис. 5). Початкові параметри стану газу p_1, v_1, T_1 , а після підводу теплоти — p_1, v_2, T_2 .

Теплота, підведена до газу, виражається формулою:

$$q_p = C_p \cdot (T_2 - T_1), \quad \text{Дж/кг.} \quad (28)$$

У цьому випадку теплота, яка підводиться до газу, витрачається на його нагрівання та на виконання роботи, одержаної при переміщенні поршня.

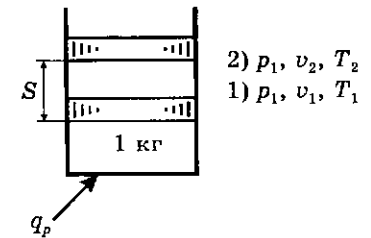


Рис. 5

Порівнюючи вирази (27) та (28), можна зробити висновок, що $q_p > q_v$, тобто $C_p \cdot (T_2 - T_1) > C_v \cdot (T_2 - T_1)$, а коли $\Delta T = (T_2 - T_1)$ в обох випадках однакова, наприклад $T_2 - T_1 = 1 \text{ К}$, то $C_p > C_v$.

Між теплоємностями C_p та C_v існує відповідна залежність, яка дозволяє за відомою однією з них визначити іншу. Для ідеальних газів ця залежність визначається відомим з фізики рівнянням Майєра:

$$C_p - C_v = R, \quad (29)$$

тобто $C_p > C_v$ на величину роботи R , Дж/кг · К, виконаної 1 кг газу при постійному тиску і зміні температури на один градус.

1.4.5. Теплоємність газової суміші

Для деяких газових сумішей, що займають значне місце в теплотехніці (повітря, відпрацьовані гази ДВЗ і т. п.), у технічній літературі наводяться готові значення теплоємності. Для довільних сумішей ідеальних газів теплоємність може бути визначена залежно від характеристик окремих газів і складу суміші.

При визначенні суміші через масові частки можна довести, що

$$C_{\text{см}} = C_1 \cdot g_1 + C_2 \cdot g_2 + \dots + C_n \cdot g_n, \quad (30)$$

де $C_{\text{см}}$ — масова питома теплоємність газової суміші, Дж/кг · К;

C_i — масова питома теплоємність i -го газу;

g_i — масова частка i -го газу, що знаходиться в суміші.

Якщо суміш задана об'ємними частками, то об'ємна теплоємність суміші визначається рівнянням:

$$C'_{\text{см}} = c'_1 \cdot r_1 + c'_2 \cdot r_2 + \dots + c'_n \cdot r_n, \quad (31)$$

де $C'_{\text{см}}$ — об'ємна питома теплоємність газової суміші, Дж/м³ · К;
 c'_i — об'ємна питома теплоємність i -го газу, Дж/м³ · К;
 r_i — об'ємна частка i -го газу, що знаходиться в суміші.

1.5. Перший закон термодинаміки

Перший закон термодинаміки є частковим вираженням загального закону збереження та перетворення енергії.

Робота перетворюється в теплоту, і, навпаки, теплота перетворюється в роботу в строго визначених еквівалентних співвідношеннях.

Математично це можна записати так:

$$Q = L, \text{ Дж.}$$

Ця ж величина, віднесена до 1 кг маси газу, запишеться:

$$q = l, \text{ Дж/кг,} \quad (32)$$

де q — теплота, перетворена в роботу;
 l — механічна робота.

Принцип еквівалентності теплоти і роботи, встановлений експериментально, відноситься до будь-яких можливих перетворень теплоти в роботу або роботи в теплоту.

Принцип еквівалентності не показує, яким чином здійснюється перетворення теплоти в роботу і навпаки. В ньому, по суті, говориться лише про ту теплоту або роботу, які перетворюються одна в іншу.

Перший закон термодинаміки можна сформулювати так.

Підведена до газу теплота витрачається на змінювання внутрішньої енергії (наприклад, на нагрівання) та на виконання корисної роботи.

Аналітичне подання першого закону термодинаміки при цьому матиме вигляд:

$$q = \Delta u + l, \text{ Дж/кг,} \quad (33)$$

де q — підведена теплота, Дж/кг;

Δu — змінювання внутрішньої енергії, Дж/кг;

l — робота газу, виконана в процесі підводу теплоти, Дж/кг.

1.5.1. Змінювання внутрішньої енергії (Δu)

$$\Delta u = u_2 - u_1,$$

де u_1 та u_2 — внутрішня енергія газу до і після підведення теплоти, Дж/кг.

Внутрішня енергія — це сукупність кінетичної енергії молекул газу та енергії обертального та коливального рухів атомів. Всі ці види енергії залежать від температури, тобто $u = f(T)$.

Із підвищенням температури внутрішня енергія збільшується.

Розглянемо термодинамічний процес, який протікає при постійному об'ємі $v = \text{const}$ (рис. 6).

До підведення теплоти газ мав параметри p_1, v_1, T_1 .

Після підведення теплоти до газу його параметри стали: p_2, v_1, T_2 .

Відомо, що $q = \Delta u + l$, але при $v = \text{const}$ газ не виконує роботи, тобто $l = 0$.

Тоді $q = \Delta u = u_2 - u_1$.

Знаючи теплоємність газу C_v ,

$$q_v = C_v (T_2 - T_1) = \Delta u.$$

Звідки

$$\Delta u = C_v (T_2 - T_1), \quad (34)$$

або

$$\Delta u = u_2 - u_1 = C_v (T_2 - T_1) = C_v T_2 - C_v T_1.$$

Тоді

$$u_2 = C_v T_2; \quad u_1 = C_v T_1.$$

Варто відзначити, що як би не протікав термодинамічний процес, внутрішня енергія, а також Δu залежали б лише від теплоємності C_v і різниці температур.

1.5.2. Робота (l)

При розширенні газ здійснює роботу проти сил опору, а при стисканні сприймає роботу цих сил (робота здійснюється над газом). Робота — це форма передачі енергії.

Коли газ здійснює роботу, вона вважається позитивною, а коли робота здійснюється над газом — вона негативна.

Розглянемо термодинамічний процес, який протікає в циліндрі з рухомих поршнем при постійному тиску $p = \text{const}$ (рис. 7). До підведення теплоти газ мав параметри p_1, v_1, T_1 ,

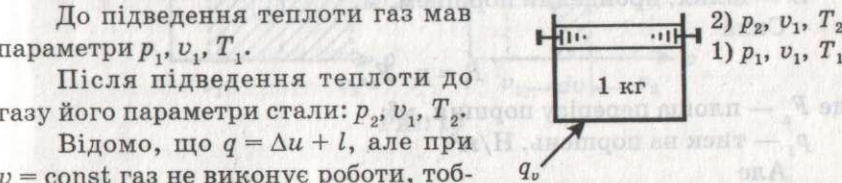


Рис. 6

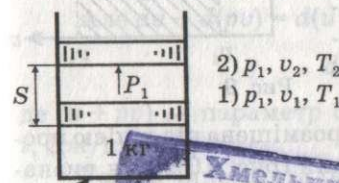


Рис. 7

Хмельницький
 вище професійне
 училище №1
 29016, м. Хмельницький,
 вул. Інститутська, 10. Тел. 72-70-81

а після підведення — p_2, v_2, T_2 , при цьому поршень перемістився вгору і виконав роботу l .

З курсу фізики знаємо, що

$$l = P_1 \cdot S, \quad (35)$$

де P_1 — сила, Н;

S — шлях, пройдений поршнем, м.

Сила

$$P_1 = p_1 \cdot F_n,$$

де F_n — площа перерізу поршня, м^2 ;

p_1 — тиск на поршень, Н/м^2 .

Але

$$F_n \cdot S = v_2 - v_1.$$

Тоді

$$l = p_1 (v_2 - v_1), \text{ Дж/кг.} \quad (36)$$

Стан робочого тіла (газу) можна відобразити графічно в системі координат (p, v) (рис. 8).

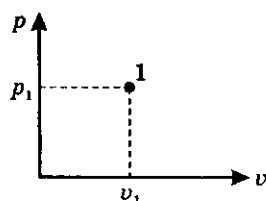


Рис. 8

Нехай точка 1 відображає стан газу, що має параметри p_1, v_1, T_1 .

Температуру T_1 при відомих p_1 та v_1 можна знайти, використавши рівняння (5) стану ідеального газу

$$T_1 = \frac{p_1 \cdot v_1}{R}.$$

Зобразимо термодинамічний процес, який протікає при $p = \text{const}$, графічно в координатах (p, v) (рис. 9).

З рівняння (36) $l = p_1(v_2 - v_1)$ виходить, що робота, здійснювана газом, відображається площею прямокутника $p_1(v_2 - v_1)$ — тобто площею, розміщеною під лінією процесу.

Це буде справедливим для будь-якого термодинамічного процесу, зображеного в системі координат (p, v) .

Зобразимо в координатах p, v довільний термодинамічний процес, де площа, розміщена під лінією процесу (1–2), відображає роботу розширення (рис. 10). Для визначення роботи l виділимо об'єм dv (рис. 10, б), в якому тиск можна вважати постійним $p = \text{const}$. Тоді площа $p \cdot dv = dl$ відображатиме нескінченно малу роботу.

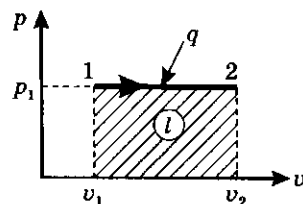


Рис. 9

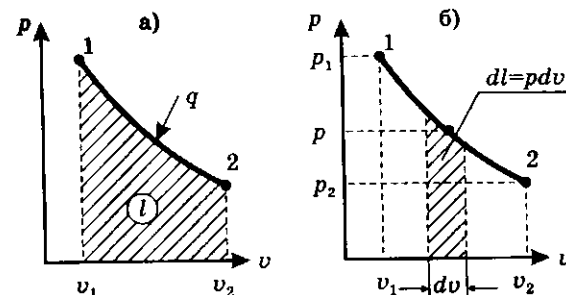


Рис. 10

Вся робота процесу $l = \text{пл}(12v_2v_11)$ визначиться рівнянням:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv. \quad (37)$$

У цьому випадку перший закон термодинаміки набуде вигляду

$$q = C_V(T_2 - T_1) + \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv. \quad (38)$$

1.5.3. Ентальпія

Рівняння першого закону термодинаміки $q = \Delta u + l$ можна виразити в диференціальній формі $dq = du + dl$.

При $dl = p \cdot dv$ одержимо

$$dq = du + p \cdot dv. \quad (39)$$

З виразу $d(pv) = p \cdot dv + v \cdot dp$ знайдемо

$$p \cdot dv = d(pv) - v \cdot dp. \quad (40)$$

Підставимо (40) в рівняння (39): $dq = du + d(pv) - v \cdot dp$.

Але $du + d(pv) = d(u + pv)$; тоді

$$dq = d(u + pv) - v \cdot dp, \quad (41)$$

де $(u + pv)$ — параметр стану газу, який названо *ентальпією* — i , Дж/кг.

Таким чином, ентальпія (теплемісткість) є сумою внутрішньої енергії та потенціальної енергії тиску, тобто

$$i = u + pv, \text{ Дж/кг.} \quad (42)$$

Знаючи, що $pv = RT$, $u = C_v T$, а $C_p - C_v = R$, рівняння (42) можна записати

$$V = C_v T + RT = (C_v + R)T = C_p \cdot T; \quad (43)$$

$$V = C_p \cdot T.$$

Рівняння першого закону термодинаміки (41), виражене через ентальпію, набуде вигляду

$$dq = di - vdp \quad (44)$$

або

$$q = \Delta i - \int_{p_1}^{p_2} v dp, \quad (45)$$

де $\Delta i = C_p (T_2 - T_1)$.

Слід зазначити, що для будь-якого термодинамічного процесу Δi або i визначаються теплосмістю C_p і перепадом температур.

1.6. Термодинамічні процеси

Термодинамічний процес — це послідовність змінювання стану системи (робочого тіла, газу), що супроводжується зміною її параметрів. Процеси бувають оборотні і необоротні.

1.6.1. Оборотні термодинамічні процеси

Зобразимо будь-який довільний термодинамічний процес у системі координат (p, v) (рис. 11).

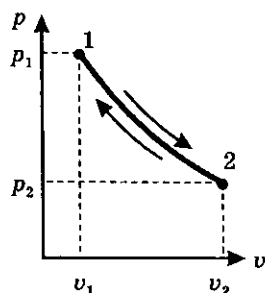


Рис. 11

У точці 1 газ має параметри p_1, v_1, T_1 , після розширення в точці 2 — p_2, v_2, T_2 . В результаті процесу розширення виконується робота

$$l_{\text{розш}} = \text{пл}(12v_2v_11).$$

При стисканні параметри стану газу послідовно проходять через ті ж проміжні точки до свого вихідного значення в точці 1.

При цьому необхідно виконати роботу

$$l_{\text{ст}} = \text{пл}(12v_2v_11) = l_{\text{розш}}.$$

Якщо при поверненні з точки 2 в точку 1 ми не виконали додаткової роботи або іншого виду енергії — такий процес називається *оборотним*.

1.6.2. Необоротні термодинамічні процеси

Розглянемо будь-який довільний термодинамічний процес у координатах (p, v) (рис. 12). Процес розширення проходить по лінії (1-2), а повернення — по лінії (2-1'), що має місце при наявності різного виду втрат (на тертя, витоки і т. д.).

Для повернення робочого тіла в положення 1 необхідно затратити деяку частину роботи Δl , що визначається площею (1, 2, 1', 1).

Таким чином, якщо при поверненні робочого тіла в початковий стан (т. 1) необхідно витратити деяку механічну роботу (Δl), то такий термодинамічний процес називається *необоротним*.

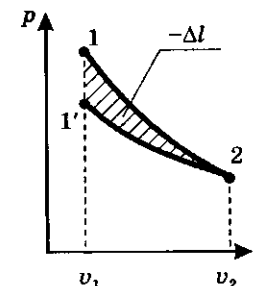


Рис. 12

1.6.3. План вивчення термодинамічних процесів

Всі термодинамічні процеси розглядатимуться у такому порядку:

- рівняння процесу;
- графічне зображення процесу в системі координат (p, v) ;
- зв'язок між параметрами стану в процесі;
- застосування першого закону термодинаміки до процесу, який розглядається;
- використання даного процесу в ідеальних циклах теплових двигунів.

Термодинамічних процесів існує нескінченна множина, але ми розглянемо лише п'ять випадків: ізохорний, ізобарний, адіабатний, ізотермічний та політропний процеси.

1.6.4. Ізохорний процес

Це такий термодинамічний процес, який протікає при постійному об'ємі (рис. 13). Розглянемо його:

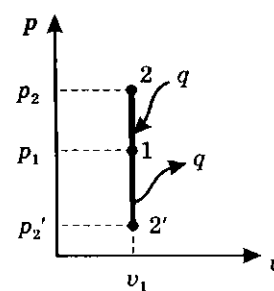


Рис. 13

- $v = \text{const}$ — рівняння процесу;
- запишемо два рівняння стану ідеального газу для точки 1 і точки 2:

$$p_1 v_1 = RT_1; \quad p_2 v_1 = RT_2;$$

- розділимо одне рівняння на інше — одержимо вираз, що пов'язує параметри стану газу в процесі між собою

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2};$$

г) застосуємо до процесу перший закон термодинаміки: $q = \Delta u + l$; але в даному процесі $l = 0$, тобто газ не здійснює роботи, тоді

$$q = C_v (T_2 - T_1),$$

таким чином вся підведена в процесі теплота при постійному об'ємі йде на збільшення внутрішньої енергії Δu (нагрівання газу);

д) ізохорний процес здійснюється при підведенні теплоти до робочого тіла в ідеальних циклах бензинових двигунів та дизелів.

1.6.5. Ізобарний процес

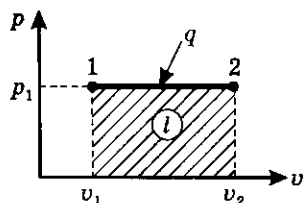


Рис. 14

Це такий термодинамічний процес, який протікає при постійному тиску (рис. 14). Розглянемо його:

а) $p = \text{const}$ — рівняння процесу;
б) запишемо рівняння стану ідеального газу для точки 1 і точки 2:

$$p_1 v_1 = RT_1;$$

$$p_1 v_2 = RT_2;$$

в) розділивши одне рівняння на друге, одержимо вираз, який показує співвідношення параметрів стану в процесі при постійному тиску

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2};$$

г) застосуємо перший закон термодинаміки до даного процесу

$$q = \Delta u + l,$$

де $\Delta u = C_v (T_2 - T_1)$; $l = p_1 (v_2 - v_1)$.

Можна довести, що в ізобарному процесі 70 % підведеної теплоти q йде на нагрівання, тобто на збільшення внутрішньої енергії Δu , а 30 % — на виконання роботи l .

Отже, $\Delta u = 0,7q$, а $l = 0,3q$;

д) ізобарний процес застосовується в ідеальному циклі дизеля для підведення теплоти до робочого тіла.

1.6.6. Ізотермічний процес

Це такий термодинамічний процес, який протікає при постійній температурі (рис. 15). Розглянемо його:

а) $T = \text{const}$ — рівняння процесу; але $pv = RT$, тобто $pv = \text{const}$ — це друге рівняння ізотермічного процесу;

б) в системі координат (p, v) ізотермічний процес зобразиться рівносторонньою гіперболою (рис. 15);

в) через те, що $pv = \text{const}$;

$$p_1 v_1 = p_2 v_2, \text{ або } \frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}.$$

Це рівняння визначає співвідношення параметрів стану в ізотермічному процесі;

г) застосуємо перший закон термодинаміки до процесу

$$q = \Delta u + l,$$

але при $T_1 = T_2$

$$\Delta u = C_v (T_2 - T_1) = 0.$$

Отже $q = l$, тобто в ізотермічному процесі вся підведена до газу теплота перетворюється в корисну роботу.

Знайдемо математичну залежність для визначення роботи l . З рис. 16 маємо, що

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv = \left| \frac{pv = p_1 v_1}{p = \frac{p_1 v_1}{v}} \right| = \int_{v_1}^{v_2} p_1 v_1 \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1},$$

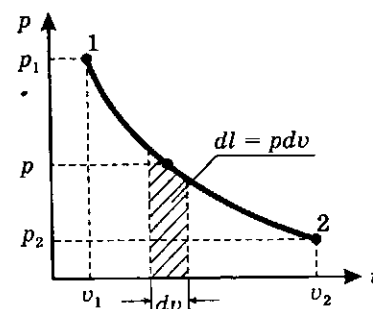


Рис. 16

тобто

$$l = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}, \quad (46)$$

або

$$l = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (47)$$

Через десяткові логарифми рівняння (46) і (47) запишуться

$$l = 2,303 p_1 v_1 \lg \frac{v_2}{v_1}, \quad (48)$$

або

$$l = 2,303 p_1 v_1 \lg \frac{p_1}{p_2}. \quad (49)$$

Враховуючи, що $p_1 v_1 = RT_1$, можна користуватись виразами

$$l = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = RT_1 \ln \frac{p_1}{p_2};$$

д) ізотермічний процес у теплових двигунах не застосовується, тому що неможливо забезпечити нескінченно повільний процес підводу тепла q для забезпечення умови $T = \text{const}$. Цей процес застосовується в циклі Карно та холодильних машинах.

1.6.7. Адіабатний процес

Це такий термодинамічний процес, при якому змінюються всі параметри стану газу, але відсутній теплообмін його із зовнішнім середовищем ($dq = 0$):

а) рівняння адіабатного процесу знаходиться шляхом сумісного розв'язання рівнянь стану ідеального газу та першого закону термодинаміки і має вигляд

$$p v^k = \text{const},$$

де $k = \frac{C_p}{C_v}$, k — показник адіабати;

C_p — теплоємність при постійному тиску;
 C_v — теплоємність при постійному об'ємі.

Для повітря $k = 1,4$;

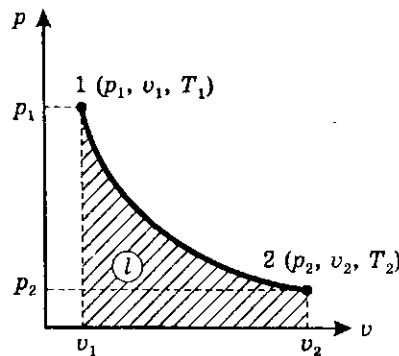


Рис. 17

б) в координатах (p, v) адіабата зображається нерівносторонньою гіперболою (рис. 17);

в) якщо

$$p v^k = \text{const},$$

то

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

або

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k. \quad (50)$$

Знаючи, що $p v = RT$,

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2}; v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$$

можна одержати інші залежності, що зв'язують між собою параметри стану робочого тіла:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad (51)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1}; \quad (52)$$

г) застосовуємо перший закон термодинаміки до даного процесу $q = \Delta u + l$, де $q = 0$.

Тоді $l = -\Delta u = -C_v(T_2 - T_1)$, тобто газ виконує роботу за рахунок внутрішньої енергії.

Якщо робота до газу підводиться ($-l$), то вона піде на збільшення його внутрішньої енергії, тобто $-l = \Delta u$.

Знайдемо математичну залежність для визначення роботи l .

Відомо, $dl = P dv$ (рис. 18).

Тоді

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv = \left| \frac{p v^k = p_1 v_1^k}{p = \frac{p_1 v_1^k}{v^k}} \right| = p_1 v_1^k \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v^k},$$

а це табличний інтеграл. Тоді

$$l = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2), \quad (53)$$

або

$$l = \frac{RT_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]; \quad (54)$$

д) адіабатний процес здійснюється в ідеальних циклах теплових двигунів при стискуванні і розширенні робочого тіла.

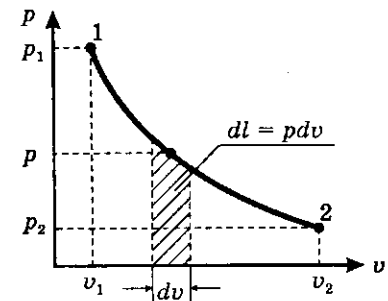


Рис. 18

1.6.8. Політропний процес

Це такий термодинамічний процес, при якому можуть змінюватись усі параметри робочого тіла, а також має місце його теплообмін з навколишнім середовищем:

а) рівняння політропного процесу має вигляд

$$pv^n = \text{const},$$

де n — показник політропи, який може змінюватись у межах $n = \pm\infty$. Окремі випадки:

- при $n = 0$ маємо $pv^0 = \text{const}$, $P = \text{const}$ — ізобарний процес;
- при $n = 1$ маємо $pv = \text{const}$ — ізотермічний процес;
- при $n = k$ маємо $pv^k = \text{const}$ — адіабатний процес;

— при $n = \infty$ маємо $pv^\infty = \text{const}$, або $\sqrt[n]{pv^n} = \sqrt[n]{\text{const}}$; $\frac{1}{p^n}v = \text{const}$, при $n \rightarrow \infty$, $1/n \rightarrow 0$, отже $p^{0v} = \text{const}$, тобто $v = \text{const}$ — ізохорний процес;

б) зобразимо політропний процес у системі координат (p, v) (рис. 19).

Розглянемо криві політропних процесів.

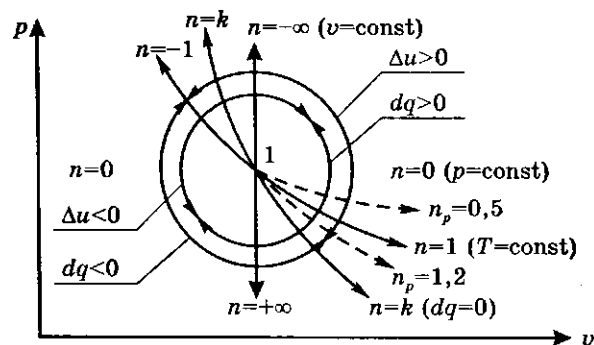


Рис. 19

Ізохора ($n = \pm\infty$) ділить всі термодинамічні процеси на дві групи: процеси розширення, розміщені справа від ізохори, та процеси стискування, розміщені зліва від ізохори.

Ізобара ($n = 0$) ділить всі термодинамічні процеси на дві групи: на процеси, що протікають з підвищенням тиску (розміщені вище ізобари), і процеси, що протікають із зменшенням тиску (розміщені нижче ізобари).

Ізотерма ($n = 1$) ділить всі термодинамічні процеси на дві групи: процеси, які протікають із зростанням внутрішньої енергії

($\Delta u > 0$) і розміщені вище ізотерми, і процеси, які протікають із зменшенням внутрішньої енергії ($\Delta u < 0$) і розміщені нижче ізотерми.

Адiabата ($n = k$) ділить всі процеси на дві групи: термодинамічні процеси, що здійснюються з підводом теплоти ($dq > 0$), — вони розміщені вище адіабати; термодинамічні процеси, що протікають з відводом теплоти від робочого тіла ($dq < 0$), — вони розміщені нижче адіабати.

Розглянемо приклади використання політропного процесу при дослідженні будь-якого термодинамічного процесу з енергетичної точки зору.

Термодинамічний процес розширення з показником політропи:

$$n_p = 0,5 \text{ — вище ізотерми, } \Delta u > 0; \\ \text{вище адіабати, } dq > 0,$$

тобто процес проходить із зростанням внутрішньої енергії і підводом теплоти;

$$n_p = 1,2 \text{ — нижче ізотерми, } \Delta u < 0; \\ \text{вище адіабати, } dq > 0$$

(внутрішня енергія зменшується, теплота підводиться);

$$n_p = 2,0 \text{ — нижче ізотерми, } \Delta u < 0; \\ \text{вище адіабати, } dq < 0$$

(внутрішня енергія зменшується, теплота відводиться).

1.7. Другий закон термодинаміки

Перший закон термодинаміки $q = \Delta u + l$ дає кількісну залежність між різними формами передачі енергії. При цьому ми не розглядаємо ті умови, при яких теплота перетворюється в корисну роботу.

Другий закон термодинаміки дає якісну залежність — він показує шлях, по якому здійснюється найбільш ефективно, безперервне перетворення в роботу підведеної до робочого тіла теплоти.

Для безперервного перетворення теплоти в роботу необхідно мати:

- робоче тіло;
- джерело теплоти з високою температурою;
- холодильник з низькою температурою.

Другий закон термодинаміки можна зобразити структурною схемою (рис. 20).

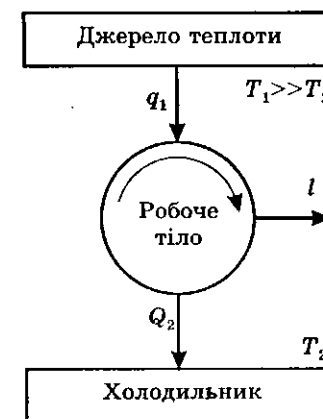


Рис. 20

Зі структурної схеми, що відображає другий закон термодинаміки видно, що в теплових двигунах не вся теплота, одержана робочим тілом від джерела q_1 , може переходити в роботу, а лише частина, — інша її частина (q_2) відводиться в холодильник.

1.7.1. Ідеальний цикл і термічний коефіцієнт корисної дії (ККД) теплового двигуна

Для безперервного перетворення теплоти в роботу необхідно здійснити замкнутий круговий цикл, який складається з ряду процесів, що протікають у визначеній послідовності. При цьому такий цикл повинен здійснюватись за напрямком годинникової стрілки для того, щоб робота розширення була більшою від роботи стискування, тобто

$$l_p > l_{ст}.$$

Зобразимо деякий круговий (замкнутий) цикл у координатах (p, v) (рис. 21).

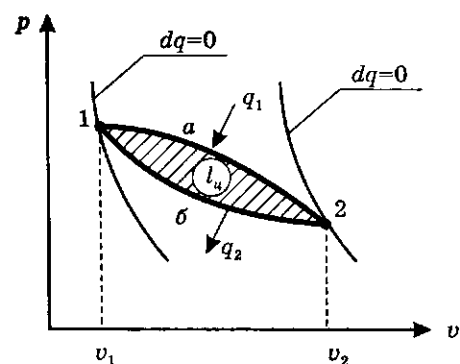


Рис. 21

Ефективність перетворення теплоти в роботу в круговому циклі може бути оцінена термічним коефіцієнтом корисної дії.

Термічним ККД називається відношення теплоти, перетвореної в корисну роботу, до всієї теплоти, підведеної до робочого тіла:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Термічний ККД показує, яка частина підведеної теплоти перетворюється в роботу l_k .

Слід мати на увазі, що завжди $\eta_t < 1$.

Допустимо: $\eta_t = 0,65$; на корисну роботу пішло 65 % від q_1 , а 35 % q_1 — це теплота q_2 , яка віддана холодильнику згідно з другим законом термодинаміки.

1.7.2. Прямий цикл Карно

Ідеальні цикли теплових двигунів прийнято розглядати в такій послідовності:

→ зобразити цикл у координатах (p, v) ;

→ визначити, з яких процесів він складається і за яких умов вони протікають;

→ вивести формулу термічного ККД.

Цикл Карно в координатах (p, v) зображений на рис. 22.

Він складається з таких процесів (1-2) — ізотерма розширення з підводом теплоти від джерела q_1 ; (2-3) — адіабата розширення; (3-4) — ізотерма стискування з відводом теплоти в холодильник q_2 ; (4-1) — адіабата стискування.

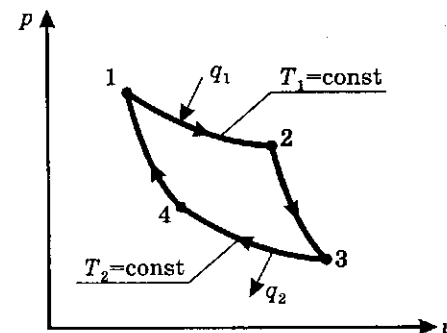


Рис. 22

Досліджувати цикл Карно в координатах (p, v) з метою одержання математичної залежності для термічного ККД досить складно. Тому для спрощення обчислень в теплотехніці поряд з системою координат (p, v) широко застосовуються ентропійні системи координат (T, S) та (l, S) , де S — ентропія. Вони дозволяють виконувати обчислення термодинамічних процесів реальних газів.

1.7.3. Ентропія

У 1865 році німецьким ученим Клаузіусом була введена нова функція стану — ентропія S , яка широко застосовується при аналітичному визначенні другого закону термодинаміки.

Скористаємось рівнянням першого закону термодинаміки в диференціальній формі

$$dq = du + dl$$

або

$$dq = CvdT + pdv.$$

Знайдемо з рівняння стану (5)

$$p = \frac{R \cdot T}{v}$$

і, підставивши в рівняння першого закону термодинаміки, одержимо:

$$dq = C_v dT + RT \frac{dv}{v}.$$

Розділивши ліву і праву частини цього рівняння на T , одержимо:

$$\frac{dq}{T} = C_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}. \quad (55)$$

Клаузіус величину $\frac{dq}{T}$ позначив символом ds і назвав ентропією, тобто

$$ds = \frac{dq}{T}. \quad (56)$$

З виразу (56) видно, що при підводі теплоти до газу ($dq > 0$) ентропія збільшується ($ds > 0$), а при відведенні — зменшується.

Рівняння (55) можна записати:

$$ds = C_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}. \quad (57)$$

Проінтегрувавши рівняння (57), одержимо:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = C_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (58)$$

Клаузіус показав, що сама ентропія S фізичного змісту не має. Фізичний зміст має змінення ентропії ΔS .

Величина ΔS є критерієм працездатності системи. Із збільшенням ΔS працездатність системи зменшується. При досягненні свого максимального рівня працездатність системи стає рівною нулю, тобто $\Delta S = \max$, $l_{\text{вист}} = 0$.

Основні термодинамічні процеси в системі координат (T, S) мають вигляд:

1. В ізохорному процесі $dC_v = 0$. З рівняння (58) одержимо

$$\Delta S = S_2 - S_1 = C_v \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

У системі координат (T, S) цей процес зображається логарифмічною кривою (1-2) (рис. 23). З рівняння (56)

$$ds = \frac{dq}{T},$$

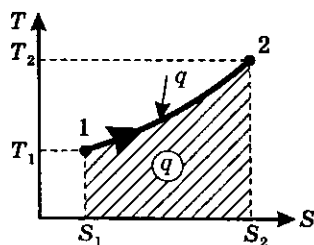


Рис. 23

або

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \frac{\Delta q}{T}$$

маємо: $\Delta q = \Delta S \cdot T$, тобто в координатах (T, S) площа, яка знаходиться під лінією процесу, характеризує теплоту, підведену (відведену) до робочого тіла.

2. Візобарному процесі $dp = 0$. Враховуючи залежності (44) і (43), для рівняння (56) одержимо:

$$dS = \frac{dq}{T} = \frac{di - vdp}{T} = C_p \frac{dT}{T} - \frac{vdp}{T}.$$

Тоді для ізобарного процесу

$$\Delta S = S_2 - S_1 = C_p \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

У системі координат (T, S) цей процес зображається логарифмічною кривою (1-2) (рис. 24).

3. Ізотермічний процес. З рівняння $\Delta S = \frac{\Delta q}{T}$ маємо $\Delta q = \Delta S \cdot T$, тобто в координатах (T, S) ізотерма зображається прямою (1-2) (рис. 25).

Рис. 25

4. Адіабатний процес. При $\Delta q = 0$, і $\Delta S = 0$, тобто адіабата в координатах (T, S) зображається вертикальною лінією (1-2) (рис. 26). При стиску $-l = \Delta u$, тобто робота витрачається на підвищення температури газу, адіабата йде вгору по лінії (1-2).

При розширенні одержуємо роботу за рахунок зменшення внутрішньої енергії $l = -\Delta u$, тобто температура робочого тіла падає, адіабата йде вниз (1-2').

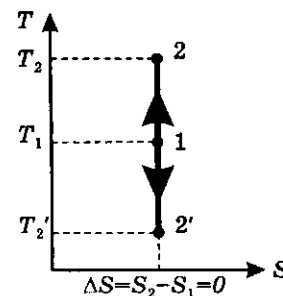


Рис. 26

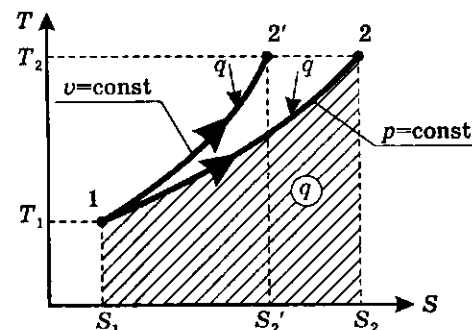


Рис. 24

1.7.4. Цикл Карно в координатах (T, S)

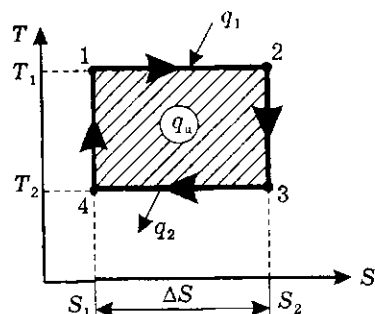


Рис. 27

Цикл Карно в системі координат (T, S) зображений на рис. 27.

Процеси циклу:

→ (1-2) — ізотерма розширення з підведенням теплоти від джерела q_1 ;

→ (2-3) — адіабата розширення;

→ (3-4) — ізотерма стиску з відведенням теплоти в холодильник q_2 ;

→ (4-1) — адіабата стиску.

$q_n = q_1 - q_2$ — теплота, яка витрачена на корисну роботу за цикл.

Знайдемо математичну залежність для термодинамічного ККД циклу Карно.

Відомо, що

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

З рис. 27 маємо:

$$q_1 = \text{пл}(S_1 1 2 S_2 S_1) = \Delta S \cdot T_1;$$

$$q_2 = \text{пл}(S_1 4 3 S_2 S_1) = \Delta S \cdot T_2.$$

Підставивши значення q_1 та q_2 в рівняння для η_t , одержимо:

$$\eta_t = 1 - \frac{\Delta S \cdot T_2}{\Delta S \cdot T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1},$$

де T_1 — температура джерела теплоти;

T_2 — температура холодильника.

Таким чином, термічний ККД циклу Карно

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (59)$$

залежить лише від температури джерела теплоти T_1 та температури холодильника T_2 .

Але нерівність $\eta_t^* \geq 1$ не справедлива через те, що $T_2 \neq 0$; $T_1 \neq \infty$,

тобто $\eta_t^* < 1$.

Приклад: для температур $T_1 = 3000$ К та $T_2 = 300$ К, термічний ККД циклу Карно $\eta_t^* \approx 0,9$, тобто від усієї підведеної теплоти q_1 на корисну роботу витрачається 90 %, а в холодильник — 10 %.

Цикл Карно в теплових двигунах не застосовується, тому що в ньому є дві ізотерми, які необхідно здійснювати нескінченно повільно.

Цикл Карно використовується для порівняння термічних ККД ідеальних циклів інших теплових двигунів. Жоден ідеальний цикл при всіх рівних умовах, не може досягти термічного ККД циклу Карно.

1.8. Ідеальний цикл теплового двигуна з підведенням теплоти при постійному об'ємі (бензиновий двигун)

Ідеальний цикл теплових двигунів розглядається за умов:

→ стисання і розширення робочого тіла (ідеального газу) проходять по адіабаті;

→ робоче тіло і його властивості в циліндрі не змінюються;

→ відсутнє тертя поршня по стінках циліндра;

→ підведення і відведення теплоти від робочого тіла здійснюється миттєво.

Зобразимо цикл в координатах (p, v) (рис. 28).

Цикл складається з таких процесів:

→ (1-2) — адіабата стиску;

→ (2-3) — ізохора підведення теплоти q_1 до робочого тіла;

→ (3-4) — адіабата розширення;

→ (4-1) — ізохорне відведення теплоти q_2 в холодильник.

При стисанні поршень переміщується з НМТ до ВМТ, а при розширенні навпаки.

Цикл характеризується ступенем стиску «ε».

Ступінь стиску ε — це відношення об'єму в циліндрі, коли поршень знаходиться в нижній мертвій точці (НМТ) — V_1 , до об'єму в циліндрі, коли поршень знаходиться у верхній мертвій точці (ВМТ) — V_2 .

Тоді

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2}.$$

Знайдемо математичну залежність для визначення термічного ККД циклу:

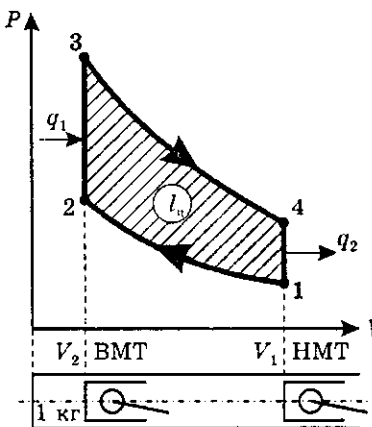


Рис. 28

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}; \quad \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

де

$$q_1 = C_v(T_3 - T_2); \quad q_2 = C_v(T_4 - T_1).$$

Підставимо значення q_1 і q_2 в рівняння η_t . Тоді одержимо:

$$\eta_t = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}.$$

Існує доказ, що для адіабатних процесів стиску і розширення

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}.$$

Тоді

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{T_2/T_1}.$$

Для адіабатного процесу стиску

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1};$$

але

$$\frac{V_1}{V_2} = \epsilon.$$

Тоді

$$\eta_t^\delta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}. \quad (60)$$

Термічний ККД ідеального циклу бензинового двигуна залежить для даного газу лише від ступеня стиску ϵ . Із збільшенням ϵ — збільшується η_t^δ . Для реальних циклів бензинових двигунів $\epsilon = 7 \dots 10$, тоді

$$\eta_t^\delta = 0,5 \dots 0,55.$$

Збільшувати $\epsilon > 10$ в звичайних бензинових двигунах не можна, тому що може наступити детонаційне згорання.

При $\epsilon = 1$, тобто без стиску робочого тіла, $\eta_t^\delta = 0$ теплота в роботі не перетворюється.

1.9. Ідеальний цикл теплового двигуна з комбінованим підводом теплоти (цикл Тринклера)

Цикл розглядається за тих же умов, що і для ідеального циклу бензинового двигуна. Для дизелів $\epsilon = 15 \dots 20$ зобразимо цикл в координатах (P, V) (рис. 29).

Цикл складається з таких процесів:

- (1-2) — адіабата стиску;
- (2-3) — ізохорний процес підводу теплоти q_1' до робочого тіла;
- (3-4) — ізобарний процес підводу теплоти q_1'' ;
- (4-5) — адіабата розширення;
- (5-1) — ізохорний процес відведення теплоти q_2 в холодильник.

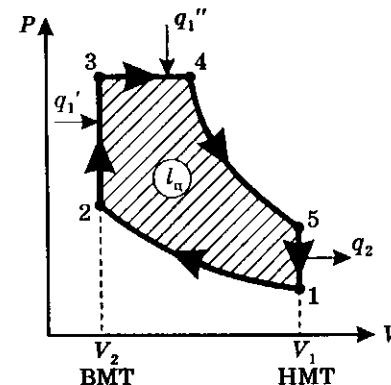


Рис. 29

Знайдемо математичну залежність для термічного ККД циклу:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

де $q_1 = q_1' + q_1''$;

$$q_1' = C_v(T_3 - T_2); \quad q_1'' = C_p(T_4 - T_3); \quad q_2 = C_v(T_5 - T_1).$$

Підставимо значення q_1 і q_2 в рівняння η_t :

$$\eta_t = 1 - \frac{C_v(T_5 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)}.$$

Розділивши чисельник і знаменник на C_v , одержимо:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + K(T_4 - T_3)},$$

де $K = \frac{C_p}{C_v}$;

або

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_5}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) + K(T_4 T_3)} = 1 - \frac{\frac{T_5}{T_1} - 1}{\frac{T_2}{T_1} \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) + K(T_4 - T_3)}.$$

Виконавши ряд математичних перетворень з урахуванням, що

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1}, \text{ а } \frac{V_1}{V_2} = \varepsilon,$$

одержимо

$$\eta_c^D = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} C, \quad (61)$$

де C — коефіцієнт, який залежить від процесів підведення теплоти, $C < 1$.

Із збільшенням ε зростає і η_c^D , тобто частка теплоти, використана для одержання корисної роботи.

Приклад: при $\varepsilon = 14 \dots 20$, $\eta_c^D = 0,6 \dots 0,65$, тобто на корисну роботу витрачено 60...65 % від q_1 , а 35...40 % — віддано в холодильник згідно з 2-м законом термодинаміки.

Термічний ККД від ступеня стиску залежить таким чином (рис. 30): при збільшенні $\varepsilon > 20$ металомісткість двигуна збільшується, а термічний ККД збільшується дуже мало. Тому в дизелях $\varepsilon \leq 20$.

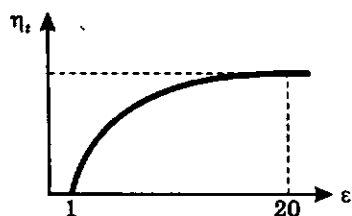


Рис. 30

1.10. Теплопередача

Процес передачі теплоти є складним явищем.

Для вивчення процесу передачі теплоти його штучно розділяють на три окремі випадки: теплопровідність, конвективний теплообмін, променистий теплообмін.

1.10.1. Теплопровідність

Теплопровідністю передається теплота, в основному, в твердих тілах; цей процес можна розглядати і в газах, і рідинах, але в їх дуже тонких, нерухомих шарах.

Передача теплоти в твердих тілах іде за рахунок коливання атомів та молекул (рис. 31).

Процес розповсюдження теплоти взагалі, і процес теплопровідності — як частковий випадок, нерозривно пов'язані з розподіленням температур у пружному тілі; крім цього важливе значення мають поняття температурного поля, температурного градієнта та теплового потоку.

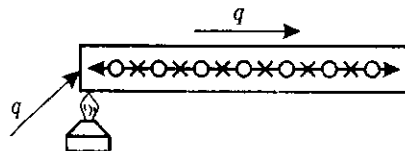


Рис. 31

1.10.2. Температурне поле

Сукупність значень температур у даний момент часу для всіх точок досліджуваного простору називається *температурним полем* (ізотермічна лінія — це лінія, що з'єднує точки з однаковими температурами (рис. 32)).

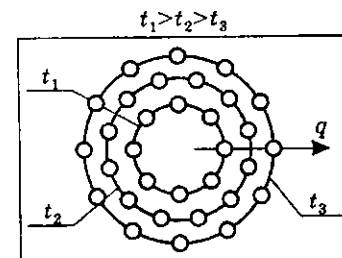


Рис. 32

1.10.3. Тепловий потік. Градієнт температур

Згідно з основним законом теплопровідності — законом Фур'є, тепловий потік пропорційний градієнту температур ($\text{grad } t$) і визначається рівнянням

$$q = \lambda \text{ grad } t, \text{ Вт/м}^2, \quad (62)$$

де λ — коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·град, показує кількість теплоти, що проходить за одиницю часу через одиницю поверхні при перепаді температури на 1 °C на одиниці довжини пружного тіла (рис. 33).

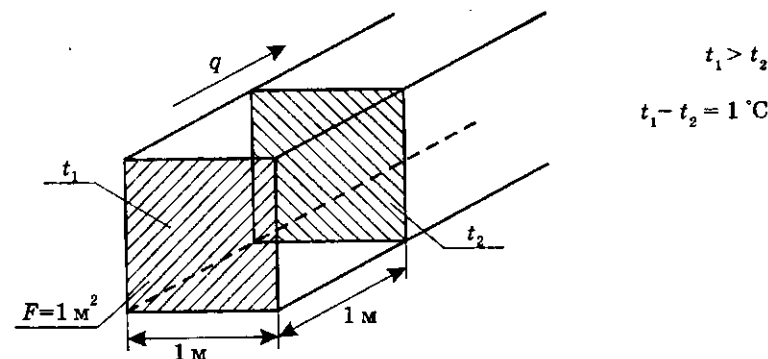


Рис. 33

Таблиця 1

Значення λ для різних матеріалів, Вт/м·град

Сталь	Полістирол	Дерево	Гума	Алюміній	Міпора	Поліуретан	Склопластик	Гази
58,15	0,047	0,233	0,174	104,67	0,047	0,023	0,36	0,005–0,5

1.10.3.1. Градієнт температури

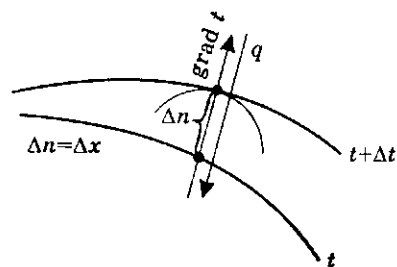


Рис. 34

Зобразимо дві ізотермічні лінії t і $(t + \Delta t)$ (рис. 34).

Тоді

$$\text{grad } t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right), \text{ град/м; (63)}$$

$$\text{grad } t = \frac{dt}{dn} = \frac{dt}{dx}. \quad (64)$$

Межа відношення температури (Δt) до найменшої відстані між ізотермами по нормалі Δn називається *температурним градієнтом*.

Отже, $\text{grad } t$ — вектор; за позитивний напрям прийнято його напрям від ізотермічної лінії (t) до лінії $(t + \Delta t)$; q — теж вектор, але його напрям протилежний вектору градієнта температури, тобто від ізотерми $(t + \Delta t)$ до ізотерми (t) .

1.10.4. Теплопровідність плоскої однорідної стінки

Розглянемо однорідну плоску стінку (рис. 35). Стінка має дві ізотермічні поверхні з температурами (t_1) і (t_2) . Ізотермічна поверхня в будь-якій точці має однакову температуру.

Виділимо всередині стінки на відстані x від ізотермічної поверхні з температурою t_1 шар товщиною dx , обмежений двома ізотермічними поверхнями. На основі закону Фур'є рівняння (62) для цього шару можна записати як

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx},$$

звідки маємо

$$dt = -\frac{q}{\lambda} dx.$$

Інтегруючи останнє рівняння, одержимо

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + C. \quad (65)$$

Стала інтегрування C знаходиться при граничних умовах $x = 0, t = t_1$.

Підставивши це в рівняння (65), одержимо $C = t_1$.

Тоді рівняння (65) набуде вигляду

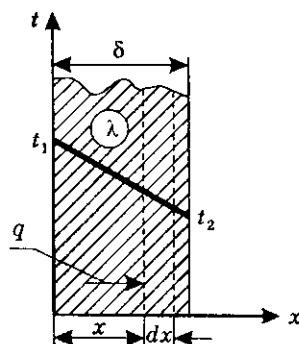


Рис. 35

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + t_1. \quad (66)$$

З рівняння (66) виходить, що температура стінки (при $\lambda = \text{const}$) змінюється за законом прямої лінії.

Враховуючи, що при $x = \delta; t = t_2$, рівняння (66) матиме вигляд

$$t_2 = -\frac{q}{\lambda} \delta + t_1. \quad (67)$$

З цього рівняння можна визначити величину теплового потоку q :

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2), \text{ Вт/м}^2, \quad (68)$$

де δ — товщина стінки, м;

λ — коефіцієнт теплопровідності, Вт/м · град.

Вся теплота, яка пройшла через стінку,

$$Q = F \cdot q, \text{ Вт,} \quad (69)$$

де F — площа стінки, м².

1.10.5. Конвективний теплообмін

Конвективний теплообмін відбувається в газах та рідинах.

При конвективному теплообміні теплота передається від стінки до газу або навпаки від газу до стінки при їх стиканні (рис. 36).

t_w — температура стінки з боку стикання з газом;
 t_f — температура середовища (газу або рідини).

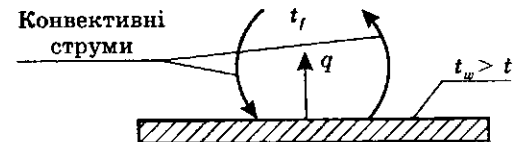


Рис. 36

Перенесення теплоти при конвективному теплообміні здійснюється, головним чином, за рахунок переміщення об'ємів рідини (газу) так званими конвективними токами.

Існує вільна (натуральна) конвекція і вимушена.

1.10.5.1. Натуральна конвекція

Натуральна конвекція — це передача теплоти в замкнутому об'ємі (рис. 37).

У цьому випадку нагріті молекули переміщуються вгору, а на їх місце надходять холодні молекули, тобто рух конвективних потоків базується на різниці густини рідини або газу.

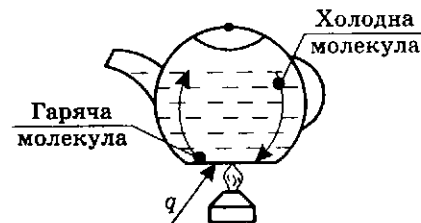


Рис. 37

1.10.5.2. Вимушена конвекція

Це передача теплоти від стінки до рідини (газу), або навпаки, в потоці, що рухається примусово.

Перетікання рідини (газу) здійснюється в результаті механічної дії насоса або компресора (вентилятора).

У цьому випадку на конвективний теплообмін впливають: режим руху рідини (газу) — ламінарний або турбулентний; фізичні властивості рідин — теплопровідність λ , теплоємність C_p , густина ρ , кінетична в'язкість; форма і розміри каналу та інші фактори. Знайти єдину формулу, яка при обчисленні конвективного теплообміну враховувала б усі ці фактори, неможливо. Тепловий потік при конвективному теплообміні визначається формулою Ньютона

$$Q = \alpha F(t_w - t_f), \text{ Вт}, \quad (70)$$

де F — площа, що омивається рідиною (газом), м^2 ; t_w — температура стінки, $^{\circ}\text{C}$; t_f — температура середовища, $^{\circ}\text{C}$; α — коефіцієнт тепловіддачі, він характеризує кількість теплоти, переданої одиницею поверхні за одиницю часу при перепаді температур на 1°C . α визначає інтенсивність теплообміну і залежить від дуже багатьох факторів

$$\alpha = f(V_p; t_w; t_f; C_p; \lambda; \nu; F; l; d; \dots),$$

де V_p — швидкість руху рідини;

F, l, d — форма і розміри каналу.

Одержати математичну залежність для теоретичного визначення α з урахуванням усіх факторів неможливо.

У практичних обчисленнях коефіцієнт тепловіддачі α визначається експериментальним (дослідним) шляхом на основі теплової подібності. Для деяких конкретних випадків теплообміну величину α можна вибрати з таблиць для різних варіантів руху рідини (газу): стінка плоска — середовище; стінка ребриста — середовище; труба — середовище всередині або зовні труби та ін.

1.10.6. Променистий теплообмін

Усі тіла безперервно випромінюють і поглинають променисту енергію. *Випромінювання* — це розповсюдження електромагнітних хвиль різної довжини, що виникають у результаті внутрішнього збудження атомів та молекул.

Передача теплоти при цьому здійснюється подвійним перетворенням енергії: спочатку тепла енергія перетворюється в електромагнітну, яка передається через простір, а при потраплянні цієї енергії на тіло вона знову перетворюється в теплову. Кількість

виділеної тілом променистої енергії визначається, в основному, температурою тіла.

Промениста енергія $Q_{\text{пр}}$ в теплових обчисленнях оцінюється в теплових одиницях $\text{Дж/с} = \text{Вт}$.

У загальному випадку при потраплянні променистої енергії $Q_{\text{пр}}$ на поверхню тіла частина її поглинається Q_A , перетворюючись в теплоту, частина відбивається — Q_R і частина проходить через тіло Q_D (рис. 38).

У цьому випадку:

$$Q_{\text{пр}} = Q_A + Q_R + Q_D. \quad (71)$$

Розділивши все на $Q_{\text{пр}}$, одержимо

$$\frac{Q_A}{Q_{\text{пр}}} + \frac{Q_R}{Q_{\text{пр}}} + \frac{Q_D}{Q_{\text{пр}}} = 1$$

або

$$A + R + D = 1, \quad (72)$$

де $A = \frac{Q_A}{Q_{\text{пр}}}$ — коефіцієнт поглинання;

$R = \frac{Q_R}{Q_{\text{пр}}}$ — коефіцієнт відбиття;

$D = \frac{Q_D}{Q_{\text{пр}}}$ — коефіцієнт пропускання.

Якщо: $A = 1$ — тіло називається абсолютно чорним;

$R = 1$ — тіло називається абсолютно білим;

$D = 1$ — тіло називається абсолютно прозорим.

Слід зазначити, що абсолютно чорного, білого і прозорого тіл немає. Існують лише сірі тіла.

Випромінювана енергія визначається законом Стефана — Больцмана. Згідно з цим законом промениста енергія пропорційна абсолютній температурі в 4-му степені

$$E = \epsilon \bar{C}_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (73)$$

де E — випромінювана енергія сірого тіла, Вт/м^2 ;

ϵ — ступінь чорноти (визначається за довідником);

$\bar{C}_0 = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}^4}$ — коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

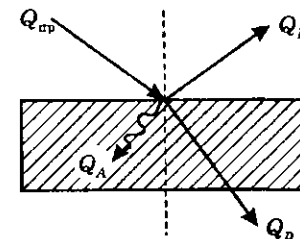


Рис. 38

У більшості технічних задач необхідно визначити променисту енергію при теплообміні між тілами, в яких відомі розміри, температура та стан поверхні. Знаючи закони випромінювання, поглинання та відбиття, можна вивести розрахункові формули для променистого теплообміну між непрозорими тілами.

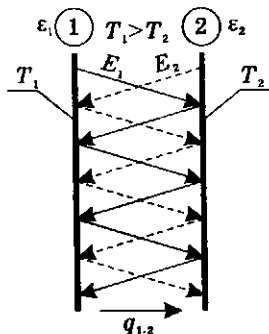


Рис. 39

Розглянемо найпростіший випадок теплообміну випромінювання між двома паралельними поверхнями сірих тіл (рис. 39). Перша стінка має температуру T_1 , друга — T_2 , крім того $T_1 > T_2$. Складаючи енергетичний баланс на основі закону Стефана — Больцмана, можна визначити кількість теплоти, що перейшла від стінки 1 до стінки 2:

$$q_{1-2} = \varepsilon_n \bar{C}_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (74)$$

де $\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ — зведений ступінь чорноти системи тіл (1-2);

ε_1 — ступінь чорноти першого тіла;

ε_2 — ступінь чорноти другого тіла.

У техніці іноді виникає необхідність захищатись від променистої енергії за допомогою екрана (рис. 40).

Екран, виготовлений з металу або іншого матеріалу, зменшує тепловий потік, який передається випромінюванням.

Обчислення показують, що установка одного екрана, виготовленого з того ж матеріалу, що й стінки, зменшує променистий потік в два рази, тобто

$$q_{1-2}^e = \frac{1}{2} q_{1-2}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (75)$$

де q_{1-2} — променистий тепловий потік без екрана.

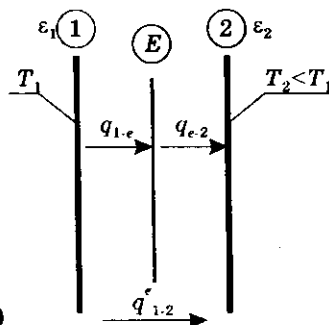


Рис. 40

1.10.7. Складний теплообмін

У більшості випадків теплопередача відбувається одночасно всіма трьома видами передачі теплоти. Обчислення, як правило, робляться за формулами домінуючого виду з деякою компенсацією інших видів передачі теплоти.

Розглянемо передачу теплоти від одного середовища до іншого через однорідну плоску стінку (рис. 41).

Теплота від першого середовища передається до стінки за рахунок конвективного теплообміну:

$$q_1 = \alpha_1 (t_{f1} - t_w). \quad (a)$$

Через стінку теплота передається теплопровідністю:

$$q_2 = \frac{\lambda}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}). \quad (б)$$

Від поверхні стінки теплота передається до другого середовища знову за рахунок конвективного теплообміну:

$$q_3 = \alpha_2 (t_{w2} - t_{f2}). \quad (в)$$

Знайдемо температурні перепади за рівняннями (а), (б) і (в):

$$t_{f1} - t_{w1} = \frac{q_1}{\alpha_1};$$

$$t_{w1} - t_{w2} = q_2 \frac{\delta}{\lambda};$$

$$t_{w2} - t_{f2} = \frac{q_3}{\alpha_2}.$$

Склавши ліві і праві частини цих рівнянь, одержимо:

$$t_{f1} - t_{f2} = \frac{q_1}{\alpha_1} + q_2 \frac{\delta}{\lambda} + \frac{q_3}{\alpha_2}.$$

При усталеному тепловому режимі $q_1 = q_2 = q_3 = q$. Тоді

$$t_{f1} - t_{f2} = q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right).$$

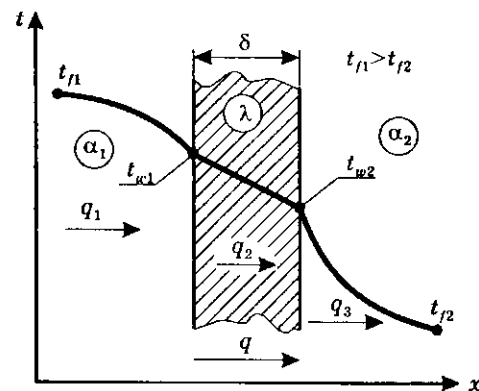


Рис. 41

$$q = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (76)$$

Позначимо

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (77)$$

де K — коефіцієнт теплопередачі, Вт/м² · град.

Тоді

$$q = K(t_{f1} - t_{f2}), \text{ Вт/м}^2, \quad (78)$$

де $(t_{f1} - t_{f2})$ — температурний напір.

Повна теплота

$$Q = FK(t_{f1} - t_{f2}), \text{ Вт}, \quad (79)$$

де F — площа стінки, м².

Якщо стінка складається з декількох шарів (рис. 42), то

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (80)$$

$$\text{де } \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}.$$

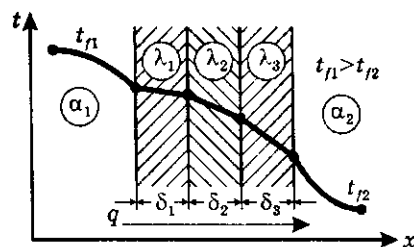


Рис. 42

Загальний тепловий потік, переданий від одного середовища іншому через багатошарову стінку, визначиться за формулою (78). Для зменшення теплового потоку через стінку застосовують теплову ізоляцію.

Теплова ізоляція — це будь-яке допоміжне покриття, яке приводить до зниження витрат теплоти в навколишнє середовище.

Для теплової ізоляції застосовуються матеріали, теплопровідність яких λ менша 0,2 Вт/м · град. До них відносяться: азбест, азбослюда, дерево, пробка, шлакова вата, скловолокно, полістирол, міпора, поліуретан та ін.

РОЗДІЛ II

ДІЙСНИЙ РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ (ДВЗ)

2. Будова і принцип роботи ДВЗ

Що таке ДВЗ?

ДВЗ — це агрегат, в якому хімічна енергія палива перетворюється в теплову, а теплова — в механічну роботу всередині циліндра з рухомим поршнем.

2.1. Будова поршневого ДВЗ

2.1.1. Класифікація поршневих двигунів

Поршневі двигуни діляться: за організацією робочого процесу (чотири тактні та двотактні); за способом охолодження (рідинного та повітряного); за числом циліндрів; за способом розміщення циліндрів:

- з вертикальним розміщенням;
- з горизонтальним розміщенням;
- V-подібні;
- W-подібні;
- Y-подібні;
- зіркоподібні одно-, дво-, багаторядні (наприклад, вісім рядів семипроменевої «зірки», $i = 56$).

Також ДВЗ поділяють за родом застосованого палива:

- ті, що працюють на легкому паливі (бензинові);
- ті, що працюють на важкому паливі (дизелі);
- ті, що працюють на газовому паливі.

2.1.2. Будова ДВЗ

Двигун внутрішнього згорання — це складний агрегат, який має комплекс вузлів, механізмів та окремих систем різного роду.

Поршневий двигун складається з двох механізмів — кривошипно-шатунного (КШМ) та механізму газорозподілу — і п'яти систем —

системи змащення, системи охолодження, системи паливopодачі, системи запалювання, системи наддуву робочого тіла в циліндр.

2.1.2.1. Кривошипно-шатунний механізм (КШМ)

Основні елементи:

1 — поршень; 2 — шатун; 3 — колінчастий вал; 4 — циліндр (в даному випадку циліндр служить направляючою для поршня) (рис. 43).

При обертанні колінчастого вала поршень здійснює зворотно-поступальний рух. КШМ призначений для перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертання колінчастого вала.

При обертанні колінчастого вала поршень рухається між двома крайніми положеннями: верхньою мертвою точкою (ВМТ) і нижньою мертвою точкою (НМТ) (рис. 44).

ВМТ — це положення поршня при найбільшій відстані від осі обертання колінчастого вала, НМТ — при найменшій відстані. При переміщенні поршня від одної мертвої точки до другої він здійснює шлях S .

Тоді

$$S = 2R, \quad (81)$$

де R — радіус кривошипу колінчастого вала; S — хід поршня.

Коли поршень знаходиться у ВМТ, то об'єм камери згорання V_c . Об'єм, що знаходиться між мертвими точками, називається *робочим об'ємом* V_h .

Коли поршень знаходиться в НМТ, то об'єм циліндра V_a .

Тоді

$$V_a = V_h + V_c, \text{ л}, \quad (82)$$

де V_a — повний об'єм, л;

V_h — робочий об'єм, л;

V_c — об'єм камери згорання, л.

Знаючи S і D_n , можна визначити робочий об'єм циліндра:

$$V_h = \frac{\pi D_n^2}{4} S, \quad (83)$$

де D_n — діаметр циліндра.

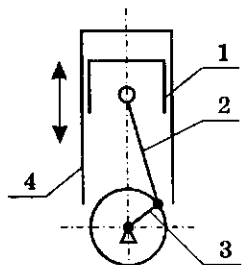


Рис. 43

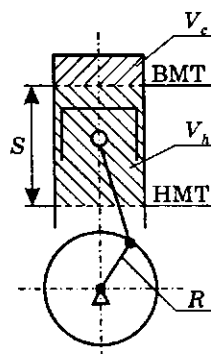


Рис. 44

При переміщенні поршня від НМТ до ВМТ об'єм циліндра змінюється від V_a до V_c . Ця зміна об'єму характеризується ступенем стиску ϵ .

Ступінь стиску ϵ — це відношення повного об'єму циліндра до об'єму камери згорання, тобто

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c}. \quad (84)$$

2.1.2.2. Механізм газорозподілу

Механізм газорозподілу призначений для своєчасної заміни робочого тіла в циліндрі. Принципова схема показана на рис. 45:

- 1 — кулачковий вал;
- 2 — штовхач;
- 3 — штанга;
- 4 — коромисло;
- 5 — вісь коромисла (стояк);
- 6 — клапан;
- 7 — пружина клапана;
- 8 — напрямна втулка клапана;
- 9 — циліндр.

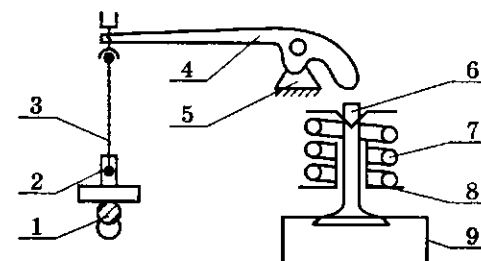


Рис. 45

2.2. Дійсний робочий цикл дизеля

Ідеальний цикл дизеля (рис. 46, а) був розглянутий раніше (розділ 1.9). Дійсний цикл дизеля в системі координат зображений на рис. 46, б.

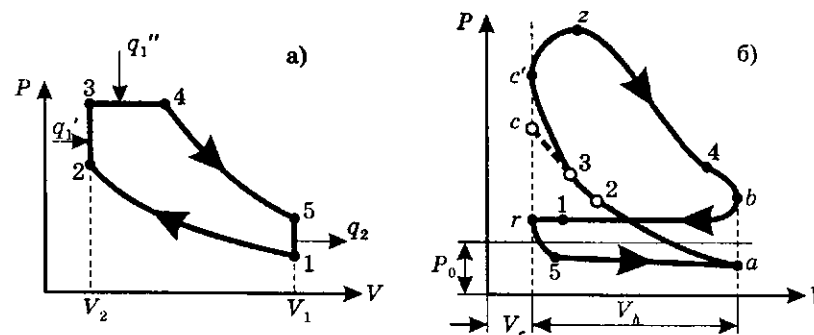


Рис. 46

Дійсний цикл дизеля відрізняється від ідеального тим, що в ньому відбувається заміна робочого тіла не миттєво, теплота підводиться до робочого тіла за досить конкретний час, має місце тертя між поршнем і стінками циліндра, стискування і розширення протікають за політропою.

Такт — це хід поршня, при якому здійснюється частина робочого процесу. При цьому колінчастий вал обертається на кут 180° .

Чотиритактним двигун називається тому, що робочий процес здійснюється за чотири такти (ходи поршня):

- перший такт — впуск;
- другий такт — стискування;
- третій такт — робочий хід;
- четвертий такт — випуск.

Чотири такти здійснюються за два оберти колінчастого вала.

На графіку дійсного робочого циклу (індикаторній діаграмі, рис. 46,б) такт впуску зображений лінією ($r-a$); такт стискування — ($a-c$); робочий хід — ($c'-z-e$); такт випуску — ($e-r$).

2.2.1. Процес впуску

У процесі впуску циліндр заповнюється робочим тілом. Для здійснення процесу впуску необхідно відкрити впускний клапан за допомогою механізму газорозподілу і перемістити поршень з ВМТ до НМТ. У циліндр дизеля заходить повітря. Чим більше в циліндр поступає при впуску робочого тіла, тим більшою буде потужність двигуна.

Впускний клапан відкривається не миттєво, тому для збільшення масового заряду в циліндрі дизеля клапан необхідно починати відкривати не у ВМТ, а раніше — за $10...20^\circ$ до неї, в кінці такту випуску (точка 1). У цьому випадку при переміщенні поршня від ВМТ до НМТ впускний клапан буде достатньо відкритим. Впускний клапан закривають не в НМТ, а для збільшення маси заряду через $40...60^\circ$ після НМТ на такті стискування (точка 2). На лінії ($a-2$) повітря поступає в циліндр дизеля під дією сил інерції, P_i , що виникають при рухові заряду у впускному трубопроводі з швидкістю $35...50$ м/с (рис. 47).

Лінія ($1-r-a-2$) зображає процес впуску. Фаза такту складає 180° ($\Phi_{\text{вп}} = 180^\circ$), а процес впуску протікає за $\Phi_{\text{вп}} = 240...260^\circ$ кута

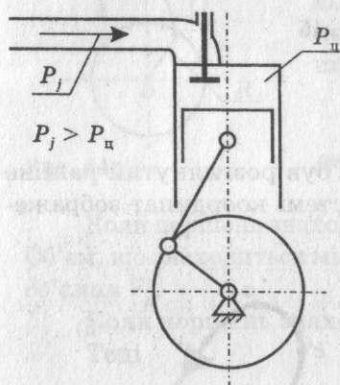


Рис. 47

оберту вала. Параметри робочого тіла в характерних точках на розрахунковому режимі складають:

→ точка «r»

$$P_r = (1,05...1,1) p_0;$$

$$T_r = 1000...1100 \text{ К};$$

→ точка «a»

$$P_a = (0,85...0,92) p_0;$$

$$T_a = 330...350 \text{ К}.$$

2.2.2. Процес стискування

Процес попереднього стискування повітря в циліндрі здійснюється для того, щоб підвищити ефективність перетворення теплоти в роботу. Відомо, що з підвищенням ступеня стискування збільшується частка теплоти, яка перетворюється в корисну роботу.

Для здійснення процесу стискування поршень переміщується з НМТ до ВМТ. У дизелях $\epsilon = 15...20$. Процес стискування (лінія ($a-c$), рис. 46,б) можна розділити на дві ділянки: ($a-2$) — тиск у циліндрі підвищується за рахунок переміщення поршня з НМТ до ВМТ, а також через надходження повітря в циліндр дизеля за рахунок інерції потоку; ($2-c$) — тиск у циліндрі підвищується лише за рахунок переміщення поршня до ВМТ. Стискування протікає за політропою з показником $n_{\text{ст}} = 1,34...1,38$.

Параметри робочого процесу в кінці такту стискування перебувають в межах:

$$P_c = 3...5 \text{ МПа};$$

$$T_c = 800...1000 \text{ К}.$$

2.2.3. Процес згорання

У чотиритактному дизелі робочий процес (цикл) здійснюється за чотири такти, а процесів — п'ять. Додається процес згорання палива в циліндрі двигуна, тобто процес підводу теплоти до робочого тіла.

Процес згорання — це швидкоплинний процес перетворення хімічної енергії палива в теплову (процес окислення горючих елементів палива в кисні повітря).

Дизельне паливо складається з вуглецю C та водню H_2 , які є горючими елементами.

Впорскуване паливо в циліндрі дизеля самозаймається від контакту з гарячим повітрям, що має температуру $T_c = 800...1000 \text{ К}$ при $\epsilon = 14...20$.

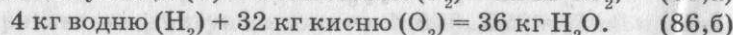
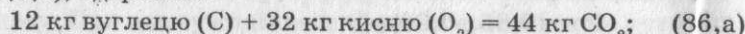
2.2.3.1. Теоретично необхідна кількість повітря

Знайдемо математичну залежність для підрахунку кількості повітря, необхідного для повного згорання 1 кг палива.

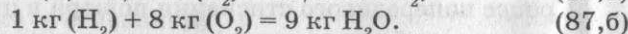
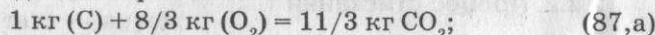
Реакції повного окислення горючих компонентів палива мають вигляд:



Підставляючи молекулярні маси речовин, які входять до рівнянь (85,а,б), одержимо:



Перейдемо до 1 кг горючих компонентів:



Але в 1 кг дизельного палива міститься C кг вуглецю та H кг водню.

Тоді кількість кисню, необхідного для повного згорання 1 кг палива, визначиться:

$$O_0 = 8/3C + 8H, \frac{\text{кг кисню}}{\text{кг палива}}, \quad (88)$$

де $8/3$ і 8 кг — кількість кисню, необхідна для повного згорання відповідно 1 кг вуглецю і водню;

C і H — масові частки відповідно вуглецю і водню в 1 кг палива.

Знаючи масову частку кисню в повітрі (23,2 %), знайдемо теоретично необхідну кількість повітря l_0 .

l_0 — це така кількість повітря, яка необхідна для повного згорання 1 кг палива.

Тоді:

$$l_0 = \frac{O_0}{0,232} = \frac{8/3C + 8H}{0,232}, \frac{\text{кг повітря}}{\text{кг палива}}; \quad (89)$$

де 0,232 — масова частка кисню в повітрі.

Якщо в паливі є кисень, то теоретично необхідна кількість повітря визначається за формулою

$$l_0 = \frac{8/3C + 8H - O_m}{0,232}, \frac{\text{кг повітря}}{\text{кг палива}}; \quad (90)$$

де O_m — масова частка кисню в паливі.

Для існуючих дизельних палив масова частка вуглецю — 86 %, водню — 13 %, кисню — 1 %.

Тоді

$$l_0 = \frac{8/3 \cdot 0,86 + 8 \cdot 0,13 - 0,01}{0,232} \approx 14,4 \frac{\text{кг повітря}}{\text{кг палива}}.$$

Для бензину: $C=0,85$; $H=0,15$; $l_0 \approx 15 \frac{\text{кг повітря}}{\text{кг палива}}.$

2.2.3.2. Коефіцієнт надлишку повітря

На згорання 1 кг палива не завжди витрачається $l_0 \approx 15$ кг повітря. Дійсна кількість повітря l_d може бути:

$$l_d > l_0; l_d < l_0; l_d = l_0.$$

Для визначення цих нерівностей вводиться поняття про коефіцієнт надлишку повітря α .

α — це відношення дійсної кількості повітря, що бере участь в згоранні, до теоретично необхідної l_0 .

$$\alpha = \frac{l_d}{l_0}. \quad (91)$$

Прийнято вважати:

→ $\alpha > 1,0$ — бідна горюча суміш;

→ $\alpha < 1,0$ — багата горюча суміш;

→ $\alpha = 1,0$ — теоретична суміш.

Горюча суміш — це суміш, яка складається з парів палива і повітря, складених у відповідних пропорціях.

Бідна і багата суміші визначаються кількістю палива, яке в них знаходиться. Чим більше палива в горючій суміші, тим вона багатша ($\alpha < 1,0$). У бідній суміші ($\alpha > 1,0$) має місце надлишок повітря.

2.2.3.3. Сумішоутворення в дизелях

Сумішоутворенням називається процес приготування горючої паливоповітряної суміші в циліндрі дизеля. На сумішоутворення в дизелі відводиться незначна частина часу робочого циклу, відповідно всього 15–40° оберту колінчастого вала. За декілька мілісекунд паливо повинно рівномірно розповсюдитись по об'єму камери згорання, прогрітись, частково випаруватись і перемішуватись з повітрям.

Залежно від характеру випаровування, перемішування з повітряним зарядом і особливостей подачі в зону горіння основної маси впорскуваного в циліндр палива відрізняють об'ємний, плівковий та об'ємно-плівковий способи сумішоутворення.

Під об'ємним сумішоутворенням розуміють створення горючої суміші при випаровуванні крапель палива, що надходить у повітряний заряд камери згорання. Паливо впорскується форсункою за 10–30° до приходу поршня у ВМТ під тиском 100...2000 кгс/см² (10...200 МПа).

Виходячи із соплових отворів з швидкістю 150...600 м/с, струминки палива розпилюються на найдрібніші краплі.

При плівковому сумішоутворенні основна частка палива впорскується на гарячі (220...400 °С) стінки камери згорання, утворюючи тонку плівку. Випаровування палива здійснюється з поверхні плівки. Невелика частина палива, що розпилюється в об'ємі камери згорання, запалюється в першу чергу і підпалює горючу суміш над плівкою. Тиск впорскування складає 150...200 кгс/см² (15...200 МПа).

Об'ємно-плівкове сумішоутворення є поєднанням обох способів і практично реалізується у всіх дизелях.

Від того, що концентрація палива по об'єму камери згорання не однакова, для повноти згорання палива в циліндр дизеля повітря подається в більшій кількості, ніж теоретично необхідно для повного згорання поданого в циліндр палива. Тому дизелі працюють із значним надлишком повітря, $\alpha = 1,3...1,8$ і більше. Для повноти згорання необхідно підвищувати якість сумішоутворення, що досягається використанням різних конструкцій камер згорання.

Залежно від способу сумішоутворення і конструкції камери згорання можуть бути нерозділеними і розділеними.

Нерозділені камери згорання виконуються в днищі поршня, інколи одночасно в днищі поршня і в головці блока циліндрів. У цих камерах використовуються форсунки з багатодірчатими розпилювачами (5...7 і більше отворів діаметром 0,15...0,55 мм) і високі тиски впорскування (120...170 кгс/см²). Дизелі з такими камерами згорання найбільш економічні.

Розділені камери згорання складаються з двох окремих об'ємів, з'єднаних одним або декількома каналами. Дизелі з такими камерами згорання менш економічні, тому що частина теплоти втрачається в системі охолодження головки циліндра. Крім того, дизелі з цими камерами згорання погано запускаються і вимагають більш високих ступенів стиску, ніж дизелі з нерозділеними камерами. В розділених камерах забезпечується якісне сумішоутворення за рахунок кінетичної енергії потоку газів, перетікаючих з однієї порожнини камери до іншої. Дроселююча дія каналів між порожнинами знижує «жорсткість» роботи дизеля. Дизелі з розділеними камерами згорання менш чутливі до змін швидкісного режиму та якості палива.

Найбільш поширені передкамерний та вихорокамерний способи роздільного сумішоутворення.

2.2.3.4. Фізична суть процесу згорання в дизелі

Як вже зазначалося, з допомогою паливного насоса високого тиску паливо подається в циліндр двигуна, де розпилюється на найдрібніші частинки.



Рис. 48

Згорання в дизелі розпочинається в багатьох місцях камери (рис. 48,а) і, в основному, залежить від температури стиснутого повітря. Дизельне паливо, що потрапило в циліндр у розпиленому вигляді, миттєво не згорає. Спочатку йде випаровування крапель палива, а потім — розпад молекул палива під дією високої температури з утворенням горючих елементів: вуглецю і водню. Згорання характеризується періодом затримки самозаймання τ_1 (рис. 48,б). Після цього відбувається згорання горючих елементів палива — видимий період згорання τ_2 , при якому зростають температура і тиск газів у циліндрі дизеля. За час затримки самозаймання тиск у циліндрі практично не змінюється.

Повний період згорання $\tau = \tau_1 + \tau_2 = 0,004...0,005$ с.

2.2.3.5. Зображення процесу згорання в дизелі в системі координат (P, V)

Паливо в циліндрі дизеля згорає за $\tau = 0,004...0,005$ с. Для того, щоб зменшити втрати на тертя в КШМ, кінець згорання (точка Z, рис. 49) повинен бути не у ВМТ, а після неї на кут 12...15°. Знаючи час згорання палива τ і частоту обертання колінчастого вала, можна визначити кут повороту колінчастого вала за час згорання палива.

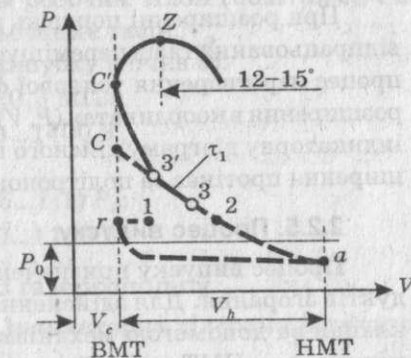


Рис. 49

Якщо $\tau = 0,005$ с, $n = 1000$ хв⁻¹, то

$$\varphi_{\text{згор}} = \frac{1000 \cdot 360 \cdot 5}{60 \cdot 1000} = 30^\circ,$$

де $\frac{1000}{60}$ — оберти за секунду;

360° — 1 оберт колінчастого вала;

$$\frac{5}{1000} = 0,005 \text{ с,}$$

тобто за $\tau = 0,005$ с колінчастий вал обернеться на кут 30° . Знаючи положення точки Z (12...15° після ВМТ), знайдемо момент початку впорскування (точка 3).

Тоді кут випередження початку впорскування складе:

$$\varphi_{\text{впор}} = \varphi_{\text{згор}} - 12^\circ = 30 - 12 = 18^\circ.$$

Таким чином, для того, щоб кінець згорання закінчувався в точці Z, паливо необхідно починати впорскувати в циліндр дизеля за 18° до ВМТ в кінці такту стискання (точка 3).

Кут повороту колінчастого вала від моменту початку впорскування до підходу поршня ВМТ називається кутом випередження початку впорскування.

Процес згорання в системі координат (P, V) (рис. 49) зображається лінією (3-3'-C'-Z). Відрізок (3-3') визначається періодом затримки займання τ_1 , а відрізок (3'-C'-Z) характеризує видимий період згорання τ_2 .

Кут випередження початку впорскування при експлуатації дизеля систематично перевіряють і регулюють:

$$P_z = 7 \dots 7,5 \text{ МПа;}$$

$$T_z = 2000 \dots 2200 \text{ К.}$$

2.2.4. Процес розширення (робочий хід)

При розширенні поршень примусово під дією високого тиску відпрацьованих газів переміщується з ВМТ до НМТ — відбувається процес перетворення теплової форми енергії в механічну. Процес розширення в координатах (P, V) зображається лінією (C'-Z-B) (див. індикаторну діаграму дійсного циклу дизеля, рис. 46). Процес розширення протікає за політропою з показником $n_p = 1,2 \dots 1,3$.

2.2.5. Процес випуску

Процес випуску призначений для очистки циліндра від продуктів згорання. Для здійснення процесу відкривають випускний клапан за допомогою механізму газорозподілу, і поршень переміщується з НМТ до ВМТ.

Випускний клапан відкривається не миттєво, тому для кращої очистки циліндра від продуктів згорання його відкривають не в НМТ, а за $40 \dots 60^\circ$ до неї, в кінці такту робочого ходу (точка 4, рис. 50), а закривають не у ВМТ, а через $10 \dots 20^\circ$ після (точка 5). Таким чином, лінія (4-ε-r-5) зображає процес випуску. Фаза випуску $\Phi_{\text{вип}} = 240 \dots 260^\circ$ за кутом обертання колінчастого вала. Весь процес випуску можна розбити на три ділянки:

→ перша (4-ε) — власне випуск. При цьому гази з циліндра виходять із швидкістю $500 \dots 600$ м/с (швидкість звуку). З циліндра виходить до 70 % відпрацьованих газів, які створюють характерний звук роботи поршневого двигуна;

→ друга (ε-r) — виштовхування. Випускний клапан відкритий. Поршень переходить з НМТ до ВМТ, і відпрацьовані гази витісняються з циліндра двигуна;

→ третя (r-5) — інерційний випуск. У випускному колекторі гази рухаються з швидкістю $50 \dots 70$ м/с і створюють інерційну силу. Не дивлячись на те, що поршень на цій ділянці (r-5) рухається від ВМТ до НМТ, продукти згорання продовжують виходити з циліндра під дією сил інерції, і лише в точці 5 закривається випускний клапан.

Ділянка (1-r-5) — перекриття клапанів, тобто відкриті обидва клапани (впускний і випускний). При цьому здійснюється продувка (очистка) циліндра свіжим робочим тілом (повітрям), і він краще звільнюється від відпрацьованих газів.

Параметри робочого тіла у випуску (точка ε)

$$P_\epsilon = 0,2 \dots 0,3 \text{ МПа;}$$

$$T_\epsilon = 1100 \dots 1400 \text{ К,}$$

а в кінці випуску

$$P_r = (1,05 \dots 1,1) P_0;$$

$$T_r = 1000 \dots 1100 \text{ К.}$$

2.2.6. Кругова діаграма фаз газорозподілу

У системі координат (P, V) індикаторна діаграма 4-тактного дизеля зображена на рис. 51, а.

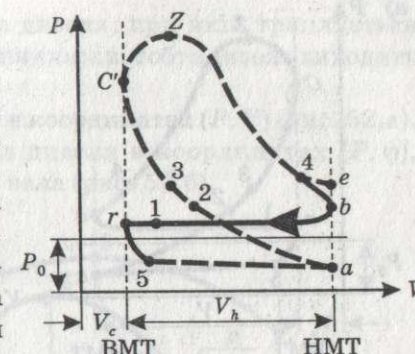
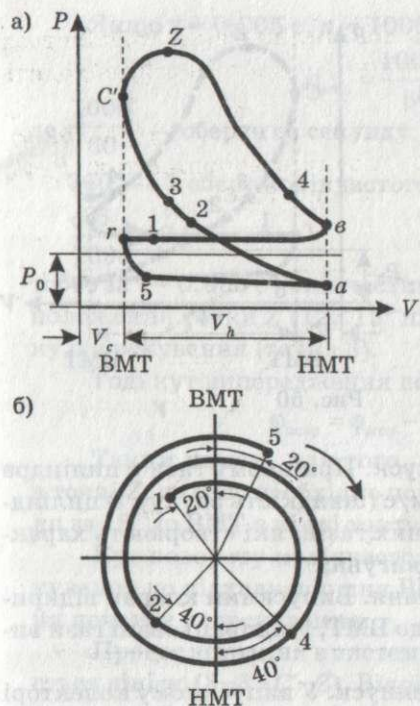


Рис. 50



Моменти відкриття і закриття клапанів можна зобразити графічно круговою діаграмою фаз газорозподілу. Ця кругова діаграма є і в паспорті двигуна, своя для кожного типу (рис. 51,б):

- т.1 — початок відкриття впускного клапана;
 - т.2 — закриття впускного клапана;
 - (1-2) — фаза впуску;
 - т.4 — початок відкриття випускного клапана;
 - т.5 — закриття випускного клапана;
 - (4-5) — фаза випуску.
- Кругова діаграма фаз газорозподілу призначена для регулювання моментів відкриття впускного і випускного клапанів.

Рис. 51

2.2.7. «Жорстка» робота дизеля

Дизель порівняно з бензиновим двигуном працює більш шумно, тому що $\epsilon^{\text{д}} = 15 \dots 20$, $\epsilon^{\text{б}} = 7 \dots 10$.

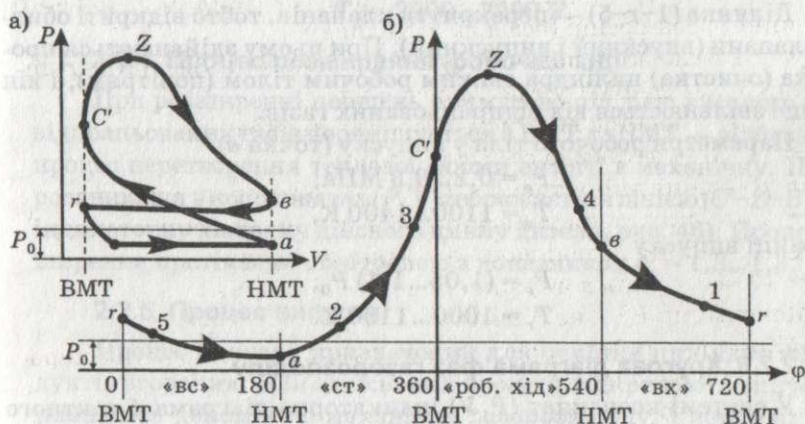


Рис. 52

Буває така «жорстка» робота дизеля, при якій трапляється вигин шатунів, викривлення підшипників, тобто дизель виходить з ладу.

Маючи індикаторну діаграму в координатах (P, V) (рис. 52,а), зобразимо дійсний робочий цикл дизеля в координатах (P, ϕ) , де ϕ — кут повороту колінчастого вала (рис. 52,б).

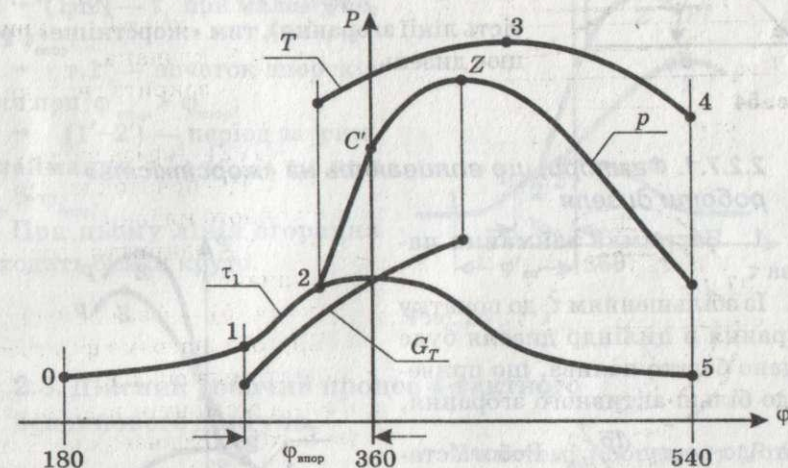


Рис. 53

Розглянемо динаміку зміни параметрів робочого тіла при впорскуванні палива в циліндр дизеля (рис. 53):

- (0-1-2-5) — лінія зміни тиску повітря в циліндрі при його стисканні і розширенні (без подачі палива);
- т.1 — початок подачі палива (впорскування) в циліндр дизеля за $15 \dots 20^\circ$ до ВМТ у такті стискання;
- т.2 — початок видимого згорання палива;
- (1-2) — затримка самозаймання τ_1 ;
- p — лінія зміни тиску в циліндрі при згоранні палива;
- T — лінія зміни температури газу при згоранні палива;
- G_T — лінія подачі палива в циліндр двигуна;
- (3-4) — лінія догорання палива в циліндрі.

Максимуми P і T не збігаються.

«Жорстку» роботу дизеля характеризує крутість лінії наростання тиску газів при згоранні (2-З).

«Жорсткою» робота дизеля вважається при

$$\frac{dp}{d\phi} \geq 0,4 \dots 0,5 \text{ МПа}/\phi,$$

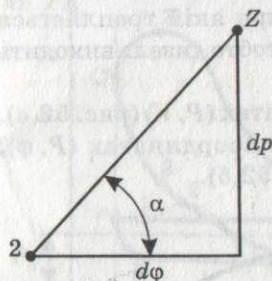


Рис. 54

де $dp/d\varphi$ — швидкість наростання тиску газів у циліндрі на кожний градус повороту колінчастого валу, яку виражає тангенс кута нахилу лінії P при згоранні (рис. 54).

$\operatorname{tg} \alpha = dp/d\varphi$; чим більше $dp/d\varphi$ (крутість лінії згорання), тим «жорсткіше» працює дизель.

2.2.7.1. Фактори, що впливають на «жорсткість» роботи дизеля

1. Затримка займання палива τ_1 .

Із збільшенням τ_1 до початку згорання в циліндр дизеля буде подано багато палива, що приведе до більш активного згорання, тобто до росту $dp/d\varphi$. Робота стане більш «жорсткою» (рис. 55).

(1-2) — період затримки самозаймання τ_1 ;

(1-2') — $\tau_1' > \tau_1$ — при цьому лінія згорання розміщується більш круто, тобто дизель працює «жорстко».

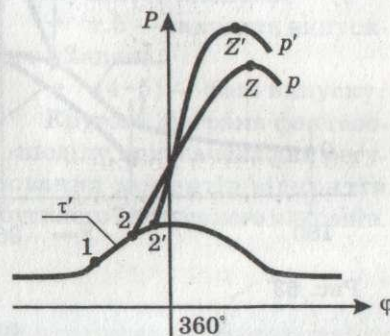


Рис. 55

У бензині період затримки займання τ_1^b більший τ_1^d дизельного палива. Тому при роботі дизеля на бензині «жорсткість» згорання буде значно вищою, зі стуком КШМ та вібрацією стінок циліндра.

2. Температура оточуючого середовища.

При зниженні температури атмосферного повітря дизель працює більш «жорстко» тому, що при цьому збільшується час підготовки дизельного палива до займання τ_1 , а як наслідок збільшується і $dp/d\varphi$.

3. Ступінь стиску ϵ .

Із збільшенням ϵ зростає температура стиснутого в циліндрі повітря, що приводить до зменшення часу підготовки палива до згорання, тобто зменшення τ_1 , а також $dp/d\varphi$ — двигун працює «м'якше».

4. Кут випередження початку впорскування.

При збільшенні кута випередження початку впорскування дизель працює «жорсткіше», тому що при ранньому впорскуванні повітря ще недостатньо нагріте від стискання — період затримки займання палива τ_1 збільшується, $dp/d\varphi$ також збільшується.

На рис. 56 показано:

→ (1-2) — τ_1 при малому періоді $\varphi_{\text{впор}}$;

→ т.1' — початок впорскування при $\varphi'_{\text{впор}} > \varphi_{\text{впор}}$;

→ (1'-2') — період затримки займання τ_1' ; ($\tau_1' > \tau_1$) при $\varphi'_{\text{впор}} > \varphi_{\text{впор}}$.

При цьому лінія згорання проходить більш круто.

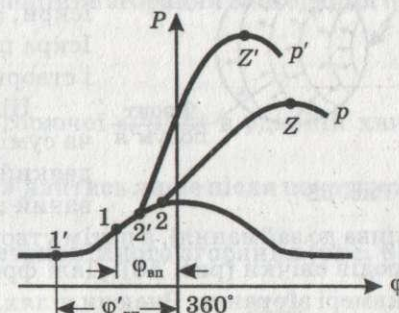


Рис. 56

2.3. Дійсний робочий процес 4-тактного бензинового двигуна

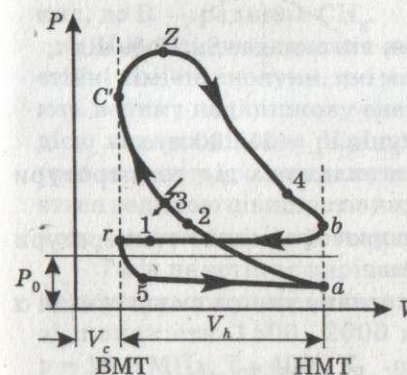


Рис. 57

У системі координат (P, V) робочий цикл цього двигуна зображено на рис. 57.

У бензинових двигунів $\epsilon = 7 \dots 10$. Ступінь стиску $\epsilon > 10$ недопустимий, при цьому з'являється шкідливе явище — детонація. На відміну від дизеля, в циліндр бензинового двигуна надходить не повітря, а суміш повітря і палива.

Горюча суміш — це суміш парів бензину з повітрям у визначеному співвідношенні.

Займається горюча суміш у т.3 за допомогою електричної іскри за $20 \dots 30^\circ$ до ВМТ у кінці такту стискання. Кут повороту колінчастого валу від моменту подачі іскри до приходу поршня у ВМТ називається *випередженням запалювання*.

Моменти відкриття і закриття клапанів (точки 1, 2, 4, 5) здійснюються аналогічно дизелю; (1-5) — перекриття клапанів, при цьому здійснюється продувка циліндра. У карбюраторних ДВЗ продувка циліндра здійснюється горючою сумішшю.

2.3.1. Процес згорання горючої суміші в бензиновому двигуні

Процес згорання горючої суміші в бензинових двигунах суттєво відрізняється порівняно з дизелем.

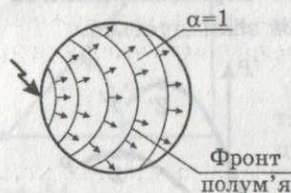


Рис. 58

Горюча суміш в циліндрі двигуна запалюється за допомогою електричної іскри, створеної напругою $U = 18...20$ кВ. Іскра проскакує між електродами свічки і створює температуру $T \approx 3000$ К.

Після подачі електричної іскри горюча суміш зразу не займається. Проходить деякий малий проміжок часу τ_1 — прихований період згорання (іде підготовка палива до займання), а потім утворюється фронт полум'я біля електродів свічки (рис. 58).

Далі фронт полум'я розповсюджується по камері згорання. Знаючи шлях, пройдений фронтом полум'я (звичайно він дорівнює D_n), і час згорання τ , можна визначити швидкість згорання суміші в циліндрі двигуна

$$V_{gr} = \frac{D_n}{\tau}, \text{ м/с}, \quad (92)$$

де $\tau = \tau_1 + \tau_2 = 0,003...0,004$ с;

τ_1 — прихований період згорання, він складає 8...13 % від τ ;

τ_2 — видимий процес згорання;

D_n — діаметр циліндра.

Для існуючих поршневих двигунів $V_{gr} = 25...30$ м/с.

Нормальний процес згорання залежить від температури і складу суміші α .

Із збільшенням температури горючої суміші і температури згорання швидкість згорання зростає.

Суттєвий вплив на швидкість згорання чинить склад суміші α (рис. 59).

Максимальна швидкість згорання ($V_{gr} = 25...30$ м/с) досягається при $\alpha = 0,85...0,9$. При цьому створюється максимальна температура згорання.

При багатій суміші ($\alpha > 0,9$) швидкість її згорання зменшується через те, що суміш містить багато палива, на випаровування якого витрачається теплота і температура згорання знижується. При бідній суміші ($\alpha < 0,85$) швидкість

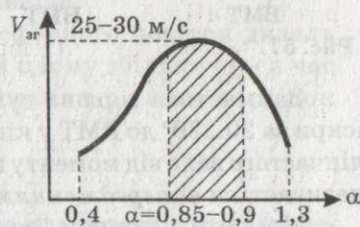


Рис. 59

згорання різко падає тому, що в суміші багато повітря, на його нагрівання витрачається багато теплоти, температура згорання знижується.

Бензиновий двигун стабільно працює при $\alpha = 0,4...1,3$. Крім нормального процесу згорання, в бензинових двигунах може відбуватися і «ненормальний»: детонаційне згорання та згорання при samozайманні.

2.3.2. Детонація

Детонація — це згорання горючої суміші в ударній хвилі з швидкістю 1500...2000 м/с.

Детонаційне згорання може з'явитись лише після початку нормального процесу згорання.

Розглянемо фізичну суть детонаційного згорання (рис. 60). Під дією високої температури в тій частині циліндра, де горюча суміш згорає в останню чергу, створюються нові і нестійкі хімічні речовини — пероксиди типу: $R-OO$ — перекис; $R-OH$ — гідроперекис, де R — радикал CH_3 .

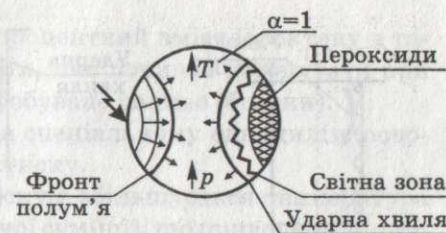


Рис. 60

Пероксиди — досить нестійкі хімічні сполуки, які мають велику надлишкову енергію і при деякій критичній масі під дією хвилеподібного підвищення тиску всередині циліндра миттєво згорають (розкладаються). Згорання пероксидів супроводжується великою швидкістю виділення теплоти, що приводить до різкого («миттєвого») зростання температури і тиску.

Тиск не встигає вирівнятися по всьому об'єму циліндра, в результаті цього утворюється ударна хвиля, яка розповсюджується зі швидкістю 1500...2000 м/с. Ударна хвиля має параметри: $p = 16,0$ МПа, $T \approx 4000$ К.

При проходженні ударної хвилі по горючій суміші в результаті місцевого стискування відбувається її samozаймання — створюється світна зона, яка рухається за ударною хвилею з такою ж швидкістю.

Сукупність ударної хвилі та світної зони створюють детонаційну хвилю. Таким чином детонаційна хвиля розповсюджується в циліндрі двигуна зі швидкістю 1500...2000 м/с.

При входженні детонаційної хвилі в зону продуктів згорання вона перероджується в ударну, яка, відбиваючись від стінки циліндра, згасає.

Досвід показує, що виникненню детонації сприяє збільшення ступеня стиску ϵ , підвищення температури горючої суміші, перегрів двигуна і невідповідність марки палива, на якому працює двигун.

Тривала робота двигуна з детонацією може викликати: прогорання і заклинювання поршнів в циліндрах; прогорання клапанів; прогорання поршневих кілець; обгорання електродів свічок; розтріскування вкладишів підшипників, тобто двигун може вийти з ладу.

2.3.2.1. Зовнішні ознаки роботи бензинового двигуна при детонації

При детонації спостерігаються:

- металевий дзвін і стукіт;
- періодичні клуби чорного диму на випуску;
- тряска та нестійка робота двигуна.



Рис. 61



Рис. 62



Рис. 63

1. Металевий дзвін.

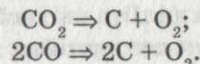
Розглянемо гільзу циліндра, що має відповідну товщину (8...10 мм). Під дією ударної хвилі гільза вібрає та створює металевий дзвін (рис. 61).

2. Металевий стукіт.

Під дією ударної хвилі витісняється мастило із зазорів КШМ і одна деталь глухо стукає по іншій (рис. 62).

3. Чорні клуби диму на випуску.

Коли ударна хвиля входить в зону продуктів згорання, то під дією високої температури ($T = 4000\text{ K}$) відбувається глибока дисоціація (розкладання) продуктів згорання з утворенням вуглецю (рис. 63)



2.3.2.2. Основні способи боротьби з детонацією

Основною причиною детонаційного згорання є підвищення температурного режиму роботи бензинового двигуна більше

допустимого та використання палива з меншим октановим числом. Отже, основним способом боротьби з детонацією є пониження температурного режиму роботи двигуна — перехід на режим малого газу (при справній системі охолодження). До перегріву двигуна приводить нагароутворення в циліндрі двигуна та утворення накипу в системі охолодження. Тому необхідно слідкувати, щоб для системи охолодження застосовувалась «м'яка» вода. Крім того, двигун повинен працювати на «своєму» бензині за октановим числом.

Промисловість випускає бензин марок:

A-72, A-76, AI-93, AI-98, а також A-92, A-93, A-95, A-98, де A — автомобільний бензин; 72; 76; 92; 93; 95; 98 — октанове число.

Чим більше октанове число, тим більша стійкість бензину до детонації.

Октанове число (ОЧ) — це процентний вміст ізооктану в такій суміші з нормальним гептаном, яка починає детонувати при тому ж ступені стиску, що й випробуване паливо (бензин).

ОЧ бензинів визначається на спеціальному одноциліндровому двигуні із змінним ступенем стиску.

Із збільшенням ступеня стиску ϵ збільшується температура стиснутого робочого тіла (горючої суміші), що приводить до зниження стійкості проти детонації. Тому чим більше ϵ двигуна, тим більше октанове число повинен мати використовуваний бензин.

Спочатку експериментальний одноциліндровий двигун працює на випробуваному бензині. Ступінь стиску ϵ збільшується до початку детонаційного згорання. Після цього, при $\epsilon = \text{const}$, двигун переводиться на паливо, що складається із суміші ізооктану і нормального гептану.

Ізооктан має ОЧ = 100, а нормальний гептан — ОЧ = 0. Співвідношення цих компонентів змінюється до початку детонації, і процентний вміст ізооктану визначає ОЧ бензину.

Базовий бензин має ОЧ = 72 (A-72), він придатний для двигунів із ступенем стиску $\epsilon = 7...7,2$.

Для підвищення октанового числа базового бензину застосовують антидетонаційні присадки, незначна кількість яких збільшує його стійкість проти детонації.

Найбільш ефективною присадкою є тетраетилловий свинець $\text{Pb}(\text{C}_2\text{H}_5)_4$, який дуже отруйний. В чистому вигляді його не застосовують, тому що при роботі двигуна тетраетилловий свинець розкладається з утворенням окису свинцю Pb_2O_3 , який відкладається на стінках циліндра, а це приводить до задирів дзеркала

- бромистий етил — C_2H_5Br ;
- моноклорнафталін — $C_{10}H_7Cl$;
- діброметан — $C_2H_4Br_2$;
- різні барвники.

Різні добавки етилової рідини до бензину по-різному підвищують його октанове число. Відомо, що із збільшенням є необхідно застосовувати бензин з більшим ОЧ (рис. 64).

Розглянемо графік впливу присадки (етилової рідини) на підвищення ОЧ базового бензину А-72 (рис. 65).

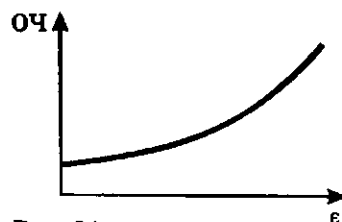


Рис. 64

Перші порції добавки продукту Р-9 до бензину дають значний приріст ОЧ. Але більше 5 см³/л вводити в бензин неефективно тому, що ОЧ бензину буде підвищуватись мало, а отруйність його значно зросте. Бензин А-76, АІ-93, АІ-98 — етиловані (отруйні).

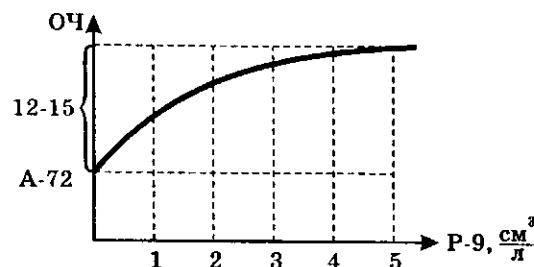


Рис. 65

При перегріванні бензинового двигуна в циліндрі утворюється розжарений вуглець, перегріваються електроди свічок, які стають джерелами займання горючої суміші. Процес згорання в цьому випадку стає некерованим, горюча суміш у циліндрі двигуна займається до подачі електричної іскри. Згорання горючої суміші в цьому випадку відбувається дуже рано. Перегрівання може статись від обриву ременя вентилятора, витікання води із системи охолодження, значного зниження рівня масла в піддоні двигуна.

При samozайманні двигун працює дуже «жорстко», з'являється металевий стук, падає потужність, що значною мірою нагадує детонацію. Тривала робота двигуна в такому режимі недопустима, це може повністю вивести його з ладу. Щоб відрізнити детонацію від samozаймання, потрібно виключити запалення. Якщо двигун зупиниться — це була детонація, коли ж він продовжує працювати — це samozаймання.

2.4.1. Індикаторна потужність

З фізики відомо, що потужність — це робота, виконана за одиницю часу, тобто

$$N = \frac{L}{\tau}, \quad (93)$$

де L — робота, здійснена газом у робочому циклі, Дж;

 τ_c — час, с.

Для визначення корисної роботи L , виконаної газом, розглянемо індикаторну діаграму дійсного циклу 4-тактного двигуна (рис. 51,а).

Корисна робота, одержана в циліндрі двигуна в результаті здійснення процесів циклу, називається індикаторною (внутрішньою) роботою і позначається l .

Графічно величина індикаторної роботи з урахуванням масштабів об'єму і тиску може бути показана як площа індикаторної діаграми між лініями процесів розширення і стискування (рис. 66).

Робота, витрачена на здійснення процесів впуску і випуску, тобто робота насосних ходів, складає незначну величину порівняно з індикаторною роботою. Її відносять до механічних втрат двигуна.

Індикаторна потужність N_i — це потужність, яку розвивають гази в циліндрі двигуна.

Тоді, аналогічно рівнянню (89), індикаторна потужність визначається

$$N_i = \frac{l_i}{\tau_0}. \quad (94)$$

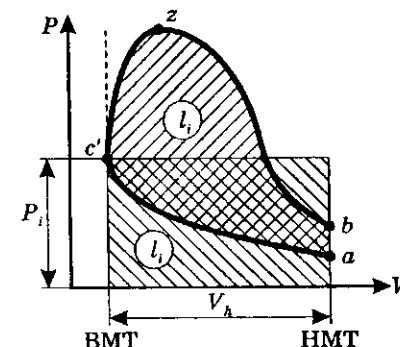


Рис. 66

Площу, що виражає індикаторну роботу, визначити важко. Тому вводиться поняття про середній індикаторний тиск.

Середній індикаторний тиск P_i — це такий умовний постійний тиск, який, діючи на поршень упродовж одного ходу розширення, виконує роботу, що дорівнює дійсній індикаторній роботі l_i .

Замінімо площу складної фігури, що відображає дійсну індикаторну роботу, площею чотирикутника (рис. 66). Тоді індикаторна робота визначиться площею прямокутника

$$l_i = P_i \cdot V_h, \quad (95)$$

де P_i — середній індикаторний тиск;

V_h — робочий об'єм циліндра.

З рівняння (95) визначимо середній індикаторний тиск

$$P_i = \frac{l_i}{V_h}. \quad (96)$$

Величина середнього індикаторного тиску для сучасних двигунів перебуває в межах:

$$P_i = 0,9 \dots 1,2 \text{ МПа (} 9 \dots 12 \text{ кгс/см}^2 \text{)}.$$

Знаючи P_i та V_h , на основі рівняння (94) можна визначити індикаторну потужність двигуна

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau}, \text{ кВт}, \quad (97)$$

де P_i — середній індикаторний тиск, МПа;

$P_i \cdot V_h = l_i$ — індикаторна робота, одержана за два оберти колінчастого вала;

$\frac{n}{30\tau}$ — кількість робочих ходів за секунду;

V_h — робочий об'єм циліндра, л;

n — частота обертання, хв⁻¹;

i — число циліндрів;

τ — тактність двигуна.

Якщо індикаторна потужність визначається в к. с., то формула (97) матиме вигляд:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{900}, \text{ к.с.}, \quad (98)$$

де P_i — середній індикаторний тиск, кгс/см²;

V_h — робочий об'єм циліндра, л;

n — частота обертання, хв⁻¹;

i — число циліндрів.

2.4.2. Ефективна потужність

Потужність, яка знімається з маховика двигуна і використовується для здійснення корисної роботи (обертання ротора генератора, коліс автомобіля та ін.), називається ефективною і позначається N_e .

Ефективна потужність — це різниця між індикаторною потужністю та потужністю механічних втрат:

$$N_e = N_i - N_m, \quad (99)$$

де N_m — потужність механічних втрат.

2.4.2.1. Потужність механічних втрат

Потужність механічних втрат — це частина індикаторної потужності, яка пішла на подолання різного роду втрат у двигуні.

Ці втрати розподіляються ($N_m = 100\%$):

- тертя поршня об стінки циліндра — 45...50 %;
- привід допоміжних агрегатів — 10...20 %;
- насосні втрати (впуск і випуск) — 10...20 %;
- тертя в підшипниках — 10...16 %.

2.4.2.2. Механічний ККД

Доля індикаторної потужності, яка пішла на подолання механічних втрат, може бути оцінена за допомогою механічного ККД двигуна η_m , що дорівнює відношенню ефективної потужності до індикаторної:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i}. \quad (100)$$

Для існуючих поршневих двигунів механічний ККД перебуває в межах:

$$\eta_m = 0,7 \dots 0,9.$$

Механічний ККД характеризує ступінь досконалості конструкції двигуна з точки зору механічних втрат.

Користуючись виразами для η_m та N_i , можна одержати:

$$N_e = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau} \eta_m, \text{ кВт}, \quad (101)$$

де P_i — середній індикаторний тиск, МПа;

V_h — робочий об'єм циліндра, л;

n — частота обертання, хв⁻¹;

i — число циліндрів;

τ — тактність.

Або

$$N_e = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{900} \eta_m, \text{к.с.}, \quad (102)$$

де P_i — середній індикаторний тиск, кгс/см²;

V_h — робочий об'єм циліндра, л;

n — частота обертання, хв⁻¹;

i — число циліндрів.

2.4.3. Економічність поршневого двигуна

За абсолютним значенням витрати палива G_T , кг/г, неможливо визначити який двигун більш економічний. Економічність двигуна характеризується питомою витратою палива g_e , кг/кВт·г, (кг/е.к.с.·г).

2.4.3.1. Питома ефективна витрата палива

Економічність двигуна характеризується питомою ефективною витратою палива, g_e .

Питома ефективна витрата палива g_e — це годинна витрата, яка припадає на одиницю ефективної потужності, тобто

$$g_e = \frac{G_T}{N_e}, \text{кг/кВт·г або кг/е.к.с.·г}, \quad (103)$$

де G_T — годинна витрата палива, кг/г;

N_e — ефективна потужність, кВт (к.с.).

2.4.3.2. Ефективний ККД

Економічність поршневого двигуна характеризується також ефективним ККД (η_e).

Ефективний ККД — це відношення теплоти, перетвореної в ефективну роботу, до всієї теплоти, підведеної до робочого тіла при згоранні, тобто

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_1}, \quad (104)$$

де $Q_1 = H_u \cdot G_T$;

H_u — теплота згорання палива, Дж/кг;

G_T — годинна витрата палива, кг/г;

Q_1 — теплота, підведена до робочого тіла при згоранні, Дж.

Використовуючи рівняння (100) та залежність $Q_1 = H_u \cdot G_T$, одержимо:

$$\eta_e = \frac{N_e}{H_u \cdot G_T},$$

але

$$g_e = \frac{G_T}{N_e},$$

тоді

$$\eta_e = \frac{1}{H_u \cdot g_e}, \quad (105)$$

звідки

$$g_e = \frac{1}{H_u \cdot \eta_e}. \quad (106)$$

Із рівняння (100) маємо

$$N_e = N_i \cdot \eta_m.$$

Рівняння (104) запишемо:

$$\eta_e = \frac{N_i}{Q_1} \eta_m, \quad (107)$$

де $\frac{N_i}{Q_1} = \eta_i$ — індикаторний ККД.

Тоді рівняння (107) набуде вигляду

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (108)$$

де η_i — індикаторний ККД, який враховує теплові витрати;

η_m — механічний ККД, який враховує механічні витрати;

η_e — ефективний ККД, який враховує теплові і механічні витрати енергії в двигуні при його роботі, тобто показує яка частка підведеної теплоти Q_1 пішла на корисну роботу.

Підставляючи рівняння (108) у (106), одержимо

$$g_e = \frac{1}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_m}. \quad (109)$$

Для існуючих поршневих двигунів:

→ бензинових —

$$q_e = 0,28 \dots 0,38 \text{ кг/(кВт·г)}, (q_e = 0,25 \dots 0,3 \text{ кг/е.к.с.·г});$$

$$\eta_e = 0,23 \dots 0,28;$$

→ дизелів —

$$q_e = 0,19 \dots 0,28 \text{ кг/(кВт·г)}, (q_e = 0,16 \dots 0,2 \text{ кг/е.к.с.·г});$$

$$\eta_e = 0,3 \dots 0,4.$$

Доцільно розглянути, чому питома ефективна витрата палива у дизелі менша, ніж у бензинових двигунів.

Дизель економічніший тому, що має вищий ступінь стискання; продувка циліндра у дизелі здійснюється чистим повітрям, а у бензинового горючою сумішшю. Крім того, як правило, дизель працює на бідних сумішах, а бензиновий двигун — на збагачених.

2.5. Тепловий баланс поршневого двигуна

Тепловий баланс характеризує розподіл теплоти згорання палива $Q_i = H_u \cdot G_T$ на корисну роботу і теплові втрати. Тепловий баланс визначається лише експериментально.

Якщо вважати, що $Q_i = H_u \cdot G_T = 100\%$, то:

- на корисну ефективну роботу припадає 23...44 %;
- втрати теплоти з відпрацьованими газами — 35...45 %;
- втрати теплоти в систему охолодження — 25...18 %;
- втрати теплоти в мастило — 2...4 %;
- втрати теплоти через хімічну неповноту згорання — 0...4 %.

2.6. Форсування поршневих двигунів

Форсування поршневих двигунів — це збільшення потужності, яку вони розвивають.

Розглянемо рівняння (101)

$$N_e = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau} \eta_m, \text{ кВт.}$$

З нього видно, що потужність двигуна може бути збільшена за рахунок:

- збільшення P_i — досягається збільшення ϵ ;
- збільшення V_h — досягається збільшення D_u ;
- збільшення частоти обертання колінчастого вала n ;
- збільшення числа циліндрів i .

Усі названі фактори, які впливають на збільшення N_e , у сучасних двигунах практично вичерпані.

Одним з доцільних напрямків форсування поршневих двигунів є перехід з 4-тактного на 2-тактний цикл. У цьому випадку, за рівнянням (101), потужність 2-тактного двигуна порівняно з 4-тактним збільшується теоретично в два рази за інших рівних умов.

2.6.1. Будова і принцип роботи 2-тактного бензинового двигуна з кривошипно-камерною продувкою

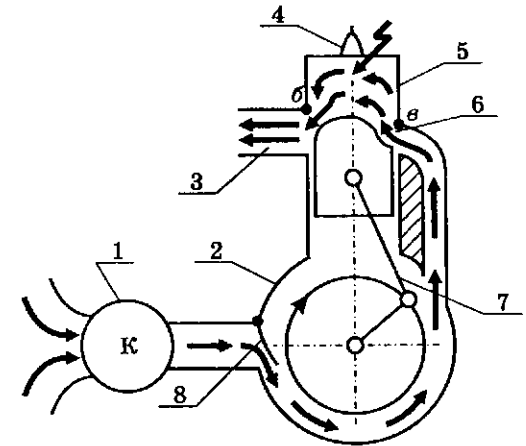
Такий тип двигунів використовується на мотоциклах, мопедах, човнах та для пуску дизелів як мотостартер.

2-тактний двигун з кривошипно-камерною продувкою складається з таких основних елементів (рис. 67):

- 1 — карбюратор;
- 2 — картер;
- 3 — випускне вікно;
- 4 — електрична свічка;
- 5 — циліндр з вікнами;

- 6 — продувочне вікно;
- 7 — кривошипно-шатунний механізм, поршень якого має дефлектор-відбивач;
- 8 — пружинний клапан (або текстолітова золотникова шайба, що приводиться в дію колінчастим валом).

Розглянемо принцип роботи 2-тактного двигуна. Зміна робочого тіла здійснюється за допомогою золотникового газорозподілення (поршень та бокові вікна в циліндрі). При переході поршня від одної мертвої точки до іншої необхідно враховувати процеси над поршнем і під ним. Весь робочий процес здійснюється за два такти, колінчастий вал робить один оберт.



Перший такт — рух поршня від ВМТ до НМТ. Рис. 67

При переміщенні поршня від ВМТ до НМТ над ним після запалювання горючої суміші електричною іскрою здійснюється процес згорання, робочий хід. Поршень своєю бічною поверхнею відкриває випускні вікна — починається випуск.

Під поршнем, коли впускні вікна циліндра закриті бічною поверхнею поршня, здійснюється попереднє стиснення горючої суміші в картері для наступної продувки циліндра. При дальшому переміщенні поршня до НМТ відкриваються продувочні вікна, здійснюється продувка (очистка) циліндра від відпрацьованих газів горючою сумішшю, яка надходить з картера двигуна.

Другий такт — рух поршня від НМТ до ВМТ.

Над поршнем після закриття випускних і продувочних вікон здійснюється стиснення горючої суміші. Під поршнем створюється розрідження, під дією якого здійснюється заповнення картера двигуна свіжим зарядом.

Розглянемо індикаторну діаграму 2-тактного бензинового двигуна в системі координат (P, V) (рис. 68).

Перший такт — рух поршня від ВМТ до НМТ. При цьому здійснюється робочий хід ($c'-z-b$). У точці (b) відкриваються випускні вікна, здійснюється випуск ($b-e$). Тиск різко падає. У точці (e)

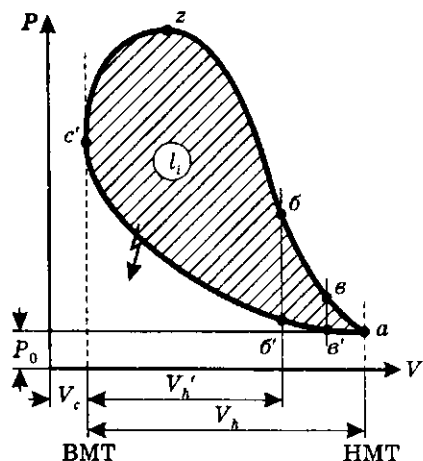


Рис. 68

гунів $\epsilon = 7 \dots 10$. Площа, обмежена кривими циклу, відображає корисну роботу l_i .

Розглянемо переваги і недоліки 2-тактного бензинового двигуна порівняно з 4-тактним.

Переваги:

- простіша конструкція (немає механізму газорозподілу);
- як правило, відсутня система мащення (мастило добавляється до бензину в кількості близько 5 %);
- потужність 2-тактного двигуна порівняно з 4-тактним при рівних умовах у 1,5...1,6 рази більша, тобто N_e 2-тактного = $(1,5 \dots 1,6) N_e$ 4-тактного.

Якщо розглянути формулу (101)

$$N_e = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau} \eta_u, \text{ кВт},$$

в якій для 2-тактного двигуна $\tau = 2$, то виходить, що потужність 2-тактного двигуна в 2 рази більша від 4-тактного.

Але в циліндрі двигуна втрачається частина об'єму, який не бере участі в робочому циклі.

У 2-тактного двигуна ступінь стиску

$$\epsilon' = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h'}{V_c} = 1 + \frac{V_h'}{V_c},$$

а у 4-тактного

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}.$$

відкриваються продувочні вікна. При продувці (e-a) здійснюється очистка циліндра свіжим зарядом.

Другий такт — рух поршня від НМТ до ВМТ. Період (a-e') — продувка. В точці (e') закриваються продувочні вікна; на відрізку (e'-b') ще відкриті випускні вікна. Поршень витісняє з циліндра в атмосферу відпрацьовані гази і горючу суміш. У точці (b') закривають випускні вікна. Період (b'-c') — стискання робочого тіла в циліндрі двигуна. Ступінь стиску таких дви-

Оскільки

$$V_h' < V_h \text{ і } \epsilon' < \epsilon,$$

то середній індикаторний тиск у 2-тактного двигуна менший ніж у 4-тактного $P_i' < P_i$.

Тому

$$N_{e \text{ 2-х тактн}} \neq 2 N_{e \text{ 4-х тактн}}.$$

За однакових умов потужність 2-тактного двигуна порівняно з 4-тактним у 1,5...1,6 рази більша.

Недоліки:

→ 2-тактний бензиновий двигун має дуже велику питому ефективну витрату палива

$$g_e = 0,55 \dots 0,65 \text{ кг/(кВт·г)}, (g_e = 0,45 \dots 0,55 \text{ кг/е.к.с.·г}).$$

2.6.2. Будова і принцип роботи двотактного дизеля з прямоточною продувкою

Принципова схема 2-тактного дизеля з прямоточною продувкою зображена на рис. 69.

Основні елементи:

1. Повітряний компресор, що приводиться в дію від колінчастого вала.
2. Ресивер (повітрярозбірник, який розташований навкруг циліндра).
3. Циліндр.
4. Випускний клапан.
5. Кулачковий вал.
6. Випускний патрубок.
7. Продувочні вікна, розташовані в нижній частині циліндра.
8. Вал приводу повітряного компресора.
9. Форсунка.

Ступінь стиску у 2-тактного дизеля $\epsilon = 15 \dots 20$.

Займання палива — від повітря, що має при стисканні температуру $T_c = 800 \dots 1000 \text{ К}$.

Перший такт — рух поршня від ВМТ до НМТ.

У циліндрі дизеля відбувається згорання палива після його впорскування в циліндр, розширення (робочий хід), випуск після

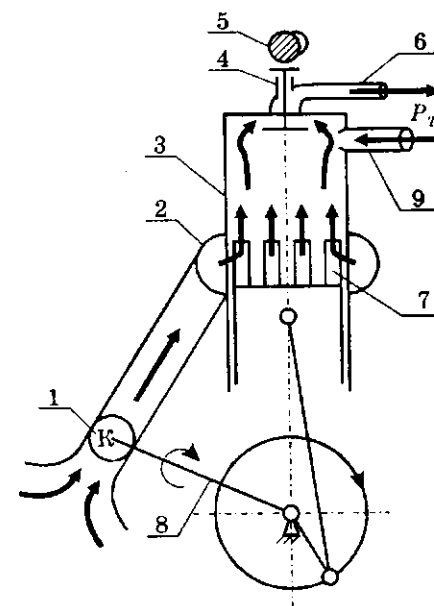


Рис. 69

відкриття клапана, продувка стисненим повітрям, що подається компресором через продувочні вікна.

Другий такт — рух поршня від НМТ до ВМТ.

Спочатку відбувається продувка. Потім закривається клапан при відкритих продувочних вікнах — відбувається дозарядка циліндра стисненим повітрям. Закриваються продувочні вікна бічною поверхнею поршня, і повітря в циліндрі стискується.

За два такти колінчастий вал робить один оберт.

Індикаторна діаграма 2-тактного дизеля має такий же вигляд, як і для бензинового (рис. 70):



Рис. 70

Потужність 2-тактного дизеля за рівних умов складає

$$N_{e\ 2\text{-х такт}} = (1,6-1,7) 2 N_{e\ 4\text{-х такт}}$$

Питома ефективна витрата палива

$$g_e = 0,25 \dots 0,30 \text{ кг/(кВт·г)}, (g_e = 0,185 \dots 0,20 \text{ кг/е.к.с.·г}).$$

2.6.3. Форсування двигунів наддувом

Наддув — це подача робочого тіла в циліндр двигуна примусово з допомогою повітряного компресора при тиску P_K більше атмосферного. Компресор може створювати тиск

$$P_K = 50 \dots 85 \text{ кПа (і більше)}.$$

Привід повітряного компресора може бути механічним з підвищуючим редуктором, або з допомогою газової турбіни, яка працює з використанням теплової енергії відпрацьованих газів.

2.6.3.1. Будова і принцип роботи турбокомпресора

Відпрацьовані гази мають високу температуру $T = 1200 \dots 1400 \text{ К}$ і, відповідно, великий запас теплової енергії.

У турбокомпресорі відпрацьовані гази обертають газову турбіну, а турбіна — повітряний компресор, який стискує повітря і примусово подає його в циліндр двигуна.

Турбонаддув застосовують як у дизелях, так і в бензинових двигунах (рис. 71).

Турбокомпресор складається з таких основних елементів:

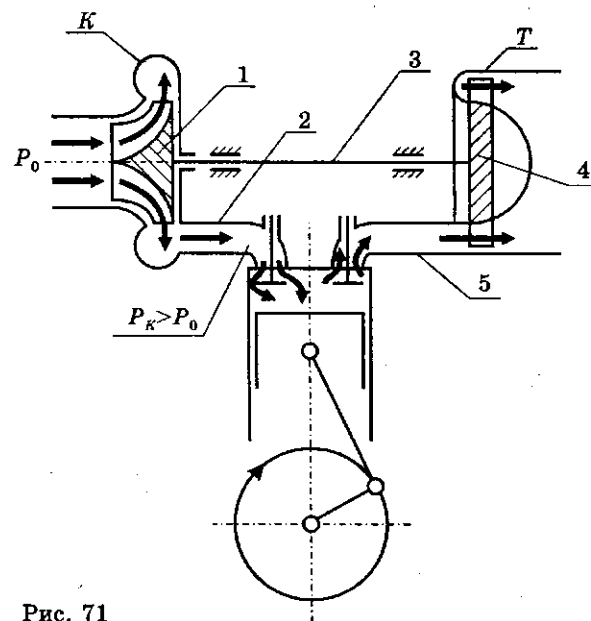


Рис. 71

- T — газова турбіна;
- K — повітряний відцентровий компресор;
- 1 — робоче колесо компресора;
- 2 — впускний колектор;
- 3 — вал, що з'єднує робоче колесо турбіни з робочим колесом компресора;
- 4 — робоче колесо газової турбіни;
- 5 — випускний колектор.

Відпрацьовані гази збираються в газовому колекторі і надходять до газової турбіни, де в спеціальному пристрої (сопловому

апараті) вони розганяються і подаються на лопатки газової турбіни (лопатки робочого колеса турбіни). Під дією газового потоку робоче колесо обертається з $n = 30000 \dots 50000 \text{ хв}^{-1}$. Газова турбіна через вал обертає робоче колесо компресора з тими ж обертами. При таких обертах частинки повітря, які знаходяться між лопатками робочого колеса компресора, під дією відцентрових сил переміщуються по радіусу робочого колеса компресора — повітря стискується. У центрі створюється розрідження, під його дією в робоче колесо компресора надходить повітря. Стиснене повітря примусово подається в циліндр двигуна з тиском $P_k > P_0$.

Ураховуючи рівняння стану ідеального газу (6) для $G \text{ кг}$

$$PV = GRT,$$

можна одержати залежність

$$G = \frac{PV}{RT}.$$

Для нашого випадку це рівняння матиме вигляд:

$$G_* = \frac{P_k V_h}{RT_k}, \quad (110)$$

де G_* — маса заряду робочого тіла, що надійшло в циліндр двигуна при наддуві в процесі впуску;

P_k — тиск наддуву, створений повітряним компресором;

V_h — робочий об'єм циліндра;

R — газова стала повітря;

T_k — температура повітря після стиску його в компресорі.

З деякими допущеннями можна вважати, що $T_k \approx \text{const}$ і дорівнює температурі атмосферного повітря через тепловіддачу в оточуюче середовище при рухові стисненого повітря по впускному колектору.

Тоді за рахунок підвищення P_k збільшується маса заряду робочого тіла в циліндрі двигуна G_* , що приводить до підвищення потужності двигуна.

Залежно від величини P_k , потужність двигуна може бути збільшена порівняно з двигуном без наддуву до 60 %.

РОЗДІЛ III

Системи поршневих двигунів. Паливо-мастильні матеріали

3. Системи двигунів

Двигуни внутрішнього згорання мають такі системи: систему мащення, систему охолодження, паливну систему, систему запалювання.

3.1. Система мащення

Система мащення призначена для зменшення тертя між суміжними деталями, а також для часткового відведення теплоти від цих деталей. Найбільш поширена система мащення — комбінована, при цьому основні, найбільш навантажені, деталі змащуються під тиском, а там, де масло підвести неможливо, — мащення здійснюється розбризкуванням.

Перед тим, як розглядати систему мащення, доцільно ознайомитись з гідродинамічною теорією мащення.

3.1.1. Гідродинамічна теорія мащення

Гідродинамічна теорія мащення дозволяє визначити місце підводу моторного масла до підшипника.

Тертя між двома суміжними деталями може бути сухе, напів-сухе і рідинне.

1. Сухе тертя.

Як би старанно не оброблялися суміжні поверхні, вони будуть шорсткі (рис. 72). При переміщенні одної поверхні відносно іншої має місце велике зношення деталей, їх задири, нагрів і, як наслідок, — заклинювання. Подібне тертя в двигунах не допускається.



Рис. 72

2. Рідинне тертя.

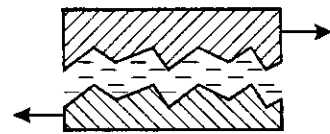


Рис. 73

Деталь від деталі розділяє шар масла (рис. 73). При відносному переміщенні металеві деталі одна одної не торкаються.

Тертя визначається взаємодією між шарами масла, а це залежить від його в'язкості та температури.

На практиці дуже важко утримувати шар масла між деталями. При збільшенні навантаження на деталі масло витікає із зазору підшипника і система переходить у напівсухе тертя.

3. Напівсухе тертя.

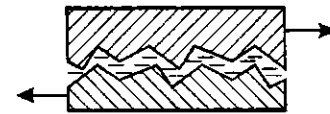


Рис. 74

Навіть при великих навантаженнях у впадинах (нерівностях) деталей залишається масло (рис. 74).

Виступи одної деталі не можуть зайти у впадини іншої тому, що рідина не стискується. При відносному переміщенні деталі торкаються одна одної виступами. Таке тертя має місце при роботі двигуна.

Розглянемо роботу підшипника (система вал-отвір). У зазорі підшипника знаходиться масло. Під дією сили тяжіння вал 1 «опускається» на поверхню підшипника 2 (рис. 75). Але масло має властивість прилипати до поверхні як вала, так і підшипника. При обертанні вала масло затягується в той же бік, в який обертається вал. При цьому створюється масляний «клин», під дією якого вал піднімається (вгору-вліво). Зобразимо епюру тиску в масляному шарі. Ця епюра дозволяє визначити місце підводу масла із системи до підшипника з малими втратами, тобто з меншим тиском. Підвід масла слід робити в місцях найменшого тиску в масляному шарі (рис. 76).

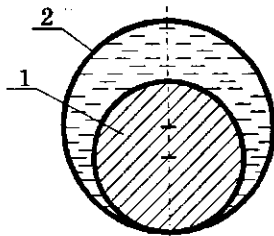


Рис. 75

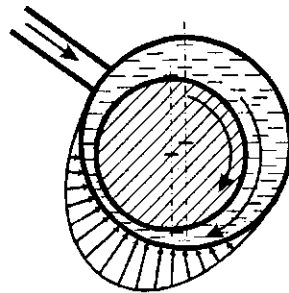


Рис. 76

3.1.2. Принципова схема системи мащення ДВЗ

Зобразимо принципову схему комбінованої системи мащення і розглянемо до яких деталей двигуна підводиться масло (рис. 77).

Систему мащення складають такі елементи:

1 — піддон картера; 2 — мірна лінійка для заміру рівня масла; 3 — колінчастий вал; 4 — головна масляна магістраль; 5 — масляний манометр; 6 — форсунка розпилювання масла в коробці приводу; 7 — кулачковий вал; 8 — коромисла; 9 — колектор підводу масла до коромисел; 10 — масляний фільтр; 11 — шестеренний масляний насос; 12 — редукційний клапан; 13 — маслоприймач із сітчастим фільтром; 14 — подача масла від корінних підшипників до шатунних.

Редукційний клапан призначений для постійного підтримання заданого тиску в системі мащення. Як правило, для більшості поршневих двигунів тиск масла в системі становить 0,3...0,4 МПа.

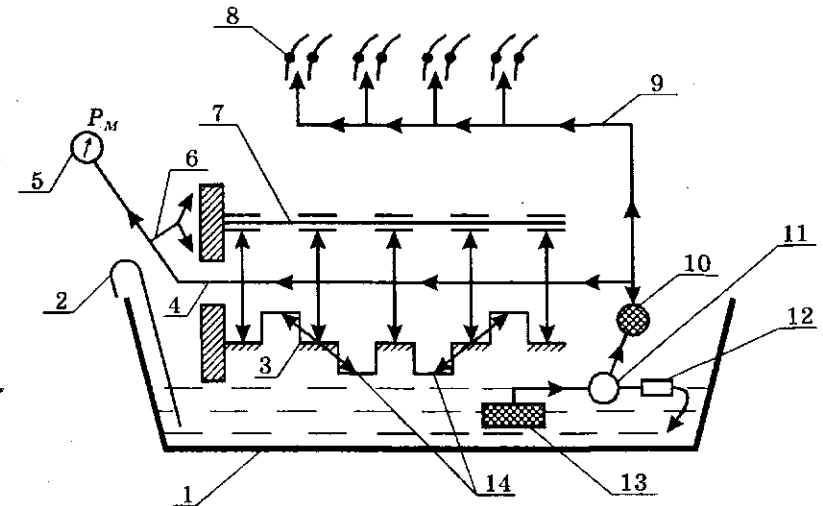


Рис. 77

3.2. Система охолодження

Система охолодження призначена для підтримання відповідного теплового режиму роботи поршневого двигуна.

Системи охолодження можуть бути рідинними або повітряними.

3.2.1. Рідинна система охолодження

Рідинні системи охолодження бувають відкритого і закритого типу.

3.2.1.1. Відкрита система охолодження

Відкрита система охолодження — це система, яка сполучена з атмосферою. Вона складається з таких елементів (рис. 78): 1 — відцентровий водяний насос; 2 — радіатор; 3 — жалюзі (створки); 4 — заправна горловина з пробкою і отвором в ній для сполучення верхнього бачка радіатора з атмосферою; 5 — кожух відводу повітря від радіатора; 6 — термометр для вимірювання температури гарячої води на виході з двигуна; 7 — колектор відводу гарячої води від головок циліндрів; 8 — сорочка охолодження блока і головок циліндрів; 9 — вентилятор, який приводиться в дію електричним двигуном з автономним керуванням; 10 — патрубок відводу рідини від радіатора.

Система охолодження — примусово-циркуляційна. Для регулювання температурного режиму роботи двигуна застосовуються жалюзі, які міняють прохідний переріз для проходження повітря через радіатор.

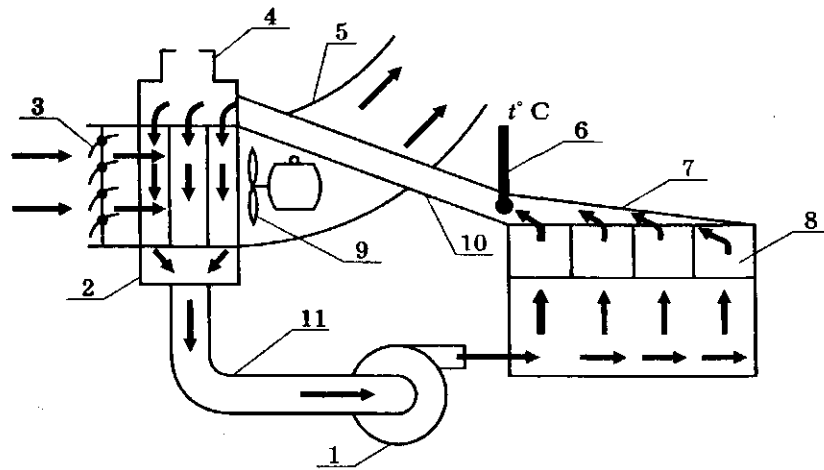


Рис. 78

3.2.1.2. Закрита рідинна система охолодження

Закрита система охолодження не сполучена з атмосферою. Тиск у такій системі підвищений і досягає $P = 0,12 \text{ МПа}$ ($1,2 \text{ кгс/см}^2$). При такому тиску рідина в системі починає кипіти при $t = 120^\circ \text{C}$.

Вважають, що кількість теплоти, відведеної від двигуна, для відкритої і для закритої систем однакова.

Виходячи з рівняння теплопередачі (79), маємо

$$Q_p = F_p K (t_b - t_o), \text{ Вт}, \quad (111)$$

де F_p — площа радіатора, м^2 ;

Q_p — кількість теплоти, переданої через радіатор в атмосферу, Вт;

t_b — температура води на виході з двигуна, $^\circ\text{C}$;

t_o — температура навколишнього середовища, $^\circ\text{C}$.

Якщо $Q_{p, \text{відкр}} = Q_{p, \text{закр}}$, а перепад температур $(t_b - t_o)$ у закритій системі більший, ніж у відкритій, то для закритої системи площа радіатора, а також його габарити будуть меншими, тобто

$$Q_{p, \text{відкр}} = Q_{p, \text{закр}} = F_p K (t_b - t_o), \text{ Вт}. \quad (111)$$

У пробці радіатора монтують два клапани: один підтримує в системі підвищений надлишковий тиск $\Delta p = 20 \text{ кПа}$, а другий усуває можливість створення в радіаторі розрідження при охолодженні рідини. В іншому випадку трубки радіатора сплющуються.

Будова і принцип роботи подвійного клапана

1 — верхній бачок радіатора;

2 — пробка заправної горловини;

3 — отвір у пробці для стравлювання надлишкового тиску та для пропуску атмосферного повітря при утворенні в радіаторі вакууму;

4 — важіль для стравлювання надлишкового тиску з радіатора при дозаправці його рідиною (водою);

5 — пружина клапана надлишкового тиску;

6 — клапан максимального (надлишкового) тиску;

7 — пружина вакуумного клапана;

8 — клапан вакууму в радіаторі;

9 — патрубок підводу гарячої води від двигуна в радіатор.

Якщо вода в двигуні закипить, в радіаторі створюється надлишковий тиск $\Delta P_p > 20 \text{ кПа}$, тоді клапан максимального тиску піднімається вгору, надлишок пари стравлюється в атмосферу.

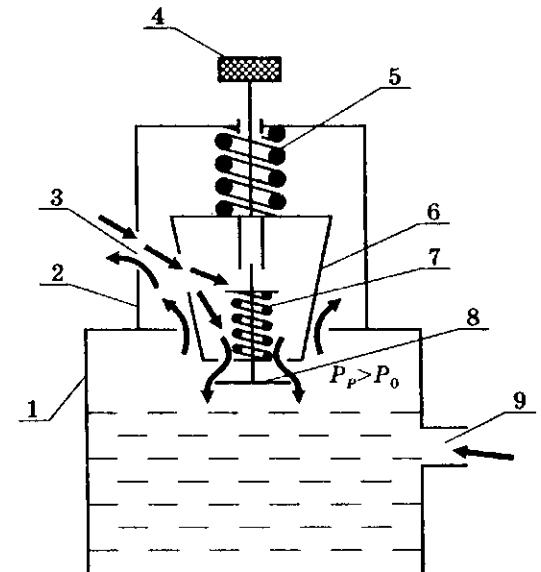


Рис. 79

При зупинці двигуна вода охолоджується, і тиск у радіаторі стає меншим атмосферного. Під дією перепаду тиску $P_o - P_p$ відкривається вакуумний клапан і повітря з атмосфери заходить у верхній бачок радіатора.

3.2.1.3. Рідини, які застосовують в системі охолодження

Як охолоджуюча рідина в основному повинна застосовуватись «м'яка» вода, тобто вода без розчинених солей — річкова, озерна, дощова, снігова.

Вода з артезіанських свердловин «жорстка», при кипінні виділяє осад — накип. Процент розчинених солей у воді залежить від географічного місцезнаходження. Для пом'якшення «жорсткої» води застосовують хромпик ($K_2Cr_2O_7$) — кров'яну сіль (на 10 літрів води — 7 г хромпіку).

У зимовий час використовують незамерзаючу рідину — антифризи (суміш етиленгліколю з водою).

Випускаються такі антифризи:

→ М-40 — температура замерзання $t_{зам} = -40^\circ C$;

→ М-65 — $t_{зам} = -65^\circ C$.

Необхідно пам'ятати: антифриз — отрута!

3.2.2. Повітряна система охолодження

Двигун охолоджується потоком повітря, що проганяється вентилятором. Температурний режим двигуна з повітряним охолодженням вищий, ніж з рідинним, на $40-50^\circ C$. Для більш інтенсивного охолодження циліндр і головка циліндра мають ребра, виконані, як правило, з того ж матеріалу, що і названі деталі.

Розглянемо принципову схему повітряної системи охолодження (рис. 80).

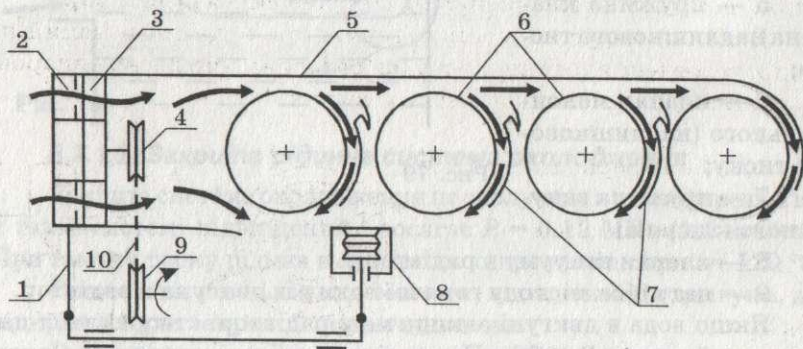


Рис. 80

Основні елементи схеми:

1 — важіль керування стулками вентилятора;

2 — бленда (стулки вентилятора);

3 — багатолопатекий вентилятор;

4 — ведений шків вентилятора;

5 — кожух;

6 — циліндри;

7 — дефлектори (відбивачі);

8 — термостат (регулятор температурного режиму двигуна);

9 — ведучий шків колінчастого вала;

10 — клиновий пас приводу вентилятора.

Обтікання повітрям циліндра без дефлектора показано на рис. 81.

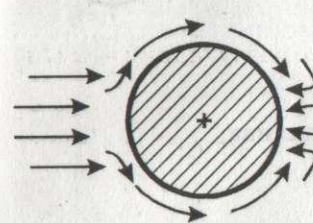


Рис. 81

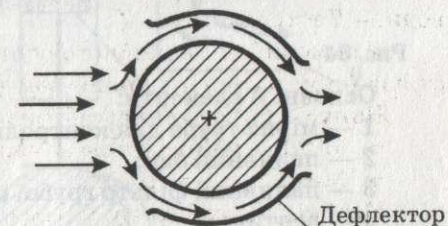


Рис. 82

У цьому випадку в тильній частині циліндра створюється зрив потоку — завихрення. Це призводить до порушення процесу теплообміну і нерівномірної температури по колу циліндра. Для того, щоб температура циліндра була однаковою, необхідно в тильній частині його поставити дефлектори, які притискають повітряний потік до циліндра, ліквідуючи завихрення (рис. 82).

Бленда (стулки вентилятора) міняє прохідний переріз для повітря, що йде на охолодження циліндрів двигуна (рис. 83).

Блендою керує термостат. Термостат — це гофрований циліндр, всередині якого знаходиться речовина, що легко випаровується. Бленда складається з таких частин:

1 — рухома частина, яка змінює переріз для потоку повітря;

2 — нерухома частина бленди з вікнами;

3 — прохідне вікно для повітря.

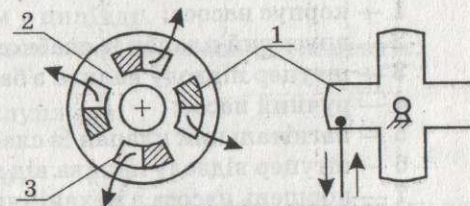


Рис. 83

3.3. Паливна система дизеля

Принципова схема паливної системи дизеля показана на рис. 84.

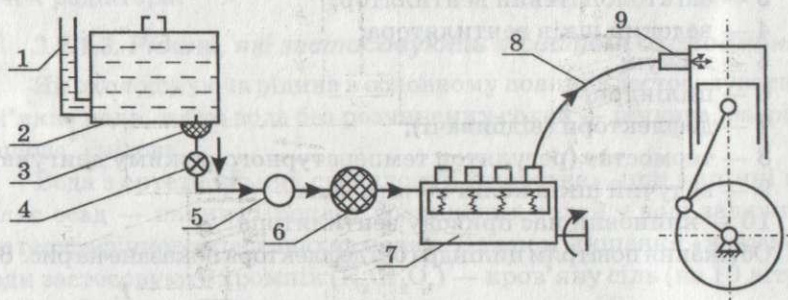


Рис. 84

Основні її елементи:

- 1 — мірна труба для контролю рівня палива;
- 2 — паливний бак;
- 3 — паливний фільтр грубої очистки;
- 4 — вентиль;
- 5 — підкачуючий насос;
- 6 — паливний фільтр тонкої очистки;
- 7 — паливний насос високого тиску (ПНВТ);
- 8 — трубопровід високого тиску;
- 9 — паливна форсунка.

3.3.1. Підкачуючий (живильний) паливний насос

Підкачуючий (живильний) паливний насос створює тиск 0,15...0,20 МПа. Він приводиться в дію механічним способом і, в більшості випадків, має секцію ручної підкачки. Перед пуском дизеля для виведення повітряних пробок з паливного фільтра і ПНВТ користуються ручним насосом. Під час роботи дизеля підкачуючий насос приводиться в дію ексцентриком кулачкового вала ПНВТ.

Принципова схема підкачуючого насоса показана на рис. 85:

- 1 — корпус насоса;
- 2 — впускний клапан із слабкою пружиною;
- 3 — штуцер підводу палива з бака;
- 4 — ручний насос;
- 5 — нагнітальний клапан із слабкою пружиною;
- 6 — штуцер відводу палива від насоса до ПНВТ;
- 7 — поршень насоса з механічним приводом;
- 8 — ексцентрик кулачкового вала ПНВТ;
- 9 — зворотна пружина поршня.

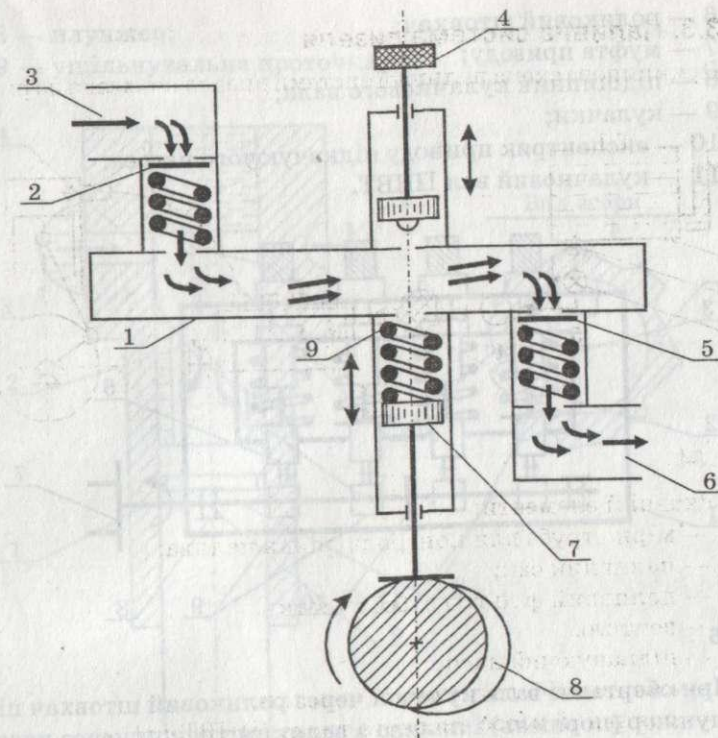


Рис. 85

При русі поршня з механічним приводом униз об'єм у корпусі збільшується, тиск падає, під дією розрідження через впускний клапан надходить паливо (нагнітальний клапан закритий). При зворотному русі поршня — впускний клапан закривається пружиною, а нагнітальний відкривається.

Аналогічно працює насос ручної підкачки.

3.3.2. Принципова схема ПНВТ блочного типу

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) призначений для подачі палива з високим тиском у циліндр.

ПНВТ (рис. 86) складається з таких основних елементів:

- 1 — корпус ПНВТ;
- 2 — зворотна пружина плунжера;
- 3 — плунжерна пара;
- 4 — нагнітальний клапан;
- 5 — прижимний штуцер нагнітального клапана і відводу палива від ПНВТ;

- 6 — роликовий штовхач;
- 7 — муфта приводу;
- 8 — підшипник кулачкового вала;
- 9 — кулачки;
- 10 — ексцентрик приводу підкачуючого насоса;
- 11 — кулачковий вал ПНВТ.

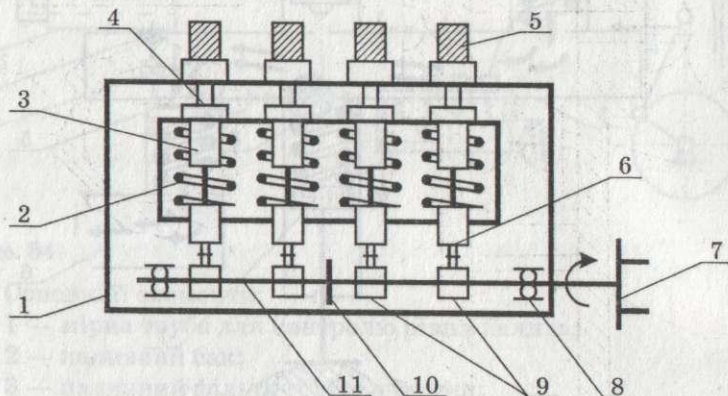


Рис. 86

При обертанні вала кулачок через роликовий штовхач піднімає плунжер (поршень) і паливо з великим тиском через нагнітальний клапан та штуцер подається до форсунки.

Зворотний рух плунжера здійснюється під дією пружини.

3.3.3. Будова і принцип роботи плунжерної пари

Плунжерна пара складається з плунжера (поршня) і втулки (циліндра). Вони виготовляються з високою точністю та індивідуальним добром і притиркою. Діаметральний зазор у плунжерній парі складає 2 мкм. Розпаровувати плунжерні пари недопустимо. При ремонті їх міняють на нові пари.

Будова плунжерної пари показано на рис. 87:

- 1 — втулка;
- 2 — косий зріз плунжера;
- 3 — канал підводу палива до плунжерних пар, розташований у блоці ПНВТ;
- 4 — отвір втулки для підводу палива у внутрішній об'єм плунжерної пари;
- 5 — стопорний гвинт втулки в корпусі ПНВТ;
- 6 — поздовжній паз плунжера;
- 7 — кільцева проточка на плунжері;

- 8 — плунжер;
- 9 — ущільнювальна проточка.

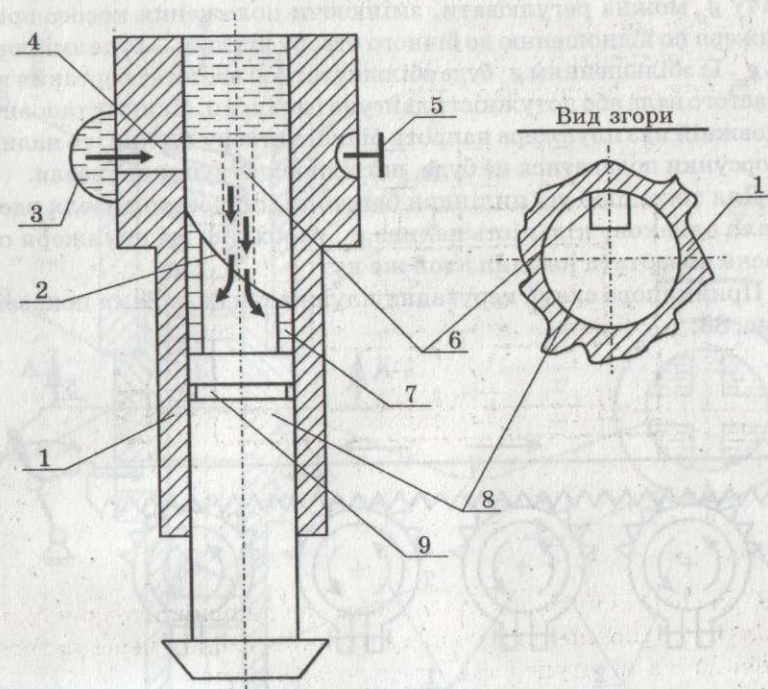


Рис. 87

Як було зазначено, плунжер здійснює зворотно-поступальний рух угору під дією кулачка кулачкового валика, а вниз — під дією пружини.

Подача палива починається з моменту перекриття бокового отвору втулки (4) тілом плунжера (8). При цьому паливо пройде по поздовжньому пазу плунжера в його кільцеву проточку (7), але далі пройти не зможе, бо зазор у парі дуже малий. Паливо буде подаватися по трубопроводу високого тиску (8) до форсунки (9) (рис. 87) до того часу, доки бічна поверхня плунжера не відкриє бічний отвір втулки знизу косим зрізом плунжера. Відбудеться відсічка подачі палива. У цьому випадку паливо з верхньої порожнини плунжерної пари по поздовжньому пазу плунжера (6) та його кільцевій проточці (7) через косий зріз вийде назад у порожнину корпусу ПНВТ (3).

Те паливо, яке подане до форсунки за один хід плунжера, називається цикловою подачею, g_u .

Частота обертання вала дизеля і виконувана ним робота залежать від кількості палива $g_{\text{ц}}$, поданого в циліндр двигуна. Циклову подачу $g_{\text{ц}}$ можна регулювати, змінюючи положення косого зрізу плунжера по відношенню до бічного отвору втулки — буде змінюватись $g_{\text{ц}}$. Із збільшенням $g_{\text{ц}}$ буде збільшуватись частота обертання колінчастого вала або потужність двигуна і навпаки. Якщо встановити поздовжній паз плунжера напроти бічного отвору втулки, то паливо до форсунки подаватись не буде, що відповідає зупинці дизеля.

Для того, щоб усі циліндри багаточиліндрового дизеля одержували однакову кількість палива $g_{\text{ц}}$, необхідно всі плунжери одночасно повертати на один і той же кут.

Принципова схема керування плунжерними парами показана на рис. 88:

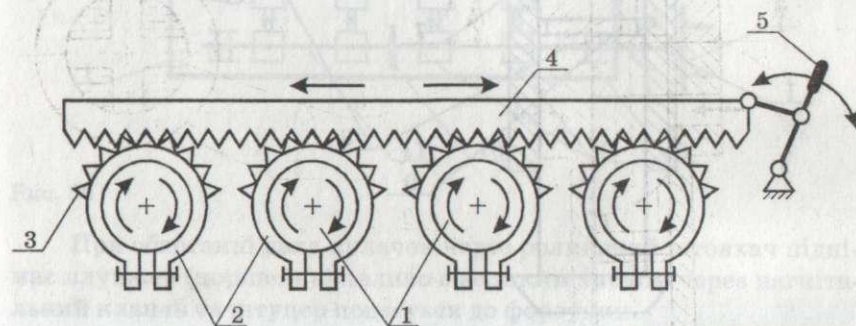


Рис. 88

- 1 — плунжери;
- 2 — тяжкий хомут із зубчатым вінцем;
- 3 — зубчатий вінець;
- 4 — зубчата рейка;
- 5 — рукоятка керування подачі палива.

При переміщенні рукоятки керування в той чи інший бік всі плунжери будуть обертатись на один і той же кут за допомогою зубчатої рейки. В усі циліндри подаватиметься однакова кількість палива.

3.3.4. Будова і принцип роботи нагнітального клапана

Поверх втулки плунжерної пари встановлено нагнітальний клапан. Він призначений для того, щоб не допустити перетікання палива з трубопроводу високого тиску, який з'єднує штуцер ПНВТ з форсункою, при зворотному ході плунжера. Крім цього, він призначений для розвантаження трубопроводу високого тиску.

Нагнітальний клапан разом з плунжерною парою зображений на рис. 89:

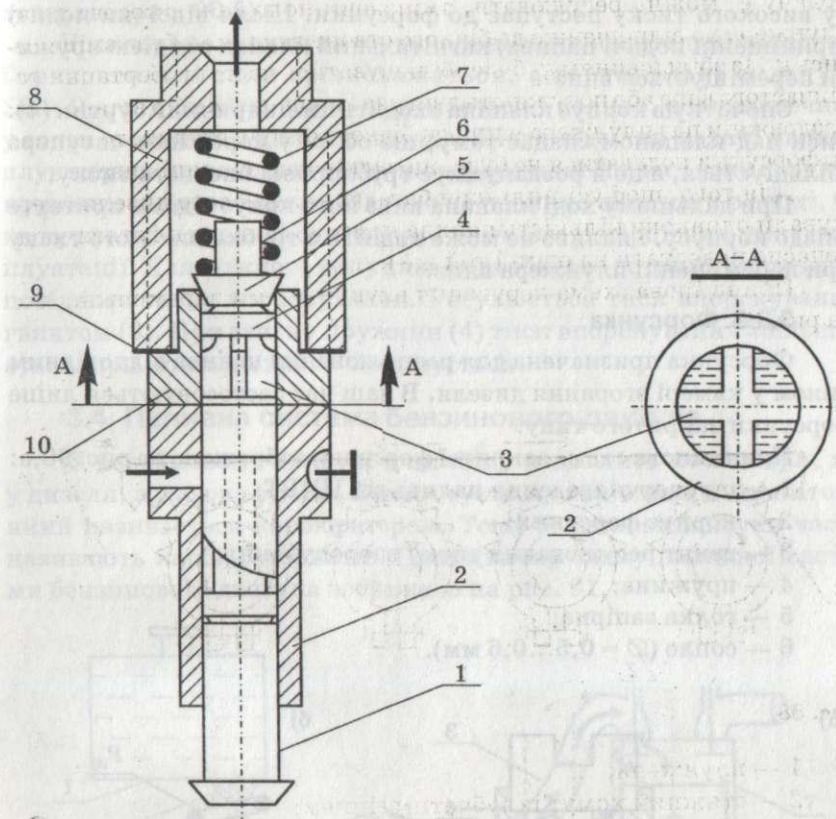


Рис. 89

- 1 — плунжер;
- 2 — втулка;
- 3 — хрестовина нагнітального клапана;
- 4 — циліндричний розвантажувальний буртик нагнітального клапана;
- 5 — конусна поверхня клапана;
- 6 — нагнітальний клапан;
- 7 — пружина клапана;
- 8 — штуцер закріплення корпусу нагнітального клапана до втулки плунжерної пари;
- 9 — ущільнювальна прокладка;
- 10 — корпус нагнітального клапана.

При подачі палива плунжером нагнітальний клапан під дією високого тиску палива піднімається, паливо через штуцер та трубку високого тиску поступає до форсунки. Після відсічки подачі (припиненні подачі палива) нагнітальний клапан під дією пружини переміщується вниз.

Спочатку в корпус клапана входить циліндричний буртик (4). Тиск над клапаном спадає тому, що об'єм у порожнині штуцера збільшується, а це й розвантажує трубопровід високого тиску.

При дальшому ході клапана вниз його конус сідає в притерте гніздо корпусу, і паливо не може надійти з трубки високого тиску при переміщенні плунжера вниз.

3.3.5. Форсунка

Форсунка призначена для розпилювання палива відповідним чином у камері згорання дизеля. В наш час застосовуються лише форсунки закритого типу.

Принципова схема закритої форсунки зображена на рис. 90, а:

- 1 — штуцер підведення палива від ПНВТ;
- 2 — корпус форсунки;
- 3 — гвинт регулювання тиску впорскування;
- 4 — пружина;
- 5 — голка запірня;
- 6 — сопло ($\varnothing = 0,5 \dots 0,6$ мм).

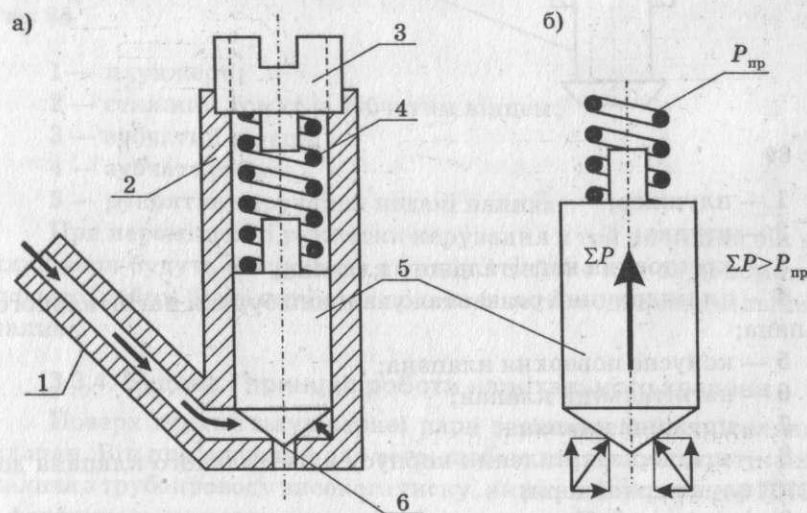


Рис. 90

Паливо надходить до форсунки з тиском $10 \dots 50$ МПа. На запірну голку діють сили, направлені по нормалі до її конусної поверхні (рис. 90, б).

Розкладемо ці сили на вертикальні та горизонтальні складові. Горизонтальні сили зрівноважуються, а вертикальні складуть $\Sigma P > P_{пр}$, під їх дією голка піднімається і паливо, розпилюючись у соплі, поступає в циліндр дизеля. Після відсічки подачі палива плунжерною парою тиск під голкою форсунки спадає і вона під дією пружини закриває сопло. Паливо не повинно підтікати в сопло, бо це приводить до закоксування і значного погіршення умов експлуатації. Для кожного типу дизеля необхідно дотримуватись відповідного тиску впорскування. Регулюється тиск впорскування гвинтом (3). При стиску пружини (4) тиск впорскування збільшується, при послабленні — зменшується.

3.4. Паливна система бензинового двигуна

У бензиновому двигуні в циліндр надходить не повітря, як у дизеля, а горюча суміш. Вона готується спеціальним агрегатом, який називається карбюратором. Тому бензинові двигуни часто називають карбюраторними. Принципову схему паливної системи бензинового двигуна зображено на рис. 91.

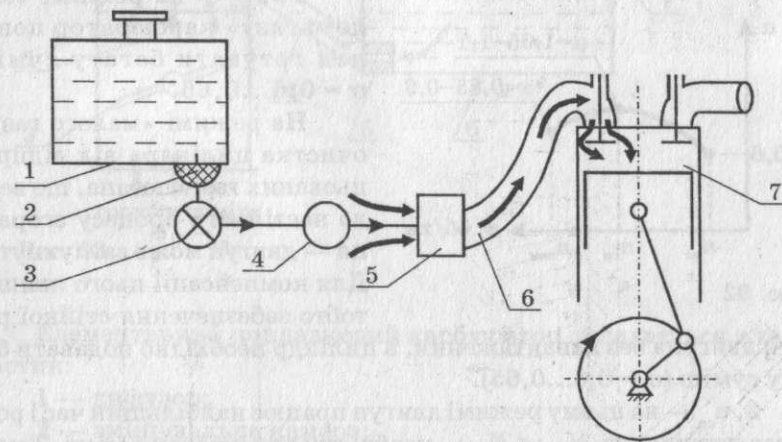


Рис. 91

Основні елементи цієї системи:

- 1 — бак;
- 2 — фільтр;
- 3 — вентиль (кран);
- 4 — підкачуючий бензиновий насос діафрагмового типу;

- 5 — карбюратор;
- 6 — впускний колектор;
- 7 — циліндр двигуна.

3.4.1. Карбюрація. Вимоги до карбюратора

Карбюрація — це процес приготування горючої суміші за допомогою карбюратора поза циліндром двигуна.

Вимоги до карбюратора:

- карбюратор повинен автоматично готувати відповідну горючу суміш залежно від режиму роботи двигуна, тобто $\alpha = f(n, N_e)$;
- карбюратор повинен забезпечити відповідну прийомистість;
- карбюратор повинен забезпечити легкий запуск двигуна;
- він повинен бути простим за конструкцією та в експлуатації;
- карбюратор повинен бути безпечним у пожежному відношенні.

Розглянемо більш докладно основні вимоги.

I. Забезпечення складу суміші залежно від режиму роботи двигуна, $\alpha = f(n, N_e)$.

Залежно від режиму роботи бензинового двигуна карбюратор повинен автоматично забезпечувати відповідний склад суміші. Залежність коефіцієнта надлишку повітря α від частоти обертання колінчастого вала показана на рис. 92.

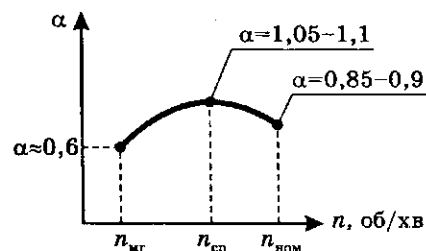


Рис. 92

роботи двигуна без навантаження, в циліндр необхідно подавати багату суміш ($\alpha = 0,6...0,65$).

2. $n_{ср}$ — на цьому режимі двигун працює найбільший час і розвиває потужність $N_{е ср} < N_{е ном}$, необхідну для поїздки в місті. Тому, з метою економії палива, карбюратор готує горючу суміш дещо збіднену, $\alpha = 1,05...1,1$. При такій суміші двигун працює стійко.

3. $n_{ном}$ — на номінальному режимі двигун розвиває потужність, яка необхідна при обгоні, їзді на підйом, на трасі, де швидкість не обмежується. Для забезпечення цього режиму карбюратор повинен готувати збагачену горючу суміш, $\alpha = 0,85...0,9$.

1. $n_{мг}$ — на режимі «малого газу» карбюратор повинен готувати багату суміш $\alpha = 0,6...0,65$.

На режимі «малого газу» очистка циліндра від відпрацьованих газів погана, що веде до нестійкого процесу згорання — двигун може заглухнути. Для компенсації цього явища, тобто забезпечення стійкої роботи

При $\alpha = 0,85...0,9$ швидкість згорання суміші і температура максимальні, що забезпечує можливість одержання максимальної потужності.

II. Прийомистість.

Під прийомистістю розуміється забезпечення стійкої роботи бензинового двигуна при різкому переході від режиму $n_{мг}$ до $n_{ном}$ (при різкому відкритті дроселя).

3.4.2. Будова і принцип роботи елементарного поплавкового карбюратора

У сучасних бензинових двигунах застосовуються поплавкові карбюратори. Принципова схема такого карбюратора зображена на рис. 93.

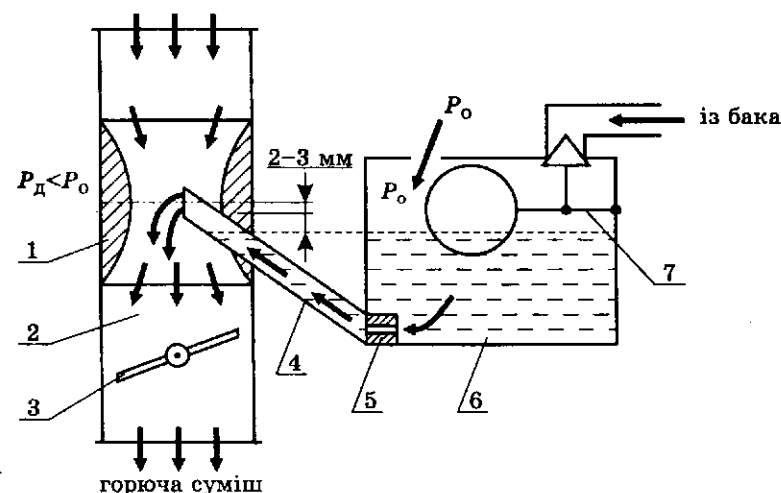


Рис. 93

Елементарний поплавок карбюратор складається з таких частин:

- 1 — дифузор;
- 2 — змішувальна камера;
- 3 — дросельна заслінка;
- 4 — трубка розпилювача;
- 5 — жиклер — точно калібрований отвір;
- 6 — поплавок;
- 7 — поплавок механізм, призначений для підтримання відповідного рівня в поплавковій камері.

При зменшенні рівня палива в поплавковій камері поплавок опускається, а разом з ним опускається і голка поплавкового механізму. Паливо з бака поступає в поплавкову камеру. В міру її наповнення поплавок піднімається і голка перекриває прохідний переріз отвору.

Рівень у поплавковій камері повинен бути на 2...3 мм нижчий вихідного отвору трубки розпилювача. Це робиться для того, щоб паливо не перетікало з трубки.

Дифузор призначений для створення в його найвужчому перерізі тиску, меншого від атмосферного, тобто $P_d < P_0$. Це забезпечує витікання палива з поплавкової камери через жиклер і трубку розпилювача в змішувальну камеру карбюратора. Тут проходить змішування палива, витікаючого з розпилювача, і повітря, що пройшло через дифузор, — іде процес приготування горючої суміші.

Розглянемо роботу елементарного карбюратора з точки зору виконання вимог, які до нього пред'являються.

Із збільшенням частоти обертання колінчастого вала збільшується перепад тиску ($P_0 - P_d$), під дією якого збільшується кількість палива, витікаючого через жиклер.

Зобразимо графіки витрати повітря через дифузор і витрати палива через жиклер (рис. 94) залежно від частоти обертання вала.

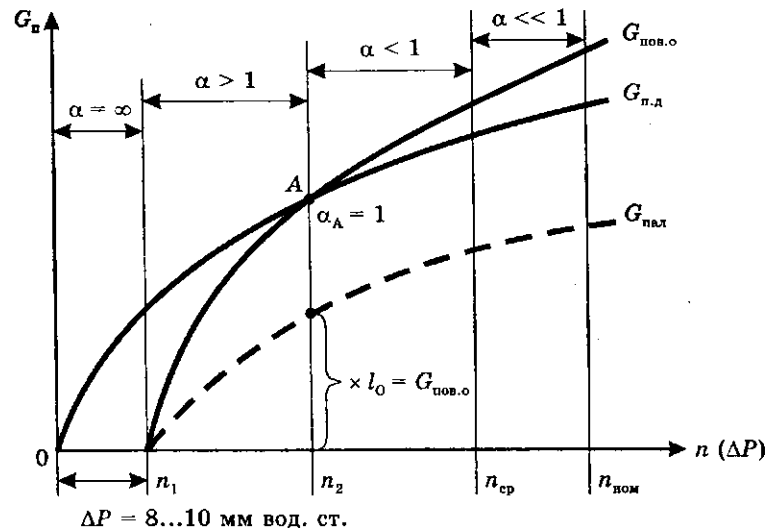


Рис. 94

Дійсна витрата повітря через дифузор починається одночасно з переміщенням поршня від ВМТ до НМТ у процесі впуску ($G_{п.д}$).

Для того, щоб паливо почало витікати через розпилювач, необхідно створити відповідний перепад тиску ($P_0 - P_d$). Перші краплі палива витікають із розпилювача при $\Delta P_n = P_0 - P_d = 8...10 \text{ мм вод. ст.}$ З подальшим збільшенням n збільшується ΔP_n і, відповідно, витрата палива через жиклер (G_n).

Відомо, що $G_n \cdot l_0 = G_{п.о}$ — теоретична витрата повітря, необхідного для повного згорання G_n кг палива.

$$\text{Відомо також, що } \alpha = \frac{l_d}{l_0} = \frac{G_{п.д}}{G_{п.о}}.$$

Розглянемо, як зміниться α елементарного карбюратора на різних режимах роботи двигуна. При зміні частоти обертання колінчастого вала від «О» до n_1 в циліндр поступає чисте повітря, $\alpha = \infty$, а необхідне для цього режиму $\alpha = 0,6...0,65$.

У діапазоні $n_1 - n_2$ у циліндр надходить збіднена суміш, $\alpha > 1$. При $n_{ср}$ елементарний карбюратор готує багату суміш, а потрібно $\alpha = 1,05...1,1$.

При $n_{ном}$ — карбюратор готує дуже багату суміш, $\alpha \ll 1$, а потрібно $\alpha = 0,85...0,9$.

При різкому відкриванні дросельної заслінки в циліндр двигуна відразу потрапить повітря, а паливо начебто відстане. Відбудеться різке збіднення суміші, і двигун заглухне.

З графіка і пояснень бачимо, що елементарний карбюратор жодної вимоги не виконує.

У цього карбюратора непридатна залежність: із збільшенням витрати повітря через дифузор непропорційно змінюється витрата палива через жиклер.

Для забезпечення основних вимог, які пред'являються до карбюратора, він повинен бути устаткований рядом спеціальних систем:

- система малого газу, яка забезпечує легкий запуск і стійкий малий газ при $\alpha = 0,6...0,65$;
- головна дозуюча система (система компенсаційного колодязя) — забезпечує середній режим при $\alpha = 1,05...1,1$;
- система економайзера — забезпечує номінальний режим при $\alpha = 0,85...0,9$;
- система насоса-прискорювача — забезпечує прийомистість двигуна.

3.4.3. Зовнішні ознаки роботи бензинового двигуна при занадто багатій і бідній суміші

3.4.3.1. Занадто бідна суміш

Раніше було розглянуто вплив складу суміші α на швидкість згорання ($V_{згор}$). При $\alpha \gg 1$ двигун працює із «стріляниною» в карбюраторі.

При дуже бідній суміші вона горить у циліндрі двигуна з дуже малою швидкістю (рис. 95,а), згорання продовжується в процесі розширення і навіть випуску. При відкриванні впускного клапана горюча суміш надходить у циліндр і займається від полум'я попереднього циклу. Вогонь перекидається через впускний патрубок до карбюратора із «стріляниною» (рис. 95,б). Якщо карбюратор підтікає — можливе виникнення пожежі.

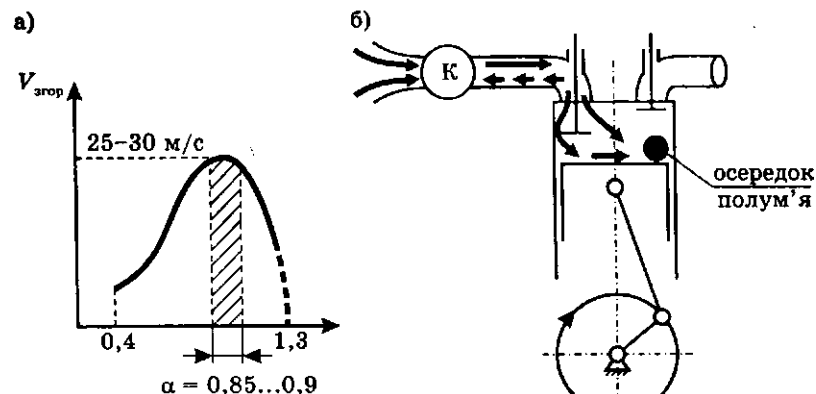


Рис. 95

3.4.3.2. Занадто багата суміш

При такій суміші двигун працює із «стріляниною» в глушнику; при випуску з'являється чорний дим.

Багата суміш горить повільно (рис. 95,а), згорання продовжується в процесі розширення. При випуску розжарені часточки вуглецю, що не згоріли в циліндрі через нестачу кисню, енергійно (з вибухом) з'єднуються з киснем повітря в глушнику. Часточки вуглецю, які не згоріли, у вигляді сажі виходять в атмосферу.

3.5. Батарейна система запалювання бензинових двигунів

Переважає кількість бензинових двигунів обладнані батарейною системою запалювання. Система запалювання однопровідна, як правило — 12-вольтова. Другий провідник — маса двигуна.

Розглянемо принципову схему батарейної системи запалювання, яка зображена на рис. 96. Основні елементи системи:

- 1 — акумулятор;
- 2 — замок запалювання;
- 3 — індукційна котушка — підвищуючий трансформатор;

- 4 — первинна обмотка;
- 5 — вторинна обмотка;
- 6 — провідник високої напруги (від індукційної котушки до розподільвача струму високої напруги);
- 7 — провідники високої напруги від розподільвача струму високої напруги до електричних свічок двигуна;
- 8 — двигун;
- 9 — розподільвач струму високої напруги;
- 10 — бокові електроди розподільвача;
- 11 — «бігунок» — розподільвач струму високої напруги;
- 12 — привід розподільвача від ротора переривача;
- 13 — переривач;
- 14 — ковадло переривача;
- 15 — молоток переривача;
- 16 — конденсатор, $C = 0,25 \mu\text{F}$;
- 17 — текстолітова п'ятка переривача;
- 18 — кулачки переривача (ротор).

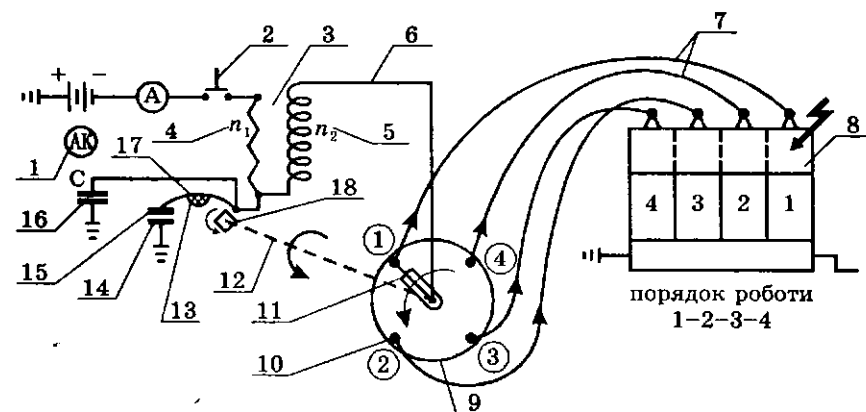


Рис. 96

Система запалювання складається з первинного і вторинного кіл. Первинне коло: акумулятор, первинна обмотка індукційної котушки, переривач, маса двигуна, акумулятор.

Вторинне коло: вторинна обмотка індукційної котушки, провідник високої напруги (6), розподільвач струму високої напруги (11), провідники високої напруги (7), електрична свічка, маса двигуна, акумулятор, первинна обмотка індукційної котушки, вторинна обмотка.

Первинна обмотка виготовлена з червоної міді, поверх — провідник, покритий електроізоляційним лаком; діаметр провідника $\varnothing = 0,9 \dots 1,0 \text{ мм}$; кількість витків $n_1 = 200$.

Вторинна обмотка також виготовляється з червоної міді, поверх — провідник, покритий електроізоляційним лаком; $\Phi_2 = 0,1$ мм; $n_2 \approx 1700$ витків.

Коли контакти переривача замкнуті, в первинному колі протікає струм, навколо витків первинної обмотки створюється магнітне поле.

У момент розриву первинного кола переривачем виникає різке скорочення магнітного поля в індукційній котушці; у вторинній обмотці наводиться ЕРС (електрорушійна сила) в 16000...17000 В. Цієї напруги достатньо для того, щоб утворилась іскра між електродами свічки, яка запалює горючу суміш в циліндрі двигуна. В момент розриву кола виникають також струми самоіндукції, які викликають іскріння в переривачі і обгорання його контактів. Для запобігання обгорання контактів паралельно до них підключено конденсатор ємністю $c = 0,25$ мкФ.

Від розподільвача струму високої напруги провідники приєднуються до електричних свічок згідно з порядком роботи двигуна. Перша іскра з бокового електрода розподільвача йде на свічку першого циліндра, друга (наприклад, для порядку роботи 4-циліндрового двигуна 1-3-4-2) — на третю свічку; третя — на четверту і четверта — на другу свічку.

Максимальний зазор контактів переривача $\Delta_{np} = 0,4...0,5$ мм, а між електродами свічки $\Delta_{св} = 0,6...0,8$ мм.

3.6. Паливо-мастильні матеріали (ПММ)

За нашого часу основною сировиною для одержання паливо-мастильних матеріалів є нафта, видобута із земних надр.

3.6.1. Нафта

Нафта являє собою маслянисту рідину, здебільшого темного бурого кольору із своєрідним запахом, вона википає за температури в межах 40...500 °С і має густину 750...950 кг/м³.

Видобута із надр на поверхню нафта звільнюється від бруду, води, піску, землі, солей, стабілізується і направляється на нафтопереробні заводи.

Нафта — складна вуглеводнева сполука, найбільший вміст в якій мають парафінові вуглеводні типу $C_n H_{2n+2}$. Крім того, в нафті містяться нафтенові вуглеводні типу $C_n H_{2n}$, ароматичні — $C_n H_{2n-6}$ і ряд інших. У невеликих кількостях нафта містить кисень, сірку, азот, смолисто-асфальтові речовини та ін.

У результаті нагрівання нафти до 300...350 °С одержують пару, яка направляється в охолоджувальну систему — ректифікаційну

колону. В ній відбувається розділ пари нафти на фракції, які складають той чи інший нафтопродукт. Залишок — важка рідина — мазут, який підлягає подальшій тепловій обробці.

3.6.2. Бензини

Бензини одержують прямою перегонкою нафти. В цьому випадку можна одержати 10...15 %, а з окремих сортів нафти — до 20...25 % бензину.

Для збільшення виходу товарного бензину застосовують крекінг-процес (термічна обробка високомолекулярних продуктів нафти).

Крекінг відбувається під дією високої температури (500...520 °С) і тиску (4,0...5,0 МПа). При крекінгу здійснюється розщеплення високомолекулярних вуглеводнів і перетворення їх у низькомолекулярні легкокиплячі вуглеводні — бензини.

Крекінг-процес збільшує вихід товарного бензину з нафти через те, що його можна одержувати за рахунок керосину, дизельного палива і навіть мазуту. При крекінгу мазуту одержують до 30 % бензину, а в цілому вихід бензину при переробці нафти може бути доведений до 70 %. При перегонці одержують базовий бензин А-72.

Таблиця 2
Фізико-хімічні властивості автобензинів

	Марка бензинів, ДЗСТ 20-84-67			
	А-72	А-76	АІ-93	АІ-98
ОЧ моторним методом	72	76	85	89
Вміст продукту Р-9, г/кг бензину	—	0,41	0,82	0,82
Вміст сірки, %, не більше	0,12	0,10	0,10	0,10
Колір	безбарвний	зелений	синій	жовтий
Густина, ρ_{20} , кг/м³	712	742		

У 1995 році уряд України видав указ, який забороняє використання етилованих бензинів на автотранспорті і затверджує технічні умови для високооктанових бензинів типу А-92, А-93, А-95, у яких для підвищення ОЧ використовуються присадки, одержані на базі марганцевих чи залізних сполук. Марганцева

присадка ЦТМ $C_5H_5Mn(CO)_3$ та залізна присадка, створена на базі Li (літій), проходять випробування в експлуатації. Бензинові розчини з ЦТМ під дією світла спочатку змінюють свій колір, далі мутнішають і, нарешті, утворюють осад, який має такий склад: Mn — 31 %; C — 28,3 %; H — 5,2 % і O — 35,5 %. Для запобігання процесу створення осаду при зберіганні бензинів з ЦТМ застосовують різні барвники, які поглинають світло.

У 1998 році уряд України затвердив технічні умови для створення бензину А-98 з ЦТМ.

Всі останні зазначені бензини мають свої октанові числа, які знаходились дослідним методом.

У бензинах А-72 та А-76 октанові числа визначались моторним методом.

3.6.3. Дизельне паливо

Дизельне паливо одержують з відбензиненої нафти. Це важка фракція (погон), яка переганяється при більш високій температурі.

Дизельне паливо порівняно з бензином має кращу фізичну та хімічну стабільність.

Згідно з ДЗСТ 305-62 випускається дизельне паливо 3-х видів:

Л — літнє;

З — зимове;

А — арктичне.

Таблиця 3

Фізико-хімічні властивості дизельного палива

Показники	Марки палив		
	А	З	Л
ЦЧ — цетанове число, не менше	45	45	45
Температура спалаху в закритому тиглі, °С	30	35	40
Температура застигання, °С, не вище	-65	-35	-10
Температура помутніння, °С, не вище	—	-25	-5
Кінематична в'язкість при 20 °С, ν_{20} , ССТ	1,5	1,8...3,2	2,8...6,0
Вміст сірки, %:			
— з нафти малосірчистої;	—	—	—
— з сірчистих нафт	0,4	0,6	1,0
Густина, ρ_{20} , кг/м ³	795	840	

ЦЧ — цетанове число, характеризує дизельне паливо з точки зору його стійкості до «жорсткої» роботи дизеля. Чим більше ЦЧ — тим робота дизеля на цьому паливі менш «жорстка», і навпаки.

3.6.4. Масла (моторні)

Для одержання різних моторних масел використовують мазут — залишок після відгонки з нафти паливних фракцій.

Масла одержують методом прямої перегонки мазуту з наступною очисткою його від шкідливих домішок і добавкою різного роду присадок для покращення експлуатаційних властивостей. Фракції відганяють по величині в'язкості масел (для приладів, веретенні, трансформаторні, моторні і т. д.).

Перегонка мазуту здійснюється при температурі близько 420 °С і тиску 50...100 мм рт. ст, тобто при вакуумі, в присутності водяної пари. Вакуум і водяна пара знижують температуру кипіння мазуту і запобігають розвиткові крекінг-процесу при перегонці.

Залишок від прямої перегонки мазуту — гудрон.

Одержані таким способом моторні масла підлягають очистці. Залежно від способу очистки масла відповідним чином маркують:

→ кислотно-лужна очистка — масло послідовно обробляється сірчаною кислотою (H_2SO_4), а потім нейтралізується лугом. Далі промивається водою, відокремлюється від неї і просушується гарячим сухим повітрям. Такі масла мають маркування МК, де М — моторне масло, К — кислотно-лужна очистка. Наприклад, масло МК-20. Число 20 — в'язкість масла при 100 °С, ССТ;

→ селективна очистка — підігріте масло змішується з так званими селективними (вибірковими) розчинниками (нітробензол, фенол), які мають властивість розчиняти в собі небажані домішки масла. Потім ця суміш відстоюється. Верхній шар — масло, яке надалі миється водою. Промите масло висушується гарячим сухим повітрям. Селективна очистка дозволяє одержати масла більш високої якості, ніж кислотно-лужні. Масла, одержані селективною очисткою, мають маркування МС, де М — моторне масло, С — селективна очистка. Масло МС-22 має кінематичну в'язкість $\nu_{100} = 22$ ССТ.

Як вже згадувалось, для покращення експлуатаційних властивостей масел до них додають до 10 % різного роду спеціальних речовин — присадок.

Присадки — складні хімічні продукти, які підвищують в'язкісно-температурні характеристики масел: антикислотні, протикорозійні, протизносні, протизадирні, миючі, протипінні.

За старим ДЗСТ масла з присадками маркувались так. Наприклад, маркування масла АС_н-10 означало:

А — автомобільне масло;

С — селективної очистки;

П — масло має присадки;

10 — кінематична в'язкість, ν_{100} , ССТ.

На сьогодні, згідно з прийнятою класифікацією, моторні масла позначаються залежно від в'язкості та умов застосування.

Так, літера М у позначенні масла показує, що воно моторне, числа 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20 — в'язкість у сантистоксах по 100 °С, а літери — А, В, В, Г, Д і Е — групи масел.

А — для нефорсованих карбюраторних двигунів і дизелів;

В₁ — для малофорсованих карбюраторних двигунів;

В₂ — для малофорсованих дизелів;

В₁ — для середньофорсованих карбюраторних двигунів;

В₂ — для середньофорсованих дизелів;

Г₁ — для високофорсованих карбюраторних двигунів;

Г₂ — для високофорсованих дизелів.

Е — для високофорсованих дизелів, які працюють на паливі з умістом сірки до 3 %.

Розглянемо фізичні властивості деяких масел.

Таблиця 4

Фізичні властивості масел

Показники	М6В (АСп-6)	М10В (АСп-10)	М6В (АКп-6)	М10В (АКп-10)	М6В (АС-6)	М8В (АС-8)	М10В (АС-10)	М-11В ₂	М-12В ₂	М-14В ₂
Кінематична в'язкість, ν_{100} , ССТ	6	10	6	10	6	8	10	10±1	12±0,5	14±1
Температура застигання, °С	-35	-25	-40	-40	-30	-25	-15	-18	-15	-15
Температура спалаху, °С	175	190	160	160	190	200	200	200	200	200
Наявність сірки, %, не більше	1,0...1,1									1,0...1,1
Густина, ρ_{20} , кг/м ³	895						895	905	905	905

3.6.5. Консистентні мастила

У двигунах внутрішнього згорання є деталі, до яких неможливо підвести рідке моторне масло для зменшення тертя. В цьому випадку застосовують консистентне (густе) мастило.

Консистентні мастила бувають: антифрикційні, захисні, ущільнюючі.

3.6.5.1. Антифрикційні консистентні мастила

Антифрикційні консистентні мастила за температурною стійкістю можна розділити на середньоплавкі та тугоплавкі. Температура краплепадіння мастила повинна бути на 10...15 °С вище робочої температури вузла тертя, де це мастило застосовується.

Антифрикційне консистентне мастило — це однорідна суміш, що складається на 80 % з мила і на 20 % — з індустріального масла.

До середньоплавких консистентних мастил відносяться кальцеві солідоли, графітні мастила. Ці мастила вологостійкі, застосовуються у вузлах, деталі яких не нагріваються вище 50...60 °С, тому що температура краплепадіння у них складає 70...77 °С.

Випускаються солідоли марок УС-1, УС-2:

У — універсальне мастило;

С — середньоплавке.

УС-2 більш тугоплавке, ніж УС-1.

Тугоплавкі консистентні мастила — натрієві (консталін); застосовуються при температурі до 100...130 °С. Але ці мастила чутливі до вологи і змиваються водою. Марки мастил: УТ-1 — температура краплепадіння 130 °С; УТ-2 — температура краплепадіння — 150 °С. Літєві мастила ЦІАТИМ-201, ЦІАТИМ-203, ЦІАТИМ-221:

ЦІАТИМ-201 — однорідна мазь від світло-жовтого до темно-жовтого кольору; склад: приладне масло МВІП, загущене стеаратом літію, температура краплепадіння не нижча 170 °С;

ЦІАТИМ-203 — однорідна мазь темно-коричневого кольору; склад: трансформаторне масло, загущене стеаратом літію, температура краплепадіння не нижча 150 °С;

ЦІАТИМ-221 — однорідна мазь від світло-жовтого до світло-коричневого кольору, температура плавлення не нижча 200 °С.

Антифрикційні мастила мають позначення:

У — універсальне;

Т — тугоплавке;

В — вологостійке;

М — морозостійке.

Вартість ЦІАТИМу в 8...9 разів більша, ніж вартість солідоли. Тому зрозуміле його обмежене використання.

3.6.5.2. Захисне консистентне мастило

Захисним мастилом користуються при консервації деталей. Консервувати деталі солідолами не допускається, тому що в їх складі є мило.

Для консервації деталей строком не більше одного року застосовують технічний вазелін марки УН. Він має високу хімічну

стабільність і водостійкість, добре захищає металеві вироби від корозії. Технічний вазелін має температуру краплепадіння не нижчу 54 °С.

Для консервації деталей до трьох років застосовують гарматне мастило УНЗ, яке в своєму складі має технічний вазелін, церезин і парафін. Це мастило має колір від світло- до темно-коричневого. Деталі покривають ним у розігрітому стані. При охолодженні гарматне мастило створює міцну кірку.

Випускається також консерваційне мастило К-17. Це дуже в'язка масляниста речовина темно-коричневого кольору для консервації деталей на три роки.

3.6.5.3. Ущільнюючі мастила

Мастило марки БУ бензостійке. Ним можуть бути ущільнені з'єднання паливопроводів, паливних насосів, кранів систем живлення. Це мастило має в своєму складі цинкове мило, касторове масло і гліцерин.

РОЗДІЛ IV

СИЛИ, ЯКІ ДІЮТЬ В ПОРШНЕВОМУ ДВИГУНІ. ЗОВНІШНЯ ШВИДКІСНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИЗЕЛЯ. ВІДЦЕНТРОВІ РЕГУЛЯТОРИ

4. Сили, які діють в поршневому двигуні, та їх урівноваження

4.1. Сили, які діють в поршневому двигуні

Зобразимо одноциліндровий поршневий двигун (рис. 97).

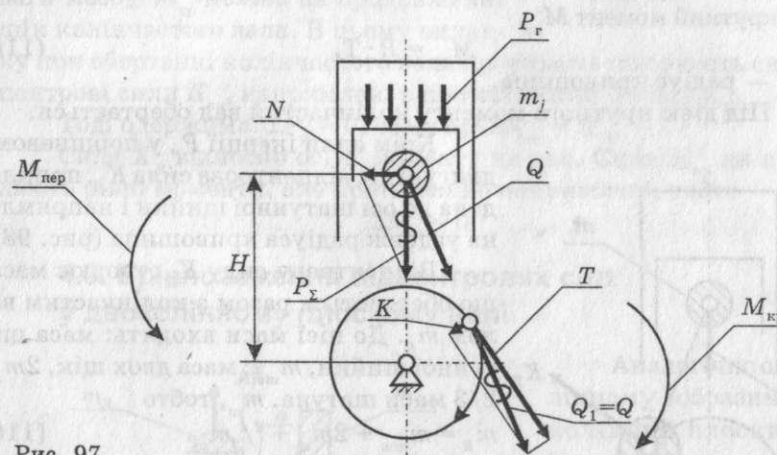


Рис. 97

Поршень здійснює зворотно-поступальний рух, при цьому маса m_i створює силу інерції P_i , яка прикладена до поршневого пальця. Маса m_i складається з маси поршневого комплексу і $1/3$ маси шатуна, тобто

$$m_i = m_n + 1/3 m_{ш}. \quad (112)$$

Цю масу приведемо до осі поршневого пальця. Крім цього на поршень діє газова сила P_g .

Отже, на поршневий палець уздовж осі циліндра діє сумарна сила

$$P_{\Sigma} = P_g + P_i. \quad (113)$$

Розкладемо силу P_x у двох напрямках — по шатуну і перпендикулярно осі циліндра. Одержимо силу Q , що діє уздовж шатуна, і силу N (нормальну), яка діє нормально до циліндра.

Перенесемо силу Q по лінії дії по шатуну і прикладемо її до осі шатунної шийки колінчастого вала, $Q_1 = Q$.

Розкладемо силу Q_1 у двох напрямках: по радіусу кривошипа колінчастого вала і перпендикулярно до нього. Одержимо силу K , що діє по радіусу кривошипа, і дотичну силу T , яка діє перпендикулярно до радіуса кривошипа.

Отже, в двигуні діють такі сили: нормальна сила N , дотична сила T і сила K .

Сила N на плечі H створює перекидний момент, який сприймається моторною рамою

$$N_{\text{пер}} = N \cdot H. \quad (114)$$

Сила K сприймається корінними підшипниками колінчастого вала.

Сила T , діючи на плечі радіуса кривошипа колінчастого вала, створює крутний момент $M_{\text{кр}}$.

$$M_{\text{кр}} = R \cdot T, \quad (115)$$

де R — радіус кривошипа.

Під дією крутного моменту колінчастий вал обертається.

Крім сили інерції P_x у поршневому двигуні діє відцентрова сила K_R , прикладена до осі шатунної шийки і напрямлена уздовж радіуса кривошипа (рис. 98).

Відцентрову силу K_R створює маса, що обертається разом з колінчастим валом m_R . До цієї маси входять: маса шатунної шийки, $m_{\text{шш}}$; маса двох щік, $2m_{\text{щ}}$; $2/3$ маси шатуна, $m_{\text{ш}}$, тобто

$$m_R = m_{\text{шш}} + 2m_{\text{щ}} + \frac{2}{3}m_{\text{ш}}. \quad (116)$$

Сила

$$K_R = m_R \cdot R \cdot \omega^2, \quad (117)$$

де R — радіус кривошипа;

ω — кутова швидкість обертання колінчастого вала;

m_R — маса, прикладена до осі шатунної шийки.

Сила K_R сприймається корінними підшипниками.

Розглянемо врівноваження відцентрової сили для різних колінчастих валів. Урівноваження буває статичне і динамічне. Нас буде цікавити динамічна врівноваженість відцентрових сил.

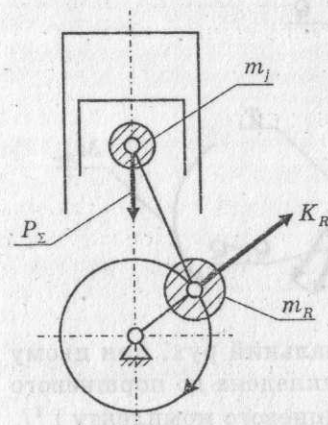


Рис. 98

4.2. Врівноваження відцентрових сил в одноколінному валі

Зобразимо одноколінний вал (рис. 99), до осі шатунної шийки якого приведені маси m_R , що обертаються і створюють відцентрову силу K_R .

Умовою динамічного врівноваження є виконання двох вимог:

→ сума проекції всіх сил на вісь X повинна дорівнювати нулю, тобто

$$\Sigma P_x = 0; \quad (118)$$

→ сума моментів від усіх сил відносно осі Y повинна дорівнювати нулю, тобто

$$\Sigma M_y = 0. \quad (119)$$

Для врівноваження відцентрової сили K_R необхідно поставити дві протизваги масою $m_{\text{пр}}$ кожна на продовженні щік колінчастого вала. В цьому випадку при обертанні колінчастого вала протизваги створюють свої відцентрові сили $K_{\text{пр}}$, напрямлені в протилежний бік від K_R .

Тоді одержимо: $\Sigma P_x = 0$, тому що $2K_{\text{пр}} = K_R$.

Сила K_R відносно осі Y моменту не дає. Сили $K_{\text{пр}}$ на плечі a дають рівні моменти, але протилежно напрямлені, тобто

$$\Sigma M_y = 0.$$

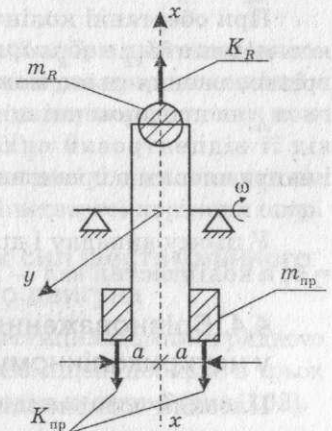


Рис. 99

4.3. Врівноваження відцентрових сил у двоколінному плоскому валі

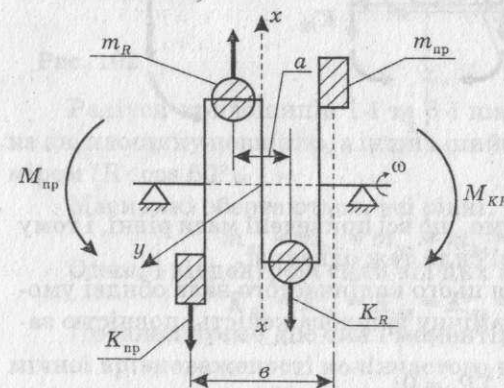


Рис. 100

Аналогічно одноколінному зобразимо двоколінний плоский вал (рис. 100).

Наведені маси m_R , що обертаються, рівні, тому і відцентрові сили $K_{\text{пр}}$ теж рівні, але протилежно напрямлені.

Звернемось до двох рівнянь, які характеризують динамічну врівноваженість колінчастого вала (118; 119).

Перше рівняння $\Sigma P_x = 0$ виконується. Але $\Sigma M_y \neq 0$, отже система динамічна, не врівноважена.

При обертанні колінчастого вала сили K_R на плечі a утворюють момент $M_{KR} = K_R \cdot a$, який сприймається підшипниками. Для врівноваження цього моменту необхідно установити дві противаги $m_{пр}$ на продовженні щік з таким розрахунком, щоб момент $M_{пр}$ від її відцентрових сил на плечі b був чисельно рівним M_{KR} і напрямленим в протилежний бік, тобто

$$M_{пр} = M_{KR}.$$

У цьому випадку і друге рівняння буде виконуватися, $\Sigma M_y = 0$, а колінчастий вал — динамічно врівноважений.

4.4. Врівноваження відцентрових сил у чотириколінному плоскому валі

Плоский чотириколінний вал зображений на рис. 101.

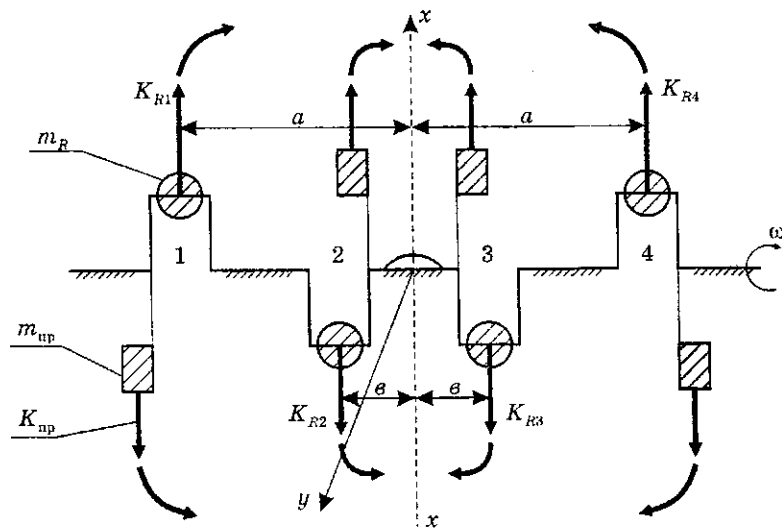


Рис. 101

Як і раніше, вважатимемо, що всі приведені маси рівні, і тому створювані ними відцентрові сили теж однакові.

Як видно з рисунка, для цього колінчастого вала обидві умови, які характеризують динамічну врівноваженість, повністю задовольняються, тобто

$$\begin{aligned} \Sigma P_x &= 0; \\ \Sigma M_y &= 0. \end{aligned}$$

Отже, плоский чотириколінний вал динамічно врівноважений. Але колінчастий вал під дією відцентрових сил K_{R2} і K_{R3} в середній корінній шийці буде згинатися.

Для розвантаження середньої корінної опори цього колінчастого вала необхідно установити дві противаги на продовженні щік середньої корінної шийки. Але в цьому випадку порушується повна динамічна врівноваженість, тому що $\Sigma P_x \neq 0$.

Тому для задоволення першого рівняння необхідно поставити ще дві противаги на продовженні щік першої і четвертої корінних опор.

4.5. Врівноваження відцентрових сил шестиколінного вала шестициліндрового рядного двигуна

Конфігурація колінчастого вала для шестициліндрового рядного двигуна досить складна. Шатунні шийки розміщені попарно в трьох площинах, які знаходяться під кутом 120° одна до другої (рис. 102).

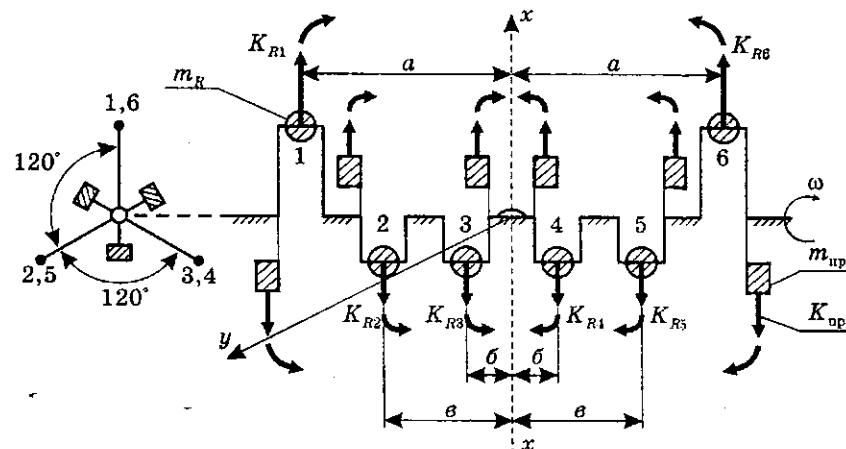


Рис. 102

Радіуси кривошипів 1-ї та 6-ї шатунних шийок проектують на цю площину повністю, а інших шийок $R_{2,3,4,5}$ — половинним розміром ($R \cdot \cos 60^\circ$).

Маси, які обертаються, всі рівні, тобто

$$m_{R1} = m_{R2} = m_{R3} = m_{R4} = m_{R5} = m_{R6}.$$

Отже, і відцентрові сили від цих мас також між собою рівні

$$K_{R1} = K_{R2} = K_{R3} = K_{R4} = K_{R5} = K_{R6}.$$

Проаналізуємо дію сил і моментів з урахуванням умов динамічної врівноваженості колінчастого вала:

→ за силами: $2K_{R1,6} = 4 \cdot 1/2 K_{R2,3,4,5}$, тобто $\Sigma P_x = 0$;

→ моменти також врівноважені, тобто $\Sigma M_y = 0$.

Отже, шестиколінний вал шестициліндрового рядового двигуна динамічно врівноважений. Але під дією сил K_{R3} і K_{R4} середня корінна опора колінчастого вала згинається.

Для розвантаження середньої колінної опори в деяких шестиколінних валах ставлять дві противаги на продовженні щік середньої корінної опори. Але в цьому випадку порушується перша умова, $\sum P_x \neq 0$. Тому для повної динамічної врівноваженості необхідно установити ще дві пари противаг на продовженні щік першої і сьомої, другої і п'ятої корінних опор.

4.6. Маховик і його призначення. Вибір порядку роботи багатоциліндрових двигунів

4.6.1. Маховик і його призначення

Маховик встановлюється на одному із кінців (фланці) колінчастого вала (рис. 103):

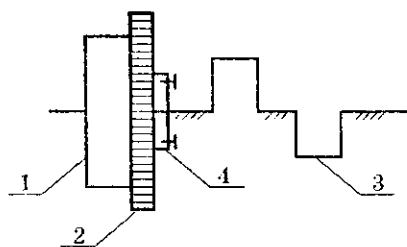


Рис. 103

- 1 — маховик;
- 2 — зубчатий вінець для електростартерного пуску двигуна;
- 3 — колінчастий вал;
- 4 — фланець, до якого приєднується маховик.

Маховик, зібраний з колінчастим валом, проходить балансуювання. Під час ремонту маховик повинен бути поставлений на місце. Маховики виготовляють відливкою з сірого чавуну (для двигунів з частотою обертання до $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$). Для двигунів, у яких $n > 4000 \text{ хв}^{-1}$, маховики виготовляють із сталі.

Маховик призначений для рівномірного розподілення корисної роботи, одержаної в робочому ході, між іншими трьома тактами (впуск, стискання, випуск). Крім того, маховик згладжує коливання крутного моменту, який передається споживачу (колеса автомобіля, генератор та ін.) (рис. 104).

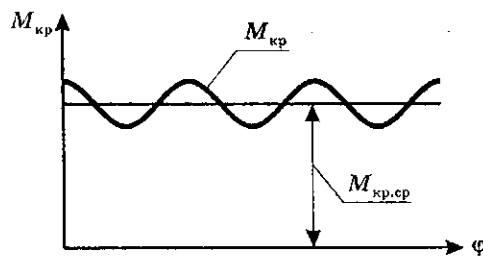


Рис. 104

Маховик також призначений для передачі крутного моменту від колінчастого вала до споживача.

Маса маховика залежить від числа циліндрів. Чим більше циліндрів, тим маса менша. На зовнішній поверхні маховика є регульовальні відмітки (ВМТ, початок впорскування, початок моментів відкриття клапанів та ін.).

4.6.2. Вибір порядку роботи багатоциліндрового двигуна

Під порядком роботи багатоциліндрового двигуна внутрішнього згорання мають на увазі знаходження послідовності (чередування) робочих ходів у циліндрах. Порядок роботи двигуна визначається конфігурацією колінчастого вала і вибирається з умов: рівномірного чередування спалахів в циліндрах двигуна; рівномірного навантаження колінчастого вала. Скільки б не було циліндрів у двигуні — вони всі повинні відпрацювати цикл за два оберти колінчастого вала, тобто:

$$\Phi_{\text{спал}} = \frac{720}{i},$$

де i — число циліндрів.

1. Для чотирициліндрового рядного двигуна:

$\Phi_{\text{спал}} = \frac{720}{4} = 180^\circ$, тобто через кожні 180° оберту колінчастого вала повинен здійснюватись спалах в якомусь циліндрі двигуна (рис. 105).

Тоді порядок роботи такого двигуна може бути 1-3-4-2 або 1-2-4-3, тому що в цьому випадку неможливо здійснити рівномірне навантаження колінчастого вала.

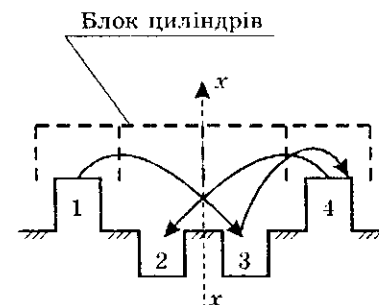


Рис. 105

2. Для шестициліндрового рядного двигуна:

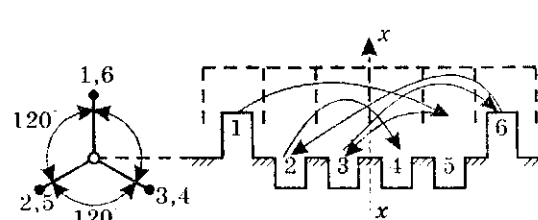


Рис. 106

$$\Phi_{\text{спал}} = \frac{720}{6} = 120^\circ,$$

тобто через кожні 120° оберту колінчастого вала здійснюється спалах в якомусь циліндрі двигуна. Виходячи з конфігурації колінчастого

вала (рис. 106), одержимо порядок роботи шестициліндрового рядного двигуна: 1-5-3-6-2-4.

4.7. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля

Зовнішньою швидкісною характеристикою називається графічна залежність ефективної потужності N_e , годинної витрати палива G_n , питомої ефективної витрати палива g_e від частоти обертання колінчатого вала при установці рейки ПНВТ на номінал (ф рейки ном.) і зафіксованому її положенні.

Частота обертання колінчатого вала змінюється зовнішнім навантаженням.

Розглянемо зовнішню швидкісну характеристику з однорежимним відцентровим регулятором. Вона зображена на рис. 107.

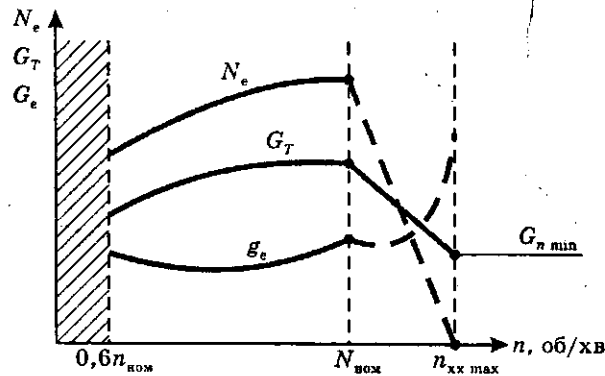


Рис. 107

Перш ніж розглядати характер зміни N_e , G_n , $g_e = f(n)$ за цією характеристикою, пояснимо, що робиться з частотою обертання при зміні зовнішнього навантаження.

Режим $n_{ном}$ — це частота обертання колінчатого вала, що відповідає номінальній (максимальній) потужності. Якщо збільшувати для дизеля зовнішнє навантаження, оберти його будуть падати. Завантажувати дизель можна лише до режиму $0,6n_{ном}$, при якому двигун ще стійко працює. При більшому завантаженні дизель може заглухнути.

При зменшенні навантаження частота обертання колінчатого вала дизеля зростає до $n_{хх max}$.

Отже, $n_{хх max}$ — максимальна частота обертання колінчатого вала без навантаження.

Для дизелів $n_{хх max} = (1,05 \dots 1,07) n_{ном}$.

4.7.1. Залежність $N_e = f(n)$

Відомо, що $N_e = N_i - N_m$,

$$\text{де } N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau},$$

$$\text{або } N_i = A \cdot n,$$

$$\text{де } A = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau} = \text{const.}$$

Зобразимо графічно $N_i = f(n)$ (рис. 108).

Потужність механічних втрат N_m , як показує практика, залежить від частоти обертання в квадраті, тобто

$$N_m = B \cdot n^2,$$

де B — деякий постійний коефіцієнт.

Зобразимо графічно $N_m = f(n)$ (рис. 109).

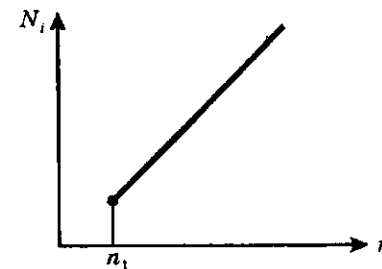


Рис. 108

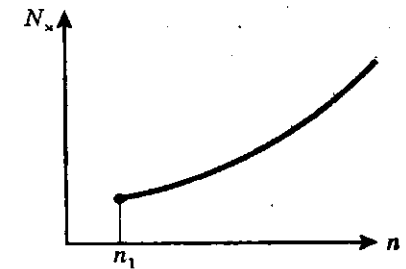


Рис. 109

Віднімаючи з ординат N_i ординати N_m , одержимо $N_e = f(n)$ (рис. 110).

Працювати в діапазоні $n_{ном} - n_{хх max}$ недоцільно, оскільки потужність падає, а питома втрата палива зростає.

Для того, щоб дизель не входив в цю область, ПНВТ має однорежимний відцентровий регулятор, який при $n > n_{ном}$, вступаючи в роботу, зменшує подачу палива (обмежує $n_{ном}$) до деякого $G_{нннн}$ (рис. 107), а потужність при цьому зменшується до нуля. Отже, однорежимний регулятор від $0,6n_{ном}$ до $n_{ном}$ не працює. В роботу регулятор вступає при $n > n_{ном}$ і працює до $n_{хх max}$.

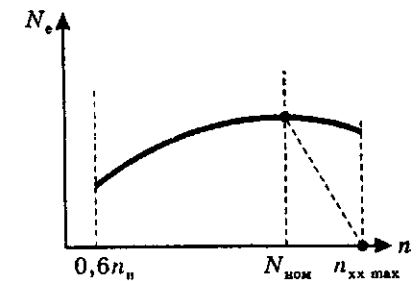


Рис. 110

4.7.2. Залежність $G_n = f(n)$

Годинна втрата палива залежить від циклової подачі та від частоти обертання колінчатого вала n , тобто

$$G_n = f(g_u, n).$$

У діапазоні частоти обертання колінчастого вала від $0,6n_{\text{ном}}$ до $n_{\text{ном}}$ регулятор не працює, рейка ПНВТ встановлена на номінал і зафіксована, $q_u = \text{const}$. Отже, в цьому діапазоні зміни частоти обертання годинна витрата палива збільшується за рахунок збільшення n .

При $n > n_{\text{ном}}$ вступає в роботу відцентровий регулятор, який обмежує номінальний режим, зменшуючи подачу палива за рахунок зменшення циклової подачі палива q_u , тобто при зниженні навантаження частота обертання колінчастого вала збільшується, але при цьому більший вплив на G_u здійснює зменшення q_u . Тому G_u зменшується. G_u зменшується до деякого $G_{\text{мін}}$, при якому $N_e = 0$, тобто $G_{\text{мін}}$ — це така мінімальна витрата палива, при якій одержаної індикаторної потужності N_i вистачає лише на здолання втрат N_m , тоді:

$$N_e = N_i - N_m = 0,$$

тому що $N_i = N_m$.

4.7.3. Будова і принцип роботи однорежимного відцентрового регулятора прямої дії

Принципова схема однорежимного відцентрового регулятора показана на рис. 111.

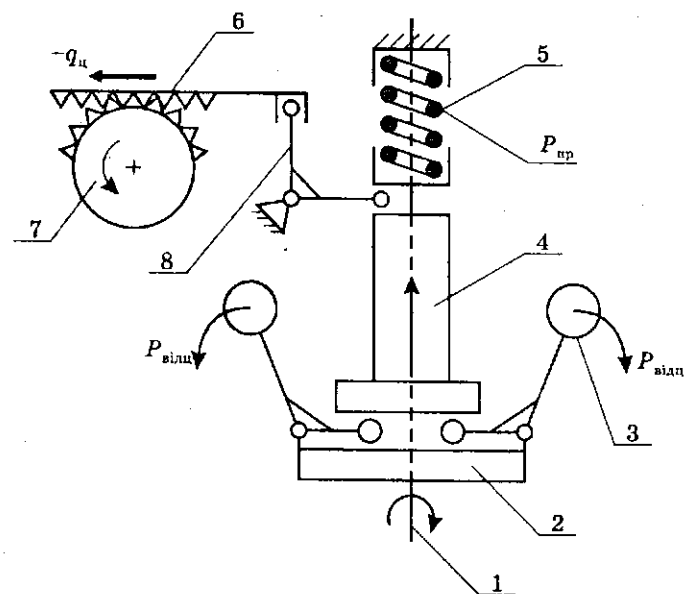


Рис. 111

Однорежимний відцентровий регулятор складається з таких основних елементів:

- 1 — вал приводу;
- 2 — платформа, на якій закріплені відцентрові тягарці;
- 3 — відцентрові тягарці;
- 4 — рухомий стакан;
- 5 — пружина постійного натягу;
- 6 — рейка ПНВТ;
- 7 — плунжер;
- 8 — важіль керування рейкою.

При обертанні ротора відцентрового регулятора тягарці (3) намагаються розійтись і підняти стакан (4), цьому протидіє пружина постійного натягу (5).

Як вже говорилося, в діапазоні обертів $0,6n_{\text{ном}} \dots n_{\text{ном}}$ регулятор не працює. Це відбувається тому, що $P_{\text{відц}} < P_{\text{пр}}$. Тягарці менше зусилля пружини ($P_{\text{відц}} < P_{\text{пр}}$). Стакан переміщуватись не буде, отже і зубчата рейка залишається на місці. При збільшенні обертів $n > n_{\text{ном}}$ відцентрова сила тягарців стає більшою сили натягу пружини $P_{\text{відц}} > P_{\text{пр}}$, тягарці розходяться, стакан переміщується вгору, що переставляє рейки вліво, повертаючи плунжер на зменшення циклової подачі палива q_u . Цим обмежується номінальний режим. Регулятор працює в діапазоні ($n_{\text{ном}} \dots n_{\text{хх max}}$).

В існуючих дизелях однорежимний відцентровий регулятор виконується за схемою, показаною на рис. 112.

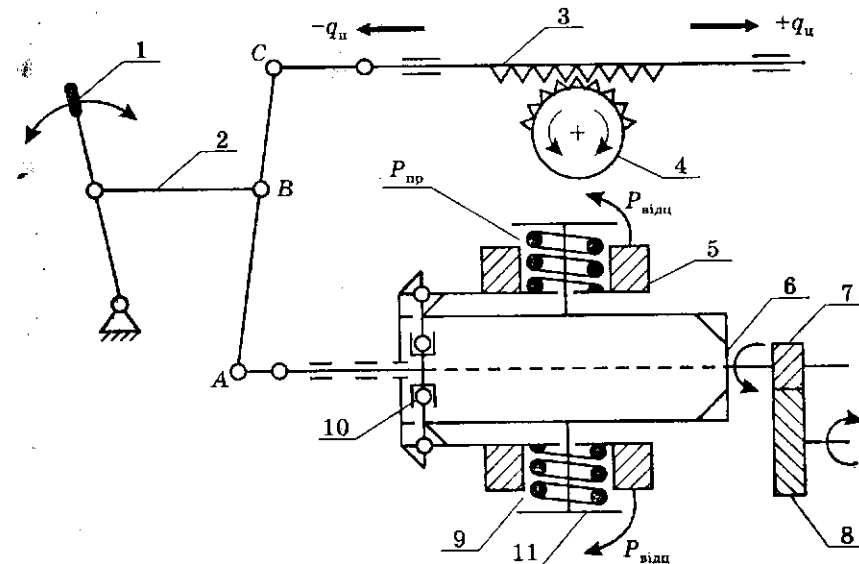


Рис. 112

Основні елементи:

- 1 — ручка керування рейкою;
- 2 — важіль керування рейкою;
- 3 — рейка;
- 4 — плунжер;
- 5 — відцентрові тягарці;
- 6 — поводок;
- 7 — ведена шестерня;
- 8 — ведуча шестерня ПНВТ;
- 9 — пружина;
- 10 — муфта приводу важеля (А-С);
- 11 — диск для упору пружини.

При переміщенні сектора газу вправо і нерухомій точці «А» рейка переміститься теж вправо і поверне плунжер на необхідну подачу палива q_n .

У діапазоні обертів $0,6n_{ном} \dots n_{ном}$ тягарці відцентрового регулятора розходяться не будуть, тому що $P_{відц} < P_{пр}$, і регулятор не працює. При $n > n_{ном}$ вступає в роботу регулятор. У цьому випадку $P_{відц} > P_{пр}$, тягарці розходяться, муфта 10 переміщується вправо. При нерухомій точці «В» рейка переміщується вліво на зменшення подачі палива в циліндри дизеля, тобто зменшення q_n .

4.7.4. Будова та принцип роботи дворежимного відцентрового регулятора прямої дії

Принципова схема дворежимного відцентрового регулятора показана на рис. 113.

Дворежимний відцентровий регулятор обмежує номінальні обerti ($n_{ном}$), як і однорежимний, і дозволяє більше завантажити дизель при стійкій його роботі. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля з таким регулятором зображена на рис. 114. Регулятор працює в діапазоні обертів ($n_{ном} \dots n_{хх max}$) та ($0,4n_{ном} \dots 0,6n_{ном}$).

Дворежимний відцентровий регулятор нагадує однорежимний (рис. 112) з тією лише різницею, що в тягарці встановлена не одна пружина, а дві, при цьому одна з них (внутрішня) при непрацюючому дизелі перебуває у вільному стані (не стиснена). На рис. 113 зображено:

9 — зовнішня пружина;

12 — внутрішня пружина, при непрацюючому дизелі перебуває у вільному стані із зазором Δ .

Пружини навиті в різних напрямках.

У діапазоні обертів ($0,6n_{ном} \dots n_{ном}$) обидві пружини стиснені, але $P_{відц} < \Sigma P_{пр}$, де $\Sigma P_{пр} = P_{пр1} + P_{пр2}$. Дворежимний відцентровий

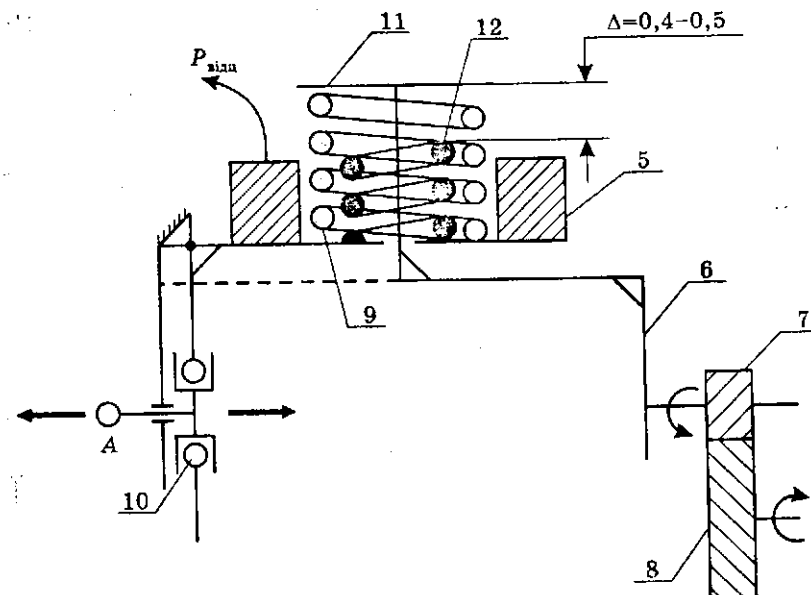


Рис. 113

регулятор не працює — рейка нерухома. При $n > n_{ном}$, $P_{відц} > \Sigma P_{пр}$ — тягарці розходяться, муфта (10) переміщується вправо, а рейка вліво, повертаючи плунжер на меншу циклову подачу палива ($-q_n$).

При дуже сильному завантаженні дизеля ($n < 0,6n_{ном}$) частота обертання колінчастого вала зменшується до $0,4n_{ном}$. У цьому випадку відцентрові сили тягарців малі, внутрішня пружина звільняється від відцентрової сили тягарців, під дією зовнішньої пружини вони сходяться, тому що $P_{пр.зовн} \gg P_{відц}$, і муфта (10) переміщується вліво, а рейка — вправо на збільшення циклової

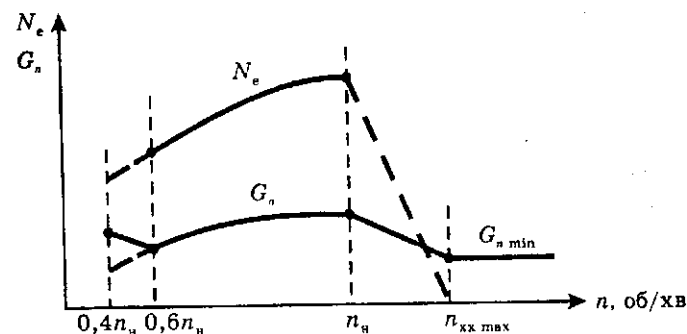


Рис. 114

подачі палива ($+q_n$). У цьому випадку дизель не заглухне. При більшому навантаженні ($n < 0,4n_n$) дизель заглухне.

4.7.5. Будова та принцип роботи дизеля з всережимним відцентровим регулятором

Всережимний відцентровий регулятор являє собою сукупність нескінченної чисельності однорежимних відцентрових регуляторів. У однорежимному регуляторі застосовується пружина постійного натягу, а у всережимному — змінного.

Принципова схема всережимного відцентрового регулятора зображена на рис. 115.

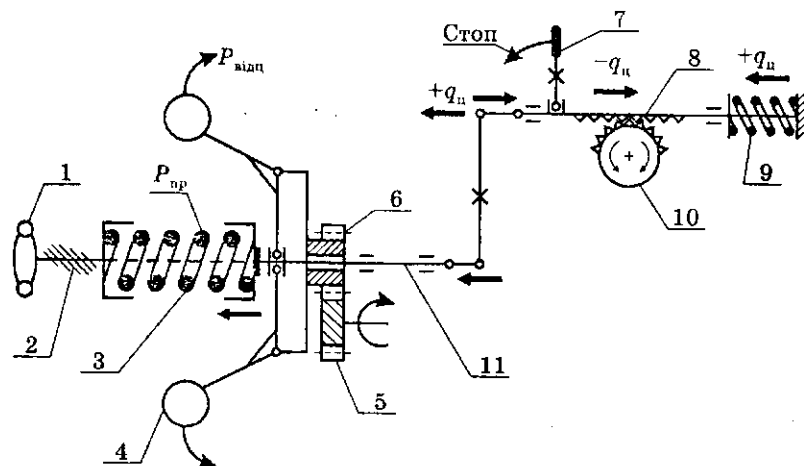


Рис. 115

Основні елементи:

- 1 — маховичок зміни натягу пружини;
- 2 — черв'ячний гвинт зміни натягу пружини;
- 3 — пружина змінного натягу;
- 4 — відцентрові тягарці;
- 5 — ведуча шестерня;
- 6 — ведена шестерня приводу відцентрових тягарців;
- 7 — важіль зупинки дизеля;
- 8 — зубчата рейка;
- 9 — пружина, яка встановлює рейку в номінальне положення при непрацюючому дизелі;
- 10 — плунжер;
- 11 — важіль керування рейкою.

Розглянемо зовнішню швидкісну характеристику дизеля з всережимним відцентровим регулятором (рис. 116).

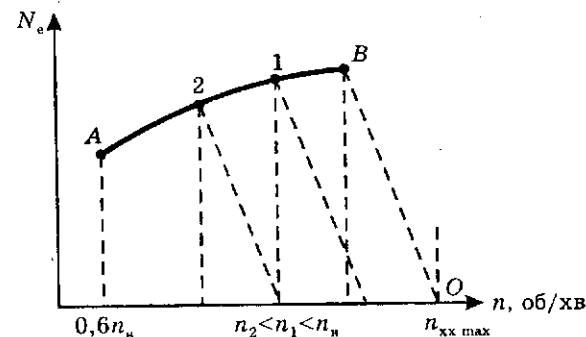


Рис. 116

Затягнемо пружину (3) маховичком (1) для одержання номінального режиму.

У цьому випадку ми одержимо звичайну характеристику, як і з однорежимним регулятором A-B-O. В діапазоні обертів ($0,6n_n \dots n_{ном}$) регулятор не працює тому, що $P_{відц} < P_{пр}$, рейка залишається нерухомою. При збільшенні $n > n_{ном}$ $P_{відц} > P_{пр}$, тягарці розходяться, важіль (11) керування рейкою переміщується вліво, а рейка — вправо і встановлює плунжер на меншу подачу ($-q_n$). Цим самим відбувається обмеження номінальних обертів.

Послабимо пружину маховичком (1). У цьому випадку регулятор спрацює раніше і буде обмежувати нові задані оберти $n_1 < n_{ном}$, зменшуючи подачу палива. Якщо ще послабити пружину маховичком, то регулятор спрацює ще раніше і буде обмежувати нові оберти $n_2 < n_1$ і т. д.

Для зупинки дизеля необхідно важіль (7) перемістити вліво, повернувши плунжери рейкою на нульову подачу палива ($q_n = 0$). При непрацюючому дизелі рейка (8) під дією пружини (9) переміститься вліво і встановиться в номінальне положення.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Андрусенко П. И., Бурцев О. Н., Гутаревич Ю. Ф. Характеристики автомобильных и тракторных двигателей. — К.: Главное издательство объединения «Высшая школа», 1978. — 126 с.
2. Бурцев О. Н., Никитин Д. Г. Теория поршневых авиационных двигателей. — К.: КВИАУ, 1965. — 119 с.
3. Кржимовский В. Е., Постарнак С. Ф., Романов В. А. Двигатели внутреннего сгорания подвижного состава. — М.: Транспорт, 1980. — 255 с.
4. Колоколов А. А., Щетинин Н. В. Двигатели внутреннего сгорания изотермического подвижного состава. — М.: Транспорт, 1974. — 255 с.
5. Михеев М. А. Основы теплопередачи. — М.: Государственное энергетическое издательство, 1956. — 390 с.
6. Мелькумов Т. М. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением. — М.: Госиздательство оборонной промышленности, 1953. — 407 с.
7. Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: «Высшая школа», 1969. — 559 с.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
РОЗДІЛ I. ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ	6
1. Робоче тіло, параметри стану, їх виміри	6
1.1. Параметри стану робочого тіла	6
1.1.1. Тиск — (p)	6
1.1.2. Питомий об'єм — (v)	7
1.1.3. Температура	8
1.2. Рівняння стану ідеального газу	8
1.2.1. Рівняння стану для 1 кг маси газу	8
1.2.2. Рівняння стану для G кг ідеального газу	9
1.2.3. Рівняння стану для 1 кмоль ідеального газу (рівняння Менделєєва)	9
1.3. Газові суміші	10
1.3.1. Визначення суміші через масові частки	11
1.3.2. Визначення суміші через об'ємні частки	11
1.3.3. Газова стала суміші	12
1.4. Теплоємність газу	13
1.4.1. Залежність від тиску	13
1.4.2. Залежність від температури	13
1.4.3. Теплоємність газу при постійному об'ємі C_p	14
1.4.4. Теплоємність газу при постійному тиску C_p	15
1.4.5. Теплоємність газової суміші	15
1.5. Перший закон термодинаміки	16
1.5.1. Змінювання внутрішньої енергії (Δu)	16
1.5.2. Робота (l)	17
1.5.3. Ентальпія	19
1.6. Термодинамічні процеси	20
1.6.1. Оборотні термодинамічні процеси	20
1.6.2. Необоротні термодинамічні процеси	21
1.6.3. План вивчення термодинамічних процесів	21
1.6.4. Ізохорний процес	21
1.6.5. Ізобарний процес	22
1.6.6. Ізотермічний процес	22
1.6.7. Адіабатний процес	24

1.6.8. Політропний процес	26
1.7. Другий закон термодинаміки	27
1.7.1. Ідеальний цикл і термічний коефіцієнт корисної дії (ККД) теплового двигуна	28
1.7.2. Прямий цикл Карно	29
1.7.3. Ентропія	29
1.7.4. Цикл Карно в координатах (T, S)	32
1.8. Ідеальний цикл теплового двигуна з підведенням теплоти при постійному об'ємі (бензиновий двигун)	33
1.9. Ідеальний цикл теплового двигуна з комбінованим підводом теплоти (цикл Тринклера)	35
1.10. Теплопередача	36
1.10.1. Теплопровідність	36
1.10.2. Температурне поле	37
1.10.3. Тепловий потік. Градієнт температур	37
1.10.3.1. Градієнт температур	38
1.10.4. Теплопровідність плоскої однорідної стінки	38
1.10.5. Конвективний теплообмін	39
1.10.5.1. Натуральна конвекція	39
1.10.5.2. Вимушена конвекція	40
1.10.6. Променистий теплообмін	40
1.10.7. Складний теплообмін	43

РОЗДІЛ II. ДІЙСНИЙ РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ (ДВЗ)

2. Будова і принцип роботи ДВЗ	45
2.1. Будова поршневого ДВЗ	45
2.1.1. Класифікація поршневих двигунів	45
2.1.2. Будова ДВЗ	45
2.1.2.1. Кривошипно-шатунний механізм (КШМ)	46
2.1.2.2. Механізм газорозподілу	47
2.2. Дійсний робочий цикл дизеля	47
2.2.1. Процес впуску	48
2.2.2. Процес стискання	49
2.2.3. Процес згорання	49
2.2.3.1. Теоретично необхідна кількість повітря	49
2.2.3.2. Коефіцієнт надлишку повітря	51
2.2.3.3. Сумішоутворення в дизелях	51
2.2.3.4. Фізична суть процесу згорання в дизелі	53
2.2.3.5. Зображення процесу згорання в дизелі в системі координат (P, V)	53
2.2.4. Процес розширення (робочий хід)	54
2.2.5. Процес випуску	54

2.2.6. Кругова діаграма фаз газорозподілу	55
2.2.7. «Жорстка» робота дизеля	56
2.2.7.1. Фактори, що впливають на «жорсткість» роботи дизеля	58
2.3. Дійсний робочий процес 4-тактного бензинового двигуна ...	59
2.3.1. Процес згорання горючої суміші в бензиновому двигуні	60
2.3.2. Детонація	61
2.3.2.1. Зовнішні ознаки роботи бензинового двигуна при детонації	62
2.3.2.2. Основні способи боротьби з детонацією	62
2.3.3. Самозаймання	64
2.4. Потужність та економічність	65
2.4.1. Індикаторна потужність	65
2.4.2. Ефективна потужність	67
2.4.2.1. Потужність механічних втрат	67
2.4.2.2. Механічний ККД	67
2.4.3. Економічність поршневого двигуна	68
2.4.3.1. Питома ефективна витрата палива	68
2.4.3.2. Ефективний ККД	68
2.5. Тепловий баланс поршневого двигуна	70
2.6. Форсування поршневих двигунів	70
2.6.1. Будова і принцип роботи двотактного бензинового двигуна з кривошипно-камерною продувкою	70
2.6.2. Будова і принцип роботи двотактного дизеля з прямооточною продувкою	73
2.6.3. Форсування двигунів наддувом	74
2.6.3.1. Будова і принцип роботи турбокомпресора	75

РОЗДІЛ III. СИСТЕМИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ. ПАЛИВО-МАСТИЛЬНІ МАТЕРІАЛИ

3. Системи двигунів	77
3.1. Система мащення	77
3.1.1. Гідродинамічна теорія мащення	77
3.1.2. Принципова схема системи мащення ДВЗ	79
3.2. Система охолодження	79
3.2.1. Рідинна система охолодження	79
3.2.1.1. Відкрита система охолодження	80
3.2.1.2. Закрита рідинна система охолодження	80
3.2.1.3. Рідини, які застосовують в системі охолодження	82
3.2.2. Повітряна система охолодження	82

3.3. Паливна система дизеля	84
3.3.1. Підкачуючий (живильний) паливний насос	84
3.3.2. Принципова схема ПНВТ блочного типу	85
3.3.3. Будова і принцип роботи плунжерної пари	86
3.3.4. Будова і принцип роботи нагнітального клапана	88
3.3.5. Форсунка	90
3.4. Паливна система бензинового двигуна	91
3.4.1. Карбюрація. Вимоги до карбюратора	92
3.4.2. Будова і принцип роботи елементарного поплавкового карбюратора	93
3.4.3. Зовнішні ознаки роботи бензинового двигуна при занадто багатій і бідній суміші	95
3.4.3.1. Занадто бідна суміш	95
3.4.3.2. Занадто багата суміш	96
3.5. Батарейна система запалювання бензинових двигунів	96
3.6. Паливо-мастильні матеріали (ПММ)	98
3.6.1. Нафта	98
3.6.2. Бензини	99
3.6.3. Дизельне паливо	100
3.6.4. Масла (моторні)	101
3.6.5. Консистентні мастила	102
3.6.5.1. Антифрикційні консистентні мастила	103
3.6.5.2. Захисне консистентне мастило	103
3.6.5.3. Ущільнюючі мастила	104

РОЗДІЛ IV. СИЛИ, ЯКІ ДІЮТЬ У ПОРШНЕВОМУ ДВИГУНІ. ЗОВНІШНЯ ШВИДКІСНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИЗЕЛЯ. ВІДЦЕНТРОВІ РЕГУЛЯТОРИ

4. Сили, які діють у поршневому двигуні, та їх урівноваження	105
4.1. Сили, які діють у поршневому двигуні	105
4.2. Врівноваження відцентрових сил в одноколінному валі	107
4.3. Врівноваження відцентрових сил у двоколінному плоскому валі	107
4.4. Врівноваження відцентрових сил у чотириколінному плоскому валі	108
4.5. Врівноваження відцентрових сил шестиколінного вала шестициліндрового рядного двигуна	109
4.6. Маховик і його призначення. Вибір порядку роботи багатоциліндрових двигунів	110
4.6.1. Маховик і його призначення	110

4.6.2. Вибір порядку роботи багатоциліндрового двигуна ...	111
4.7. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля	112
4.7.1. Залежність $N_e = f(n)$	112
4.7.2. Залежність $G_n = f(n)$	113
4.7.3. Будова і принцип роботи однорежимного відцентрового регулятора прямої дії	114
4.7.4. Будова та принцип роботи дворежимного відцентрового регулятора прямої дії	116
4.7.5. Будова та принцип роботи дизеля з всережимним відцентровим регулятором	118

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

120

Навчальне видання

БУРЦЕВ Олімпій Миколайович
ШАМРАЙ Дмитро Олексійович

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Навчальний посібник
для учнів професійно-технічних навчальних закладів

Редактор Л. В. Ситнік
Комп'ютерна верстка В. І. Коряк
Художнє оформлення А. В. Пивоварова
Технічний редактор Ю. В. Статкевич

Видано за рахунок державних коштів. Продаж заборонено

Підписано до друку 15.05.2006 р. Формат 60×90^{1/16}.
Друк офсетний. Папір офсетний. Гарнітура SchoolBookC.
Умов. друк. арк. 8,0. Тираж 41 050 прим. Зам. № 6-521.

Видавництво «Компанія СМІТ»
61166, м. Харків, просп. Леніна, 14
Тел. 8-(057)-717-54-94, 702-08-16
Факс: 8-(057)-702-13-07
E-mail: book@smit.kharkov.ua
<http://www.smit-book.com>

Свідцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру України
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 435 від 26.04.2001

БАТ «Харківська книжкова фабрика «Глобус»»
61012, м. Харків, вул. Енгельса, 11.

Бурцев О. М., Шамрай Д. О.

Двигуни внутрішнього згорання: Навч. посіб.— Харків:
ТОВ «Компанія СМІТ», 2006. — 128 с.

ISBN 966-8530-64-0

У чотирьох розділах посібника викладено основи термодинаміки та теплопередачі, робочі процеси двигунів внутрішнього згорання — як дизелів, так і бензинових, — описано системи двигунів; розглянуто сили, що діють у механізмах поршневих двигунів, урівноваження відцентрових сил у колінчастих валах, вибір порядку роботи у багатоциліндрових двигунах. Також описано методику побудови швидкісної характеристики та обґрунтовано необхідність застосування регулятора; наведено велику кількість прикладів, розрахунків, графіків і рисунків.

Посібник призначений для студентів технікумів, які вивчають дисципліну «Двигуни внутрішнього згорання».

УДК 621.431