

Ф.І.Абрамчук, Ю.Ф.Гутаревич,
К.Є.Долганов, І.І.Тимченко

АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

Друге видання

Затверджено

Міністерством освіти і науки України

як підручник для студентів вищих навчальних закладів,

які навчаються за спеціальністю

“Автомобілі та автомобільне господарство”

Київ
2004

ББК 39.35я73

А

УДК 621.43 (075.8)

*Гриф надано Міністерством освіти і науки України
згідно з листом № 14/18.2-435 від 12.03.2004 р.*

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. *С.А.Єроценков*, д-р техн. наук,
проф. *А.З.Філіппов*.

Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І.

Автомобільні двигуни: Підруч. для студентів спец. “Автомобілі та автомобільне господарство” вищ. навч. закладів. – К.: Арістей, 2004. –438 с.: іл. – Бібліогр.: с.432

ISBN 5-7768-0044-7

В підручнику викладено основи теорії, конструкції та розрахунку автомобільних двигунів. Розглядаються переважно чотиритактні поршневі двигуни внутрішнього згоряння і стисло їх можливі конкуренти на автомобільному транспорті – двотактні поршневі, газотурбінні, роторні, двигуни із зовнішнім підведенням теплоти та інші.

Підручник призначений для студентів спеціальності “Автомобілі та автомобільне господарство”. Він може використовуватись в процесі навчання студентами інших спеціальностей, зокрема “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання”, “Двигуни внутрішнього згоряння”, “Колісні та гусеничні транспортні засоби”, а також слухачами курсів підвищення кваліфікації та працівниками транспортних підприємств.

© Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф.,
Долганов К.Є., Тимченко І.І.

ISBN 5-7768-0044-7

ПЕРЕДМОВА

Підручник написаний викладачами кафедр двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ та двигунів і теплотехніки НТУ.

Методика подання матеріалу базується на багаторічному досвіді викладення цієї дисципліни для студентів різних форм навчання в цих вузах з напрямку 0902 «Інженерна механіка» за спеціальністю «Автомобілі і автомобільне господарство». Підручник може бути корисним також студентам вищих навчальних закладів, які навчаються за цим же напрямком за спеціальностями “Колісні та гусеничні транспортні засоби”, “Двигуни внутрішнього згоряння”, “Під’йомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання” та за напрямком 1004 “Транспортні технології” за спеціальностями “Організація перевезень і управління на транспорті”, “Організація і регулювання дорожнього руху”, “Транспортні системи”.

Методика викладення окремих розділів підручника максимально адаптована до сучасних способів аналізу та розрахунку (з використанням ЕОМ) робочого циклу, показників роботи ДВЗ, а також динамічної та термічної навантаженості систем, механізмів та елементів двигуна.

У другому виданні підручника знайшли більш повне відображення питання, що стали актуальними в останні роки: системи впорскування легкого палива в ДВЗ з іскровим запалюванням; сучасні системи впорскування палива в дизелях; електронні системи керування роботою двигуна; застосування альтернативних палив та ін.

У матеріалах підручника використані найновіші досягнення в галузі конструювання автомобільних двигунів, їх систем та елементів, а також описані сучасні технології їх виробництва, експлуатації і ремонту.

При написанні підручника автори використовували як літературні джерела, так і матеріали власних досліджень.

Автори сподіваються, що підручник буде сприяти активному творчому вивченню предмету студентами, а також може стати корисним фахівцям автомобільного транспорту в їх практичній роботі і в процесі підвищення кваліфікації.

Окремі підрозділи підручника написали: д-р техн. наук, проф. Ф.І. Абрамчук - 8; д-р техн. наук, проф. Ю.Ф.Гутаревич - 4.9; 4.10; 5.1; 10; д-р техн. наук, проф. К.Є. Долганов - 2; 3; 4.1; - 4.7; 5.4; канд. техн. наук, проф. І.І.Тимченко - передмова, післямова; 1; 2; 4.4.2; 5.2; 5.3; 5.5; 6; 7; додатки.

Автори висловлюють подяку рецензентам: доктору технічних наук, професору, завідувачу кафедрою “Теплотехніка та теплові двигуни” Української державної академії залізничного транспорту С.А.Єрощенкову та доктору технічних наук, професору, завідувачу кафедрою “Трактори і автомобілі” Національного аграрного університету А.З.Філіппову.

Автори будуть вдячні за всі зауваження до другого видання підручника, які можна надсилати за адресами:

01010, м. Київ, вул. Суворова, 1, НТУ, кафедра двигунів та теплотехніки.

E-mail: NTUDVZ@bigmir.net.

61002, м. Харків, вул. Петровського, 25, ХНАДУ, кафедра двигунів внутрішнього згоряння. E-mail: dvs @ khadi. kharkov. ua.

Розділ перший

ОСНОВИ ТЕОРІЇ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

1.1. Принцип дії та основні поняття, пов'язані з роботою поршневих двигунів

У ДВЗ перетворення теплоти, що виділяється при згорянні палива, в механічну роботу відбувається за допомогою газового робочого тіла, стан якого впродовж робочого циклу змінюється. Під дією газів у камері згорання, що обмежена днищем поршня, головкою і стінками циліндра, поршень здійснює зворотно-поступальний рух, який кривошипно-шатунним механізмом перетворюється в обертальний. За один оберт колінчастого вала поршень двічі переміщується між своїми крайніми положеннями – верхньою (в.м.т.) та нижньою (н.м.т.) мертвими точками. Відстань між ними називається ходом поршня S , м:

$$S = 2R, \quad (1.1)$$

де R - радіус кривошипа колінчастого вала, м.

Об'єм, який описується поршнем за один його хід, називається **робочим об'ємом** V_h

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (1.2)$$

де D - діаметр циліндра, м.

Сума робочих об'ємів усіх циліндрів у багаточиліндровому двигуні називається його **літражем**, л:

$$V_{\text{л}} = i V_h, \quad (1.3)$$

де i - число циліндрів.

Об'єм над поршнем, коли він знаходиться у в.м.т., дорівнює його мінімальному значенню й називається **об'ємом камери згорання** V_c , а коли

він знаходиться в н.м.т., дорівнює його максимальному значенню і називається **повним об'ємом циліндра** V_a :

$$V_a = V_c + V_h. \quad (1.4)$$

Відношення повного об'єму до об'єму камери згоряння називається **ступенем стискування**

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (1.5)$$

Перетворення теплової енергії в механічну роботу в чотиритактному ДВЗ супроводжується такими періодичними (циклічними) процесами: впуск свіжого заряду; стискування робочого тіла поршнем в циліндрі двигуна; згоряння робочої суміші й розширення продуктів згоряння - робочий хід, під час якого здійснюється корисна робота; випуск відпрацьованих газів.

У двотактних ДВЗ процеси впуску свіжого заряду та випуску відпрацьованих газів відбуваються лише за частину ходу поршня, поблизу н.м.т. Разом з тим, впуск свіжого заряду і випуск відпрацьованих газів із циліндра здійснюється стиснутим в автономному компресорі повітрям.

Сукупність послідовних процесів, які періодично повторюються й супроводжуються зміною параметрів, що характеризують стан робочого тіла, під час якої теплота перетворюється у роботу, називається **робочим циклом двигуна**.

Частина робочого циклу, яка відбувається за один хід поршня, називається **тактом**.

У чотиритактних ДВЗ робочий цикл здійснюється за два оберти колінчастого вала, а у двотактних - за один.

Для забезпечення періодичного повторювання робочих циклів і нормальної роботи сучасні ДВЗ обладнуються рядом систем (живлення, охолодження, мащення, запалювання - у двигунах з примусовим запалюванням заряду, пуску) і механізмами (кривошипно-шатунним та газорозподільним).

1.2. Короткий історичний огляд розвитку ДВЗ

ДВЗ з'явилися у другій половині XIX століття. Перший промисловий зразок ДВЗ, що працював на світильному газі, було створено в 1860 році французьким механіком Ж. Ленуаром. Двигун Ленуара був двотактним, з охолоджуванним горизонтально розташованим циліндром, золотниковим газорозподіленням, з примусовим запалюванням горючої суміші. У двигуні ще не застосовувалось попереднє стискування заряду, тому коефіцієнт корисної дії не перевищував п'яти процентів. Однак потреба в таких двигунах та істотні переваги ДВЗ над паровою машиною забезпечили його швидке удосконалення й розповсюдження.

В удосконаленні двигуна Ленуара найбільшого успіху досягли німецький комерсант М. Отто разом з французьким інженером Е. Лангеном. Саме вони у 1876 році вперше в двигунах реалізували принцип попереднього стискування суміші, який запропонував у 1862 році французький інженер А.Боде-Рош. Показники газового двигуна внаслідок цього значно поліпшилися.

Крім світильного газу, як паливо у двигунах поступово почали застосовувати доменні, природні й побіжні нафтові гази, а в кінці ХІХ століття, коли була організована промислова переробка нафти, й рідке нафтове паливо. Використання рідкого палива дозволило створити двигуни з відносно малою питомою масою, що відкривало їм шлях до застосування на машинах наземного транспорту. В 1885 році німецькі інженери Г.Даймлер і К.Бенц незалежно один від одного сконструювали і збудували перші самохідні екіпажі з ДВЗ, які згодом дістали назву автомобілів.

Бажання підвищити економічність ДВЗ спричинило створення двигуна з запалюванням від стискування, патент на принцип дії якого у 1892 році одержав німецький інженер Р.Дизель. Він вважав, що двигун має працювати за термодинамічним циклом Карно із запалюванням від стискування; паливо - кам'яновугільний пил. Двигун такої конструкції виявився непрацездатним. Тільки в 1897-1899 рр. було створено прийнятну конструкцію двигуна, що працював на керосині, який впорскувався в циліндр стиснутим у компресорі повітрям. Звідси назва - компресорний дизель.

Важливою передумовою до швидкого розвитку двигунобудування в Росії була наявність значних покладів нафти. Вчені, інженери, механіки відмовились від сліпого наслідування зарубіжних винахідників. Так, перший бензиновий двигун, який максимально відповідав на той час вимогам щодо потужності й масогабаритних показників для транспортного двигуна, в 1878 році сконструював, а в 1885 році побудував для дирижабля морський офіцер І.С.Костович. Перший у світі безкомпресорний дизель, тобто дизель, в якому паливо вприскувалось у циліндр без допомоги повітряного компресора, було збудовано в 1901 році на заводі Нобеля («Російський дизель») в Петербурзі, за проектом інженера Г. В. Трінклера; перший тепловоз з ДВЗ розробив у 1913 році проф. О. Н. Шелест та ін.

Ці успіхи в швидкому розвитку двигунобудування стали можливими завдяки досягненням у розробці теорії робочого циклу ДВЗ. У 1906 році професор МВТУ В. І. Гриневецький вперше в світі розробив метод теплового розрахунку двигуна, який покладено в основу сучасної теорії робочих циклів поршневих ДВЗ. Цей метод був потім розвинений і доповнений проф. Є.К.Мазінгом, акад. Б. С. Стечкиним, проф. М. М. Глаголевым, проф. І.Я. Леніним.

В Україні поступово відновлюється національна автомобільна промисловість, а значить, і автомобільне двигунобудування.

На заводах, у спеціальних конструкторських бюро, на спеціальних кафедрах вищих навчальних закладів ведуться роботи з питань дослідження робочих циклів, удосконалення існуючих та створення нових конструкцій автомобільних двигунів та їх агрегатів. Особлива увага приділяється

підвищенню економічності і екологічної чистоти ДВЗ; застосуванню систем впорскування легкого палива замість карбюрації, заміні нафтових моторних палив альтернативними; широкому впровадженню електроніки та мікропроцесорної техніки в системах паливоподачі, керування ДВЗ та інше.

1.3. Класифікація автомобільних ДВЗ

Двигуни, що застосовуються на транспортних засобах, можна класифікувати за рядом ознак.

1. За способом перетворення теплоти в механічну роботу: двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) - поршневі, роторно-поршневі, газотурбінні; двигуни зовнішнього згоряння (ДЗЗ) - двигуни Стірлінга; парові двигуни; електричні двигуни; інерційні двигуни та ін.

2. За способом здійснення робочого циклу: чотиритактні і двотактні ДВЗ, як з наддувом, так і без нього.

3. За видом використаного палива: бензинові двигуни, дизелі, газові ДВЗ, бензогазові ДВЗ, газодизелі, багатопаливні ДВЗ.

4. За способом сумішоутворення: двигуни з зовнішнім сумішоутворенням (карбюраторні, газові та з впорскуванням легкого палива у впускний колектор); із внутрішнім сумішоутворенням (дизелі, двигуни з впорскуванням легкого палива у циліндр); із змішаним сумішоутворенням (газодизелі).

5. За способом запалювання робочої суміші: двигуни з іскровим запалюванням (карбюраторні, газові, з впорскуванням легкого палива); із самозайманням від стиску (дизелі); із займанням газового палива від запальної дози рідкого палива (газодизелі).

6. За способом регулювання потужності: двигуни з якісним (дизелі та газодизелі), кількісним (карбюраторні та газові) і змішаним регулюванням.

7. За розташуванням циліндрів: однорядні (з вертикальним, горизонтальним, похилим розміщенням); дворядні (V-подібні, опозитні).

8. За способом охолодження: двигуни з рідинним та повітряним охолодженням.

9. За швидкохідністю: тохоходні з середньою швидкістю поршня $C_m < 8$ м/с, швидкоходні з $C_m > 8$ м/с.

Класифікація 2...9 відноситься лише до поршневих ДВЗ.

На сучасних вітчизняних автомобілях переважно застосовуються чотиритактні поршневі ДВЗ з наддувом і без нього, які працюють на легкому, важкому й газовому паливі; з зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням, з іскровим запалюванням суміші та самозайманням її від стиску, з кількісним та якісним регулюванням потужності, а також рядні та V-подібні з рідинним і повітряним охолодженням.

1.4. Режими роботи автомобільних ДВЗ

Режими роботи автомобільних ДВЗ залежать від призначення автомобіля, умов його експлуатації та деяких інших факторів.

В умовах великого міста, за даними численних досліджень, до 95% часу автомобіль працює на швидкостях і потужностях, які складають 35-50% від номінальних значень. Їх робота супроводжується частою і різкою зміною режимів та тривалою роботою в перехідних режимах. Лише на міжміських трасах до 90% часу автомобілі працюють в стабільних режимах роботи зі швидкостями і потужностями, близькими до номінальних [1-3].

Таким чином, для значної частини автомобільних двигунів у процесі експлуатації характерні: часті й різкі зміни режимів роботи; тривала робота на перехідних (неусталених) режимах; робота за малих навантажень і низьких частот обертання колінчастого вала (рис.1.1).

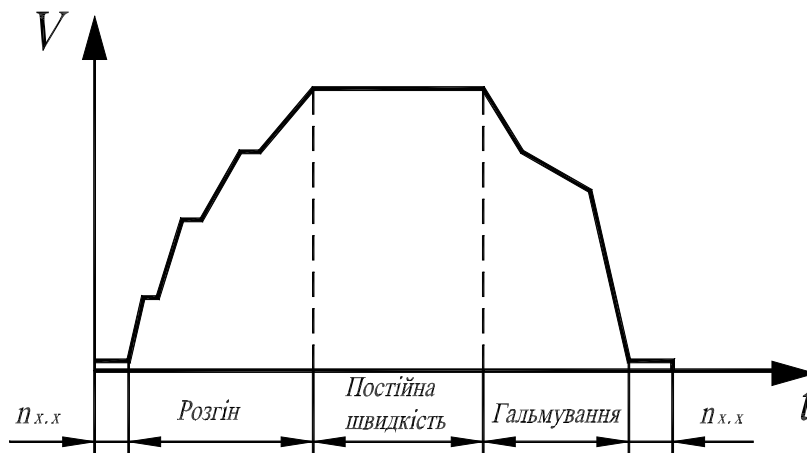


Рис. 1.1. Приблизна схема руху автомобіля

З цього витікає, що встановлення переважних режимів роботи автомобільних ДВЗ конкретного призначення є важливим при визначенні не тільки експлуатаційної питомої витрати палива, але і забезпечення необхідної екологічної чистоти і надійності роботи двигуна. У зв'язку з тим що відсутні надійні дані про переважні режими роботи ДВЗ і теорія роботи автомобільного двигуна на часткових і неусталених режимах розроблена недостатньо, в підручнику основи теорії робочого циклу автомобільних ДВЗ викладаються стосовно номінального режиму, а особливості роботи на неномінальних режимах будуть проаналізовані в розділі «Режими роботи і характеристики автомобільних двигунів».

1.5. Основні напрямки подальшого розвитку автомобільних ДВЗ

Автомобільний транспорт в Україні - одна з галузей господарства, що розвивається інтенсивно. Незважаючи на те що зараз більше ніж 70 % вантажу й 85 % пасажирів перевозяться автомобільним транспортом, потреби в ньому безперервно зростають. Ось чому завдання, що стоять перед автомобільною промисловістю і транспортом, а отже, і перед автомобільним двигунобудуванням в сучасних умовах ринкової економіки, відповідальні і різноманітні. Розвиток автомобільних ДВЗ, насамперед, відбувається у таких напрямках:

- підвищення паливної економічності і екологічної чистоти;
- підвищення потужності одиночних агрегатів при зниженні їх металомісткості, зменшенні маси, габаритних розмірів;
- створення гібридних силових установок з ДВЗ;
- дизелізація транспорту;
- підвищення надійності роботи і ресурсу;
- підвищення зручності обслуговування і ремонту в експлуатації;
- використання альтернативних моторних палив, насамперед, газових;
- широке застосування для керування ДВЗ електроніки й мікропроцесорної техніки.

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Що обумовило розробку ДВЗ як силового агрегату?
2. Коли і ким були збудовані перші ДВЗ: з запалюванням від іскри? з самозайманням від стиску?
3. Наведіть класифікацію автомобільних двигунів.
4. Якими особливостями характеризуються режими роботи автомобільних ДВЗ?
5. Вкажіть основні напрямки подальшого розвитку автомобільного двигунобудування.

2. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ЦИКЛИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ

2.1. Загальні відомості про цикли

В основі роботи ДВЗ лежать кругові термодинамічні процеси перетворення теплоти в механічну роботу, які називаються циклами. Згідно другого закону термодинаміки повне перетворення теплової енергії в механічну роботу неможливе навіть у теоретичній тепловій машині, в якій відбуваються оборотні цикли, тому що в ній частина введеної теплоти

повинна бути передана холодному джерелу. Такі цикли називаються термодинамічними (або теоретичними, ідеальними). Відносно ДВЗ за допомогою цих циклів головним чином вирішуються задачі: встановлення факторів, від яких залежить коефіцієнт корисної дії (ККД) оборотного циклу; визначення таких процесів циклу, щоб ККД мав найбільше значення при певних обмеженнях для конкретного ДВЗ; оцінки можливої найбільшої економічності та потужності ДВЗ при реалізації в ньому конкретного циклу.

У циліндрі реального двигуна відбуваються дійсні цикли, необоротність процесів в яких у порівнянні з термодинамічними циклами додатково обумовлена втратами теплоти крізь стінки камери згоряння, при подоланні тертя в потоці газу під час процесу газообміну та ін. Термодинамічні цикли, крім того, відрізняються від дійсних такими особливостями: цикл відбувається із сталою кількістю незмінного робочого тіла; теплота підводиться ззовні від гарячого джерела й відводиться в охолодник; теплоємність і хімічний склад робочого тіла в циклі сталі; процеси стиску і розширення відбуваються адіабатно, тобто без теплообміну із зовнішнім середовищем.

Термодинамічні цикли зображуються у вигляді діаграм у координатах p - V , T - S , T - V та інших, де p - тиск газу в надпоршневому просторі; V - об'єм над поршневого простору; T - температура газу; S - ентропія. Розглянемо термодинамічні цикли в координатах p - V .

2.2. Види термодинамічних циклів ДВЗ

Термодинамічні цикли ДВЗ можна поділити на дві групи: цикли з неповним та з повним розширенням робочого тіла. У кожній з цих груп цикли відрізняються способом підведення теплоти.

За циклами з неповним розширенням робочого тіла працюють поршневі двигуни без наддуву. Ці цикли поділяються на три види: з підведенням теплоти при сталому об'ємі (при $V = \text{const}$) - за цим циклом працюють ДВЗ з іскровим запалюванням (рис. 2.1, а); з підведенням теплоти при сталому тиску (при $p = \text{const}$) - за цим циклом працюють компресорні дизелі, в яких впорскування палива в циліндр здійснюється стиснутим повітрям (рис. 2.1, б);

із змішаним підведенням теплоти, коли одна частина теплоти Q_1' підводиться при сталому об'ємі, а друга Q_1'' - при сталому тиску - за цим циклом працюють безкомпресорні сучасні дизелі (рис. 2.1, в). У всіх трьох циклах теплота відводиться при $V = \text{const}$. У кожному з них: a , c , z' , z , b - характерні точки циклу; a - c - адіабатний стиск; c - z - підведення теплоти; z - b - адіабатне розширення; b - a - відведення теплоти; Q_1 - кількість підведеної теплоти; Q_2 - кількість відведеної теплоти. У циклі зі змішаним підведенням теплоти $Q_1 = Q_1' + Q_1''$.

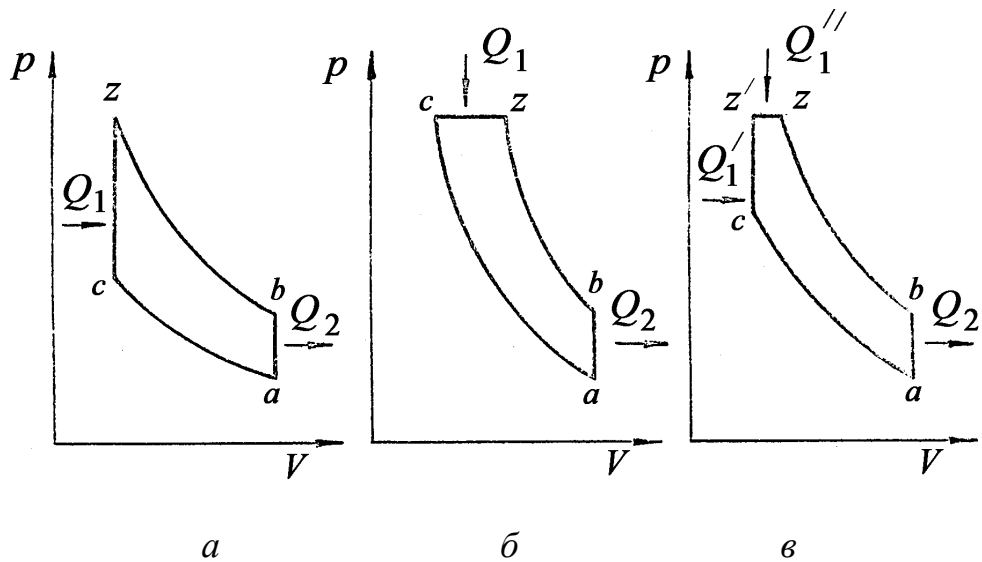


Рис. 2.1. Термодинамічні цикли з неповним розширенням робочого тіла

Цикли з повним розширенням робочого тіла за способом підведення теплоти Q_1 поділяються на два види: з підведенням теплоти при $V = \text{const}$ (рис.2.2, а) і при $p = \text{const}$ (рис. 2.2, б). В обох випадках теплота Q_2 відводиться при $p = \text{const}$. За цими циклами працюють газотурбінні і реактивні двигуни переривчатої (рис. 2.2, а) і безперервної (рис. 2.2, б) дії.

В ДВЗ з газотурбінним наддувом застосовують цикли з продовженням розширення і відведенням теплоти при сталому тиску. Ці цикли являють собою сукупність циклів з неповним і повним розширенням робочого тіла. Неповне розширення відбувається в циліндрах ДВЗ, а наступне повне - у газовій турбіні турбокомпресора. Тому такі ДВЗ називають комбінованими.

У поршневій частині може здійснюватися будь-який з трьох розглянутих вище циклів, а у газовій турбіні - або цикл з підведенням теплоти в турбіну за сталого об'єму, або цикл з підведенням теплоти за сталого тиску.

У першому випадку використовують імпульсну газову турбіну, у яку відпрацьовані гази з циліндрів ДВЗ спрямовуються безпосередньо. Тиск газів у міру їх розширення поступово зменшується, у турбіні використовується кінетична-енергія газів. У циклі ДВЗ з імпульсною турбіною (рис. 2.3, а): $s-a$ - адіабатний стиск у компресорі; $a-c$ - адіабатний стиск у циліндрі ДВЗ; $c-z'-z$ - змішане підведення теплоти; $z-b$ - адіабатне розширення газів у циліндрі ДВЗ; $b-f$ - продовження розширення газів у випускному трубопроводі й газовій турбіні; $f-s$ - відведення теплоти при $p = \text{const}$.

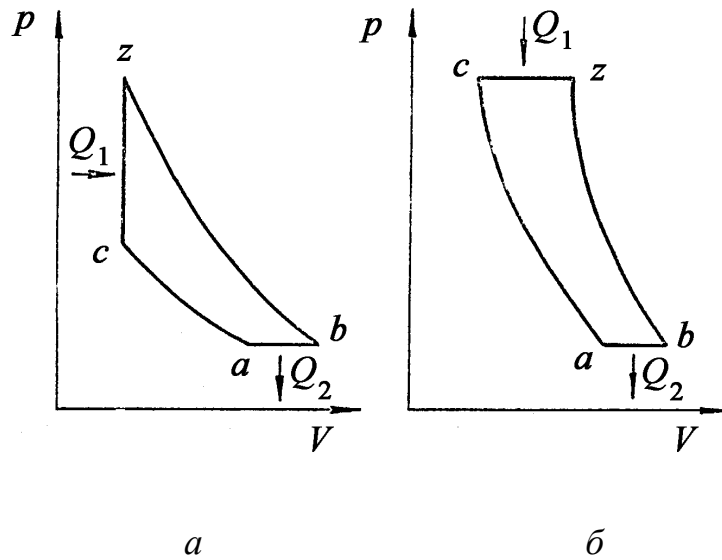


Рис. 2.2. Термодинамічні цикли з повним розширенням робочого тіла

Підведення теплоти в газову турбіну здійснюється на ділянці $b-a$ при сталому об'ємі.

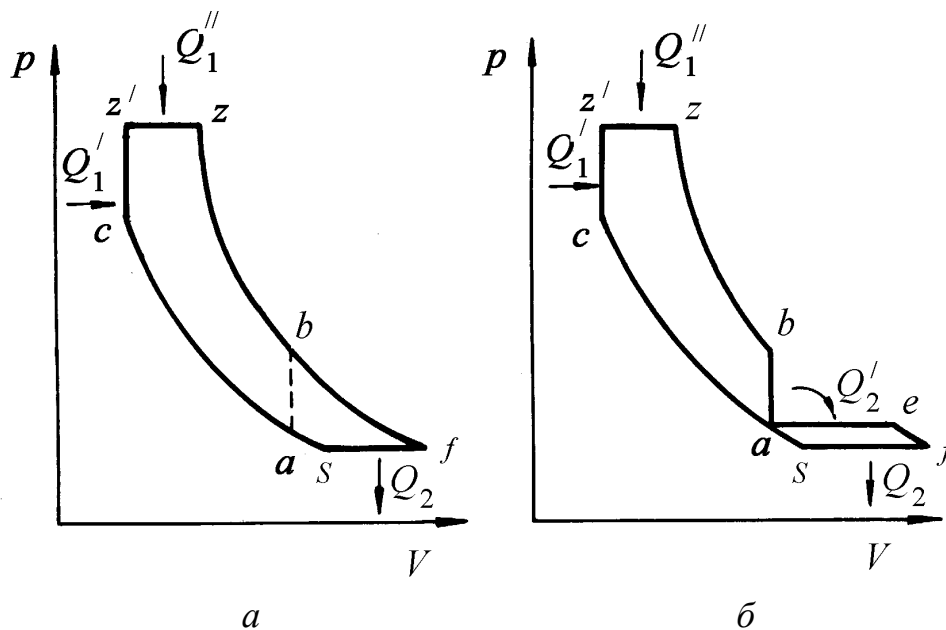


Рис. 2.3. Термодинамічні цикли ДВЗ з газотурбінним наддувом

У другому випадку відпрацьовані гази надходять у випускний трубопровід збільшеного об'єму й подаються з нього в газову турбіну приблизно при сталому тиску. Кінетична енергія газів у турбіні не використовується. У циклі з турбіною сталого тиску (рис. 2.5, *б*): $s-a$ - адіабатний стиск у компресорі; $a-c$ - адіабатний стиск у циліндрі ДВЗ; $c-z'-z$ - змішане підведення теплоти; $z-b$ - адіабатне розширення в циліндрі ДВЗ; $b-a$ - відведення теплоти при $V=\text{const}$ із циліндра; $a-e$ - підведення теплоти, відведеної з циліндра, у газову турбіну при $p=\text{const}$; $e-f$ - адіабатне розширення в турбіні; $f-s$ - відведення теплоти при $p=\text{const}$.

2.3. Показники термодинамічних циклів

Розглянемо їх на прикладі циклу із змішаним підведенням теплоти (рис. 2.4). Термодинамічні цикли поршневих ДВЗ характеризуються рядом параметрів, а саме: ступенем стиску

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c};$$

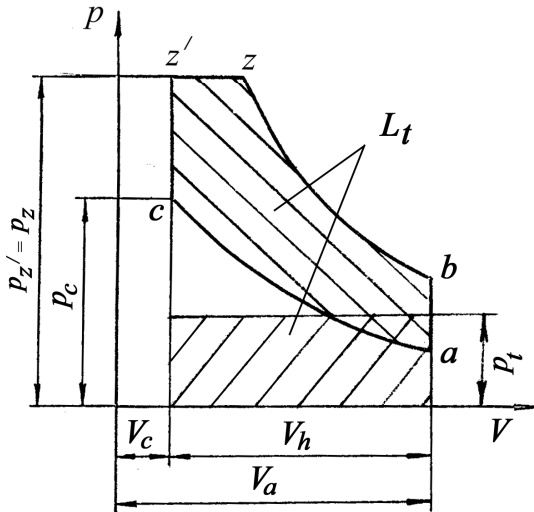


Рис. 2.4. Цикл із змішаним підведенням теплоти

ступенем попереднього розширення

$$\rho = \frac{V_z}{V_{z'}} = \frac{V_z}{V_c};$$

ступенем подальшого розширення

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_z};$$

ступенем підвищення тиску під час згоряння

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{p_{z'}}{p_c}.$$

Три з цих параметрів зв'язані між собою співвідношенням

$$\varepsilon = \rho \delta.$$

Основними показниками термодинамічних циклів є термічний ККД η_t і питома робота, або середній тиск циклу p_t .

Термічний ККД характеризує ефективність використання теплоти в термодинамічному циклі

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{L_t}{Q_1}, \quad (2.1)$$

де $Q_1 - Q_2$ - кількість теплоти, використаної в циклі на корисну роботу, Дж;
 L_t - робота, яка здійснюється за цикл, Дж.

Питома робота, або середній тиск циклу p_t дорівнює роботі циклу L_t , Дж, яка віднесена до робочого об'єму V_h , м³:

$$p_t = \frac{L_t}{V_h} = \frac{L_t}{V_a - V_c}. \quad (2.2)$$

Для замкнутого циклу робота L_t визначається площиною усередині контуру, яким описаний цикл (рис. 2.4). Як видно із залежності (2.2), питома робота дорівнює деякому умовному постійному тиску p_t , що діє на поршень ДВЗ на протязі часу, за який відбувається зміна об'єму від V_c до V_a , тобто на V_h . Отже p_t можна визначити як висоту прямокутника з основою V_h , площа якого дорівнює площі діаграми циклу. Цей тиск називають середнім тиском циклу і використовують для порівняння між собою робочих циклів, які відбуваються у ДВЗ з однаковими розмірами циліндрів.

У курсі термодинаміки приводяться такі рівняння для визначення термічного ККД і питомої роботи циклів з різними способами підведення теплоти: цикл із змішаним підведенням теплоти

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}; \quad (2.3)$$

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_t \cdot [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]; \quad (2.4)$$

цикл з підводом теплоти при $p = \text{const}$ ($\lambda = 0$)

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} k(\rho - 1)}; \quad (2.5)$$

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{(\varepsilon - 1)} \eta_t k(\rho - 1); \quad (2.6)$$

цикл з підводом теплоти при $V = \text{const}$ ($\rho = 1$)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (2.7)$$

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{(\varepsilon - 1)} \eta_t (\lambda - 1). \quad (2.8)$$

З рівнянь (2.3), (2.5), (2.7) видно, що у всіх трьох циклах термічний ККД залежить від ступеня стиску ε і показника адіабати k . Чим більші ε та k ,

тим вищий термічний ККД. У циклі зі змішаним підводом теплоти на термодинамічний ККД впливають, крім того, коефіцієнти λ і ρ , а у циклі з підводом теплоти при $p = \text{const}$ - коефіцієнт ρ . Розрахунки показують, що підвищення λ приводить до зростання η_t , а підвищення ρ - до його зниження.

Із збільшенням ε термічний ККД згідно з рівняннями (2.3), (2.5), (2.7) зростає, асимптотично наближаючись до одиниці (рис. 2.5).

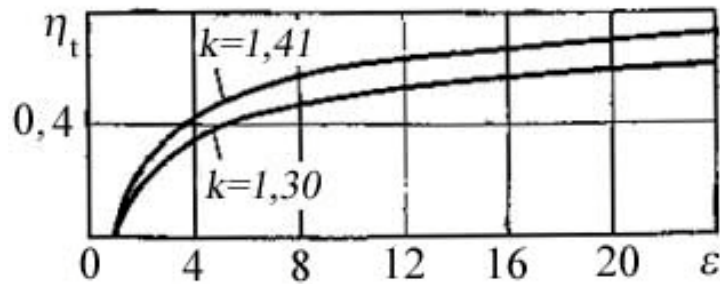


Рис.2.5. Залежність термічного ККД від ступеня стиску у циклі з підведенням теплоти при $V = \text{const}$

Зростання ε відбувається досить швидко до значень ступеня стиску $\varepsilon = 13 \dots 14$, подальше його збільшення недоцільне, бо в реальних ДВЗ це приводить до значного зростання максимального тиску згоряння а збільшення втрат на тертя перебивають приріст термічного ККД. Але в дизелях застосовуються і більш високі значення $\varepsilon = 14 \dots 23$, щоб підвищити температуру наприкінці стиску для полегшення пуску холодного дизеля.

У рівняннях (2.3) і (2.5) маємо $(\lambda \rho^k - 1) > 1$, і $(\rho^k - 1) > 1$ тому при однакових значеннях ε найбільший ККД у циклі з підведенням теплоти при $V = \text{const}$, який реалізують в ДВЗ з іскровим запалюванням. Слід відмітити, що в реальних ДВЗ з іскровим запалюванням $\varepsilon = 7 \dots 9$. Дальшому підвищенню ε перешкоджає виникнення детонації (див. підрозд. 4.4.4).

Необхідно зауважити, що підвищення ступеня стиску в циклі з підведенням теплоти при $V = \text{const}$ більш як $\varepsilon = 11 \dots 12$ недоцільно також через значне збільшення тиску в кінці згоряння.

Щодо показника адіабати k , то він залежить від кількості атомів, які містяться в молях газу. Для двоатомних газів, які в основному містяться в повітрі, $k = 1,4$; для триатомних газів, що становлять основну частину продуктів згоряння, $k = 1,33$. Тому працювати на бідних сумішах з великим вмістом повітря вигідніше, ніж на багатих.

Із сказаного випливає, що основним напрямком підвищення економічності бензинових двигунів з іскровим запалюванням є забезпечення бездетонаційної роботи на збіднених горючих сумішах при якнайбільшому ступені стиску.

З практичної точки зору доцільно порівнювані цикли поршневих ДВЗ не при однакових ε , а при однакових максимальних тисках і температурах (рис. 2.6), оскільки саме ці умови визначають міцність і надійність ДВЗ при експлуатації. Згідно з наведеними на рис. 2.6 графіками при однакових максимальних тисках і температурах найбільший ступінь стиску в циклі з підведенням

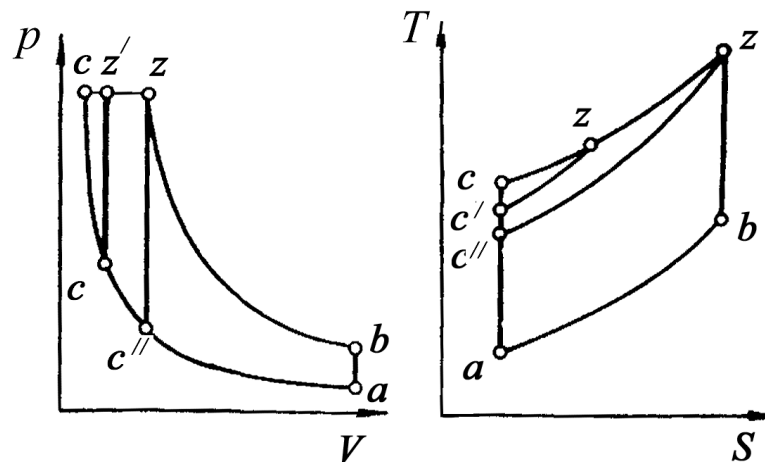


Рис. 2.6. Порівняння трьох видів циклів при однакових максимальних тисках і температурах у координатах $p - V$ і $T - S$

теплоти при $p = \text{const}$, а найменший у циклі з підведенням теплоти при $V = \text{const}$. Термічний ККД у циклі з підведенням теплоти при $p = \text{const}$ теж буде більший, а для циклу при $V = \text{const}$ – найменшим Змішаний цикл займає проміжне місце.

Термічний ККД характеризує економічність циклу, а середній тиск - механічну віддачу циклу.

З рівнянь (2.4), (2.6), (2.8) видно, що середній тиск циклу підвищується, якщо збільшуються параметри p_a , η_t , λ , k . Підвищення ступеню стисання також сприяє збільшенню p_t , але цей вплив менший, ніж вплив ε на η_t . У циклі з підводом теплоти при $p = \text{const}$ середній тиск p_t росте з підвищенням ρ , а у змішаному циклі це залежить від співвідношення між λ і ρ . Він збільшується, якщо λ зростає і відповідно знижується ρ , тому що при цьому підвищується η_t .

Найбільш ефективним способом збільшення p_t є підвищення початкового тиску p_a , тому що це приводить до збільшення маси заряду циліндра за цикл. Тому для підвищення потужності двигуна застосовують наддув, тобто підвищення тиску свіжого заряду, який подається в циліндри.

Термічний ККД і середній тиск циклу в ДВЗ з наддувом залежать від способів підведення теплоти в поршневу частину і турбіну

турбокомпресора.

У циклі зі змішаним підведенням теплоти в поршневій частині і імпульсною турбіною

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{(\varepsilon \varepsilon_k)^{k-1}} \cdot \frac{\rho \lambda^{1/k} - 1}{\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)}, \quad (2.9)$$

де ε_k - ступінь підвищення тиску в компресорі.

Якщо теплота в поршневій частині підводиться при $p = \text{const}$, то $\lambda = 1$ і

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(\varepsilon \varepsilon_k)^{k-1}}. \quad (2.10)$$

У разі підведення теплоти при $V = \text{const}$ показник $\rho = 1$ і

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{(\varepsilon \varepsilon_k)^{k-1}} \cdot \frac{\lambda^{1/k} - 1}{\lambda - 1}. \quad (2.11)$$

У циклах з турбіною сталого тиску зі змішаним підведенням теплоти в поршневій частині

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(\varepsilon \varepsilon_k)^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{[\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]}, \quad (2.12)$$

при підведенні теплоти при $p = \text{const}$ ($\lambda = 1$)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(\varepsilon \varepsilon_k)^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{[\lambda - 1 + k (\rho - 1)]}, \quad (2.13)$$

і при підведенні теплоти при $V = \text{const}$ ($\rho = 1$)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(\varepsilon \varepsilon_k)^{k-1}}. \quad (2.14)$$

З рівнянь (2.12) - (2.14) і (2.9) - (2.11) видно, що η_t в циклах з наддувом із застосуванням турбіни сталого тиску нижчий від циклів з наддувом із застосуванням імпульсної турбіни.

З рівнянь (2.9) - (2.14) і (2.3), (2.5) і (2.7) також видно, що термічний ККД ДВЗ з газотурбінним наддувом вищий, ніж без нього. Так, при $\varepsilon = 14 \dots 18$

(дизелі з імпульсною турбіною) термічний ККД підвищується на 5...6%, а при $\varepsilon = 5...7$ (бензинові і газові ДВЗ) на 10...12 % порівняно з тими ж ДВЗ без наддуву.

Середній тиск циклу з газотурбінним наддувом доцільно відносити до поршневої частини ДВЗ. У такому разі p_t можна визначити за рівняннями (2.4), (2.6) і (2.8), якщо підставляти в них η_t з рівнянь (2.9) - (2.14). Оскільки в циклах з газотурбінним наддувом η_t більший, ніж в циклах без наддуву, то і p_t у них більший.

Відзначимо, що подовжене розширення можна реалізувати і в звичайному ДВЗ, відповідно збільшуючи хід поршня. Але це приводить до істотного збільшення розмірів циліндра і всього двигуна, а в реальних ДВЗ - і до зростання втрат на теплообмін і тертя, які не компенсуються невеликим збільшенням площі діаграми.

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Чим відрізняються термодинамічні цикли від дійсних?
2. Перелічіть основні види термодинамічних циклів.
3. Назвіть основні показники і параметри термодинамічних циклів. Від яких факторів вони залежать?

3. РОБОЧІ ТІЛА В ДВЗ, ЇХ ВЛАСТИВОСТІ ТА РЕАКЦІЇ ЗГОРЯННЯ

3.1. Робочі тіла в ДВЗ

Робочими тілами в ДВЗ називаються речовини, за допомогою яких теплота, що виділяється в циліндрі під час згоряння палива, перетворюється в механічну роботу, а саме: паливо, повітря і продукти згоряння.

У карбюраторному, газовому двигунах і в газодизелі робочим тілом під час впуску є суміш повітря і палива - горюча суміш; під час стиску - горюча суміш і залишкові гази - робоча суміш; під час розширення і випуску - продукти згоряння. В дизелі робочим тілом під час впуску є повітря; під час стиску - суміш повітря з залишковими газами; під час розширення і випуску - продукти згоряння. В усіх двигунах під час згоряння робоча суміш перетворюється в продукти згоряння.

3.2. Палива та їх властивості

В автомобільних ДВЗ застосовуються рідкі й газові види палива, основну частину яких становлять вуглеводні. Проводяться експерименти щодо застосування твердого палива у вигляді кам'яновугільного пилу або його суспензії з рідким паливом.

3.2.1. Рідкі палива

Рідкі палива виробляють в основному з нафти. Це бензини, дизельні і моторні палива, газові конденсати, що є сумішами різних вуглеводнів. Невелику кількість рідких палив дістають переробкою кам'яного вугілля й сланців, синтезом горючих газів, з рослинних продуктів і відходів сільськогосподарського виробництва та харчової промисловості.

Основними видами рідкого палива для ДВЗ з іскровим запалюванням є бензини, а для дизелів - дизельні палива.

До складу рідкого палива входять вуглець C , водень H , кисень O , сірка S , азот N та інші хімічні елементи. Вміст сірки, азоту та інших елементів незначний, тому, розраховуючи реакції згоряння, враховують тільки вуглець, водень і кисень.

Елементарний склад рідкого палива. Оскільки рідке паливо є сумішшю різних вуглеводнів, записати його склад за допомогою хімічної формули важко. Тому в розрахунках згоряння склад палива записують у вигляді спрощеної формули елементарного складу, до якої входять масові частки елементів, що містяться в 1 кг палива

$$g_C + g_H + g_O = 1. \quad (3.1)$$

Наприклад, для дизельного палива $0,870 \text{ кг} + 0,126 \text{ кг} + 0,004 \text{ кг} = 1 \text{ кг}$.

Теплота згоряння є найважливішим показником палива. Вона характеризується кількістю теплоти, що виділяється при згорянні одиниці палива. Розрізняють три види теплоти згоряння: найвища, найнижча і активна.

Найвища теплота згоряння L_0 виділяється при повному згорянні 1 кг палива в калориметричній бомбі з наступним охолодженням продуктів згоряння до початкової температури, кДж/кг.

Найнижча теплота згоряння H_u виділяється при повному згорянні 1 кг палива без урахування теплоти, яка міститься в утвореній в процесі згоряння водяній парі, кДж/кг. Таке згоряння відбувається в циліндрах ДВЗ при надміру повітря.

Активна теплота згоряння виділяється в результаті згоряння 1 кг палива при недостатчі кисню

$$H_a = H_u - \Delta H_u, \quad (3.2)$$

де ΔH_u - теплота, яку не можна одержати через недостачу кисню (повітря), кДж/кг.

Таке згоряння відбувається в циліндрах ДВЗ при $\alpha < 1$.

Для бензину середнього складу

$$\Delta H_u = 120000 (1 - \alpha) L_0.$$

До важливих показників рідких палив також належать: для бензину - октанове число, для дизельного палива - цетанове число.

Октановим числом (ОЧ) називається процентний (за об'ємом) вміст ізооктану в суміші з нормальним гептаном, яка за детонаційною стійкістю рівноцінна даному паливу. ОЧ характеризує антидетонаційні властивості палива. В ізооктану ОЧ=100. Для різних бензинів ОЧ становить 66...100. Чим більше ОЧ, тим вища детонаційна стійкість бензину.

Цетановим числом оцінюється схильність дизельних палив до самозаймання. Цетановим числом (ЦЧ) називається процентний (за об'ємом) вміст цетану, в суміші з альфаметилнафталіном, яка має такий самий період затримки самозаймання, як і дане паливо. При низьких значеннях ЦЧ період затримки самозаймання більший, внаслідок чого зростає швидкість зростання тиску після самозаймання впорскуваного в циліндр палива (жорсткість роботи дизеля). При надто великих значеннях ЦЧ через малий період затримки самозаймання не встигає відбутися сумішоутворення, тому зростає неповнота згоряння. У зв'язку з цим цетанові числа дизельних палив лежать у межах 40...50 одиниць. ОЧ і ЦЧ визначаються на спеціальних двигунах із змінним ступенем стиску.

У табл. 3.1 наведено елементарний склад та основні показники бензину і дизельного палива.

3.2.2. Газові палива

В автомобільних ДВЗ застосовуються стиснутий природний газ, який складається в основному з метану CH_4 , і зріджений нафтовий газ, до якого входять в основному пропан C_3H_8 і бутан C_4H_{10} . У невеликих кількостях застосовуються й інші види газів: промислові, світильний, коксовий, каналізаційний, генераторний газ, що виробляється з твердого палива, та інші. Будь-яке з цих газових палив є сумішшю горючих газів C_nH_m , CO , H_2 і негорючих N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O .

Хімічний склад газового палива, так само як і рідкого, записують формулою елементарного складу, що показує, скільки кіломолей кожного із складових газів входить у 1 кмоль (або 1 м^3) газового палива при температурі 0°C й тиску 101,3 кПа

$$M_{C_nH_m} + M_{CO} + M_{H_2} + M_{O_2} + M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} = 1 \text{ кмоль}, \quad (3.3)$$

де M - об'ємна частка (в кіломолях) відповідного газу, що входить в 1 кмоль газового палива.

3.1. Елементарний склад і основні показники вітчизняних бензину і дизельного палива

Параметри	Паливо	
	бензин	дизельне
Елементарний склад за масою, кг:		
g_C	0,855	0,870
g_H	0.145	0,126
g_O	-	0,004
Молярна маса $\mu_{\text{пал}}$, кг/кмоль	110...120	180...200
Нижча теплота згоряння палива H_u , кДж/кг	44000	42500
Густина при 20° С, кг/м³	720...780	820...870
Кінематична в'язкість при 20° С, 10⁶ м³/с	0,5...0,7	1,5...8,0
Характерні температури, ° С:		
початок кипіння	35	180...200
кінець кипіння	185...195	330...360
википання 50%	100...125	240...290
Коефіцієнт поверхневого натягу при 20° С, 10³ Н/м	21...22	28...30
Октанове число за моторним методом	66...93	-
Цетанове число	25...30	45...50

Кожний з газів, що входять до рівняння (3.3), крім азоту N_2 можна подати узагальненою хімічною формулою виду $C_nH_mO_r$. Якщо в цю формулу підставляти число атомів n , m , r , які входять до молекули відповідного газу, одержимо формулу цього газу.

Таким чином, рівняння (3.3) можна записати в компактному вигляді

$$\sum_{i=1}^n M_{C_nH_mO_r} + M_{N_2} = 1 \text{ кмоль}, \quad (3.4)$$

де $M_{C_nH_mO_r}$ - об'ємна частка кожного газу-компонента, що входить до 1 кіломоля газового палива.

В нашій країні випускається дві марки зрідженого газу для автомобільного транспорту за ГОСТ 27578-87: ПБА - пропан-бутан автомобільний; ПА - пропан автомобільний.

Масова частка пропану в газі марки ПБА становить $50 \pm 10 \%$, а в газі ПА-90 $\pm 10 \%$. Газ ПБА допускається до використання в усіх кліматичних районах при температурі навколишнього повітря не нижче -20°C . Газ марки ПА застосовується в зимовий період у тих кліматичних районах, де температура повітря опускається нижче -20°C .

Зріджені гази зберігаються й транспортуються в балонах під тиском 1,6 МПа.

Природний паливний стиснутий газ для газобалонних автомобілів за ГОСТ 27577 - 87 не має марок і повинен відповідати вимогам і нормам, наведеним у табл. 3.2 (ГОСТ 27577 - 87).

Надлишковий тиск стиснутого природного газу в момент закінчення заправлення автомобіля повинен бути 19,0...19,6 МПа.

3.2. Характеристики природного стиснутого газу

Показники	Значення
Об'ємна теплота згоряння, нижча, Q_u , кДж/м ³	32600...36000
Відносна густина щодо повітря	0,56...0,62
Розрахункове октанове число газу, не менше	105
Сумарна об'ємна частка негорючих компонентів, включаючи кисень, %, не більше	7,0
Маса механічних домішок в 1 м ³ , мг, не більше	1,0
Вміст води, мг/м ³ , не більше	9,0

3.3. Склад та кількість свіжого заряду і продуктів згоряння

Для визначення складу і кількості свіжого заряду і продуктів згоряння досить розглянути найпростіші хімічні реакції окислення елементів, які входять до складу палива, не вдаючись у сам механізм згоряння.

3.3.1. Двигуни, що працюють на рідкому паливі

Хімічні реакції згоряння. Використання хімічних реакцій згоряння дозволить визначити кількість повітря, потрібного для згоряння палива, кількості свіжого заряду і продуктів згоряння. Для цього розглядають реакції згоряння кожного з компонентів, які входять до складу палива. Розрахунок виконують у кілограмах або в кіломолях вихідних та кінцевих продуктів реакцій, що припадають на 1 кг палива.

Нагадаємо, що кіломолем (кмоль), називається кількість речовини, маса якої у кілограмах чисельно дорівнює її молекулярній масі. Так, маса 1 кмоля H_2 дорівнює 2 кг, 1 кмоля C - 12 кг, 1 кмоля O_2 - 32 кг.

Реакція повного згоряння вуглецю



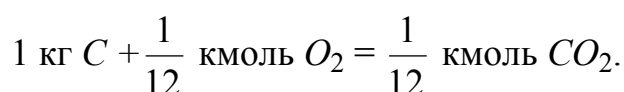
Виразимо це рівняння в кіломолях



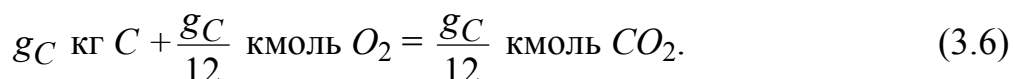
Наведемо вуглець у кілограмах



Для 1 кг вуглецю



Для g_C кг вуглецю, що міститься в 1 кг палива

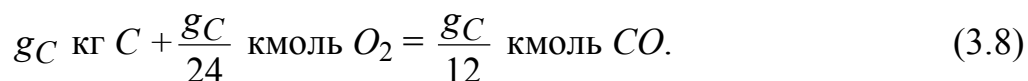


Із здобутого рівняння видно, що для повного згоряння g_C кг вуглецю потрібно $g_C/12$ кмоль кисню, а внаслідок згоряння утворюється $g_C/12$ кмоль диоксиду вуглецю.

Реакція неповного згоряння вуглецю (при недостатчі кисню) має вигляд



Міркуючи, як зазначено вище, дістаємо



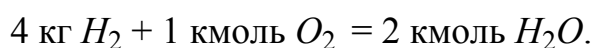
Реакцію згоряння водню запишемо таким чином



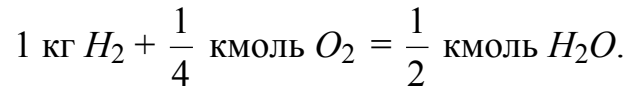
Наведемо це рівняння в кіломолях



Виразимо водень в кілограмах



Для 1 кг водню



Для g_H кг водню, що міститься в 1 кг палива

$$g_H \text{ кг } H_2 + \frac{g_H}{4} \text{ кмоль } O_2 = \frac{g_H}{2} \text{ кмоль } H_2O. \quad (3.10)$$

Кількість повітря, теоретично необхідного для згоряння одного кілограма палива. З рівнянь (3.8) і (3.10) можна визначити сумарну кількість кіломолей кисню, необхідну для повного згоряння g_C кг вуглецю і g_H водню, що міститься в 1 кг палива. Але в паливі може міститися й кисень O_2 , який візьме участь у згорянні. З урахуванням цього кількість кисню (у кіломолях), яка необхідна для повного згоряння 1 кг палива

$$L_{\text{кисн}} = \frac{g_C}{4} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32}, \quad (3.11)$$

де $\frac{g_O}{32}$ - кількість кисню, що міститься в 1 кг палива, кмоль.

Але в ДВЗ використовується не кисень, а атмосферне повітря, в якому міститься за об'ємом близько 21 % кисню. Тому для кількості повітря (у кіломолях), теоретично необхідної для повного згоряння 1 кг палива, рівняння (3.11) набуває вигляду

$$L_0 = \frac{L_{\text{кисн}}}{0,21} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_C}{4} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right). \quad (3.12)$$

Це рівняння можна записати й в масових одиницях (у кілограмах повітря, віднесених до кілограмів палива)

$$l_0 = \mu_{\text{пов}} L_0 = 28,95 L_0, \quad (3.13)$$

де $\mu_{\text{пов}} = 28,95$ - молярна маса повітря, кг/кмоль;

Коефіцієнт надміру повітря. Кількість повітря, що фактично бере участь у згорянні, може бути більша чи менша за теоретично необхідну для повного згоряння палива. Відношення кількості повітря, що фактично бере участь у згорянні, до кількості повітря, теоретично необхідної для повного згоряння палива, називається коефіцієнтом надміру повітря

$$\alpha = \frac{L}{L_0} = \frac{l}{l_0} = \frac{G_{\text{пов}}}{l_0 G_{\text{пал}}}, \quad (3.14)$$

де $G_{\text{пов}}$ - маса повітря, що бере участь у згорянні $G_{\text{пал}}$ кг палива.

Якщо $\alpha > 1$, то повітря більше, ніж теоретично необхідно для повного згоряння палива. Таку паливоповітряну суміш називають бідною. Якщо $\alpha < 1$, суміш називають багатую.

У циліндрах ДВЗ повне згоряння палива може відбуватися за умови $\alpha > 1$, через неоднорідність суміші повітря і палива. Але в ДВЗ з іскровим запалюванням швидкість згоряння і потужність найбільші, коли $\alpha < 1$, тобто при неповному згорянні палива, коли частина вуглецю відповідно до рівняння (3.8) окисляється в оксид вуглецю CO . Це істотний недолік таких ДВЗ, бо оксид вуглецю дуже токсичний. У дизеля на всіх режимах $\alpha > 1$.

Значення α при повній потужності: бензинові ДВЗ з іскровим запалюванням $\alpha = 0,85 \dots 0,95$; дизелі $\alpha = 1,2 \dots 1,7$.

Кількість свіжого заряду і продуктів згоряння. У бензинових двигунах свіжий заряд складається із суміші повітря і пари палива, що називається горючою сумішшю.

Кількість свіжого заряду M_1 , (у кіломолях), що припадає на 1 кг палива, у бензинових ДВЗ виражається формулою

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_{\text{пал}}}, \quad (3.15)$$

де $\mu_{\text{пал}}$ - середня молярна маса палива; $\frac{1}{\mu_{\text{пал}}}$ - кількість кіломолів пари в 1 кг палива.

У циліндри дизеля надходить повітря, тому $\frac{1}{\mu_{\text{пал}}} = 0$;

$$M_1 = \alpha L_0. \quad (3.16)$$

При повному згорянні рідкого палива (при $\alpha > 1$) утворюються диоксид вуглецю CO_2 і водяна пара H_2O . Крім того, в продуктах повного згоряння міститься азот N_2 і надлишковий кисень O_2 .

Кількість продуктів повного згоряння M_2 (у кіломолях), що утворюються з 1 кг палива, складає

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}. \quad (3.17)$$

З рівнянь (3.6), (3.10) дістаємо

$$M_{CO_2} = \frac{g_C}{12}; \quad M_{H_2O} = \frac{g_H}{2}.$$

Кількість азоту й кисню відповідно дорівнює

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0; \quad M_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1)L_0.$$

Підставивши ці залежності в рівняння (3.17), дістаємо

$$M_2 = \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{2} + 0,79 \alpha L_0 + 0,21 (\alpha - 1)L_0 = \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{2} + (\alpha - 21)L_0. \quad (3.18)$$

Підставивши в останній додаток рівняння (3.18) значення з рівняння (3.12), після перетворень маємо

$$M_2 = \frac{g_H}{4} + \frac{g_O}{32} + \alpha L_0. \quad (3.19)$$

При неповному згорянні рідкого палива (при $\alpha < 1$) утворюються диоксид вуглецю CO_2 , оксид вуглецю CO і водяна пара H_2O . У продуктах згоряння міститься також азот N_2 . Тоді кількість продуктів неповного згоряння 1 кг палива складає

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2}. \quad (3.20)$$

Приймаємо: φ - частка вуглецю, що згорів у CO ; $(1 - \varphi)$ - частка вуглецю, що згорів у CO_2 . Тоді з рівнянь (3.6) - (3.10) дістаємо

$$M_{CO_2} = \frac{g_C}{12} (1 - \varphi); \quad M_{CO} = \frac{g_C}{12} \varphi; \quad M_{H_2O} = \frac{g_H}{2}.$$

Кількість азоту (у кіломолях), що міститься у повітрі, віднесеного до 1 кг палива, складає

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0.$$

Підставивши ці залежності в рівняння (3.20), одержуємо

$$M_2 = \frac{g_C}{12} (1 - \varphi) + \frac{g_C}{12} \varphi + \frac{g_H}{2} + 0,79 \alpha L_0 = \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{2} + 0,79 \alpha L_0. \quad (3.21)$$

В табл. 3.3 наведено деякі показники свіжого заряду і продуктів згоряння рідких палив.

Змінювання об'єму при згорянні. Під час згоряння змінюється кількість кіломолярів у продуктах згоряння порівняно з кількістю кіломолярів у свіжому заряді. Ця зміна називається молекулярною зміною

$$\Delta M = M_2 - M_1. \quad (3.22)$$

Підставляючи в рівняння (3.22) рівняння (3.15), (3.16), (3.19), (3.21), дістаємо, що в бензинових ДВЗ з іскровим запалюванням при повному згорянні

$$\Delta M = \frac{g_H}{4} + \frac{g_O}{32} - \frac{1}{\mu_{\text{пал}}}. \quad (3.23)$$

при неповному згорянні

$$\Delta M = \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{2} - 0,21 \alpha L_0 - \frac{1}{\mu_{\text{пал}}}; \quad (3.24)$$

в дизелях

$$\Delta M = \frac{g_H}{4} + \frac{g_O}{32}. \quad (3.25)$$

3.3. Показники свіжого заряду і продуктів згоряння рідких палив

Параметри	Паливо	
	Бензин	Дизельне
Теплота згоряння паливоповітряної суміші $H_{\text{сум}}$ при $\alpha = 1,0$, кДж/кмоль (кДж/кг)	86000 (3800)	83900 (3660)
Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг палива: l_0 , кг/кг L_0 , кмоль/кг	14,96 0,516	14,45 0,496
Кількість продуктів згоряння M_2 при $\alpha = 1$, кмоль M_2 /кг пал	0,548	0,527
Примітка. $H_{\text{сум}} = \frac{H_u}{M_1}$		

Молекулярну зміну прийнято оцінювати хімічним і дійсним коефіцієнтами молекулярної зміни: хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}; \quad (3.26)$$

дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r}, \quad (3.27)$$

де M_r - кількість залишкових газів (у кіломолях), що припадає на 1 кг палива.

Кількість залишкових газів характеризують коефіцієнтом залишкових газів

$$\gamma = \frac{M_r}{M_1}. \quad (3.28)$$

З урахуванням цього коефіцієнта

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (3.29)$$

Для рідкого палива завжди $\mu_0 > 1$ і $\mu > 1$. Це означає, що в продуктах згоряння міститься більше кіломолів, ніж у свіжому заряді. Це позитивний фактор, оскільки в розширенні бере участь більший об'єм газів.

Для газових палив $\mu < 1$. Це одна з причин зниження потужності бензинового ДВЗ при переведенні його на газ. Значення μ для різних двигунів такі: бензинові ДВЗ-1,02...1,12; дизелі - 1,01...1,06; газові ДВЗ-0,92...0,98.

Теплоємність свіжого заряду і продуктів згоряння.

Розрізняють дійсну і середню молярні теплоємності.

Дійсна молярна теплоємність - це теплота, необхідна для підвищення температури одного кіломоля газу на черговий градус, а середня молярна теплоємність - теплота, необхідна для підвищення температури одного кіломоля газу на один градус в інтервалі температур $t_1 \dots t_2$. Теплоємності визначають при сталому об'ємі і при сталому тиску і позначають: μ_{cvT} - середня молярна теплоємність при сталому об'ємі, кДж/(кмоль · К); μ_{cpT} - середня молярна теплоємність при сталому тиску, кДж/(кмоль · К).

При тепловому розрахунку ДВЗ теплоємність свіжого заряду прирівнюється до теплоємності повітря. Теплоємність продуктів згоряння підраховується за звичайним рівнянням теплоємності суміші газів.

Значення середніх молярних теплоємностей повітря і газів, що входять до продуктів згоряння, обчислюються за формулами, наведеними в табл. 3.4, для двох інтервалів температур: 0...1500 °С і 1501...2800 °С.

Крім розглянутих, важливими характеристиками рідких палив, що впливають на робочий цикл та роботу паливної апаратури, є: випарність, щільність, стисливість, в'язкість, поверхневий натяг. Ці характеристики розглядаються у курсах фізики, хімії та експлуатаційних матеріалів.

3.4. Залежності середньої молярної теплоємності $\mu_{c_{vm}}$ повітря і газів від температури

Газ	$\mu_{c_{vm}}$, кДж/(кмоль·К) в інтервалах температур	
	$t = 0 \dots 1500^\circ\text{C}$	$t = 1501 \dots 2800^\circ\text{C}$
Повітря	$20,733 + 0,002554t$	$22,709 + 0,001298t$
Кисень O_2	$21,093 + 0,003391t$	$23,664 + 0,001591t$
Азот N_2	$20,637 + 0,002554t$	$22,374 + 0,001340t$
Окис вуглецю CO	$20,783 + 0,006377t$	$22,759 + 0,001424t$
Вуглекислий газ CO_2	$27,545 + 0,01386t$	$41,3405 + 0,002428t$
Водень H_2	$20,540 + 0,000921t$	$21,487 + 0,000628t$
Водяна пара H_2O	$24,953 + 0,005359t$	$26,670 + 0,004438t$

3.3.2. Двигуни з іскровим запалюванням, що працюють на газовому паливі

Хімічні реакції згоряння. Рівняння реакції згоряння кожного з компонентів газового палива $C_nH_mO_r$ можна дістати, виходячи з таких міркувань.

В молекулу вуглецю входить один атом C . Для згоряння одного кіломолю C потрібний як бачимо з рівняння (3.5) один кіломолю O_2 . Внаслідок утворюється один кіломолю CO_2 . Тому для згоряння n кілограмів вуглецю, який входить до рівняння $C_nH_mO_r$, потрібно n кіломолю O_2 і утворюється n кіломолю CO_2 .

В молекулу водню входять два атоми H . Тому H_m атомів водню, які входять в рівняння $C_nH_mO_r$ складають $m/2$ кіломолю водню.

З рівняння (3.9) визначаємо, що для згоряння одного кіломолю H_2 потрібно $1/2$ кмоль O_2 , в наслідок чого утворюється один кіломолю H_2O . Тоді для згоряння $m/2$ кіломолю водню потрібно $m/4$ кіломолю O_2 і утворюється $m/2$ кіломолю H_2O .

З урахуванням кисню O_2 , що міститься в даному газі, реакція згоряння компонентів газового палива виразиться рівнянням

$$\begin{aligned}
 & 1 \text{ кмоль } C_nH_mO_r + \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \text{ кмоль } O_2 = \\
 & = n \text{ кмоль } CO_2 + \frac{m}{2} \text{ кмоль } H_2O.
 \end{aligned}
 \tag{3.30}$$

Кількість повітря, теоретично необхідного для повного згоряння 1 кіломоля газового палива обчислюється (у кіломолях) з рівняння (3.30) і дорівнює, кмоль пов / кмоль пал.

$$L_0^\Gamma = \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right). \quad (3.31)$$

Коефіцієнт надміру повітря

$$\alpha_\Gamma = \frac{V_{\text{пов}}}{V_\Gamma L_0^\Gamma}, \quad (3.32)$$

де $V_{\text{пов}}$ - дійсна кількість повітря, що надійшла у двигун, м³/год; V_Γ - витрата газу, м³/год; L_0^Γ - теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 м³ газу, м³/м³.

Кількість свіжого заряду (у кіломолях, віднесених до кіломоля газового палива). **Горюча** суміш складається з 1 кіломоля газу і αL_0^Γ кіломоля повітря:

$$M_1 = 1 + \alpha_\Gamma L_0^\Gamma. \quad (3.33)$$

Кількість свіжого заряду для зріджених газових палив (у кіломолях, віднесених до кіломоля газового палива)

Зріджене нафтове газове паливо є сумішшю пропану C_3H_8 і бутану C_4H_{10} з незначними домішками інших газів, в основному етану C_2H_6 . Тому можна вважати, що в свіжому заряді, коли ДВЗ працює на зрідженому газовому паливі, містяться C_3H_8 , C_4H_{10} , C_2H_6 і повітря. Приблизний елементарний склад зрідження газових палив марки ПБА і ПА дано в табл. 3.5.

3.5. Елементарний склад паливних газів

Елементарний склад	Паливний газ		
	Зріджений		Природний
	ПБА	ПА	
Пропан C_3H_8	0,56	0,92	-
Бутан C_4H_{10}	0,43	0,07	-
Етан C_2H_6	0,01	0,01	-
Метан CH_4	-	-	0,95
Азот N_2	-	-	0,04
Вуглекислий газ CO_2	-	-	0,01

Кількість свіжого заряду для зріджених газів виражають рівнянням

$$M_1 = M_{C_3H_8} + M_{C_4H_{10}} + M_{C_2H_6} + \alpha_T L_0^{\Gamma}, \quad (3.34)$$

де $M_{C_3H_8} = 0,56$ (газ ПБА) або $0,92$ (газ ПА); $M_{C_4H_{10}} = 0,43$ (газ ПБА) або $0,07$ (газ ПА); $M_{C_2H_6} = 0,01$ (газ ПБА і ПА)

Середня молярна теплоємність горючої суміші нафтового газу з повітрям (у кДж/(кмоль·К))

$$\begin{aligned} \mu_{\nu m} = \frac{1}{M_1} & \left(M_{C_3H_8} \mu_{\nu m C_3H_8} + M_{C_4H_{10}} \mu_{\nu m C_4H_{10}} + \right. \\ & \left. + M_{C_2H_6} \mu_{\nu m C_2H_6} + \alpha_T L_0^{\Gamma} \mu_{\nu \text{пов}} \right) \end{aligned} \quad (3.35)$$

Формули для розрахунку середніх молярних теплоємностей газів-компонентів, що входять до рівняння (3.35), наведено в табл. 3.4 і 3.6.

3.6. Залежності молярних теплоємностей газів від температури

Газ	$\mu_{\nu m}$, кДж/(кмоль·К), в інтервалі температур $t = 0 \dots 1200$ °С
Етан C_2H_6	$41,246 + 0,079640t$
Пропан C_3H_8	$60,043 + 0,113828t$
Бутан C_4H_{10}	$67,000 + 0,119200t$
Метан CH_4	$26,314 + 0,026000t$

Кількість свіжого заряду з природного газу і повітря (у кіломолях, віднесених до кіломоля газового палива)

До складу природного газу входять в основному метан CH_4 , є в ньому домішки негорючих газів N_2 і CO_2 . Елементарний склад дано в табл. 3.5.

Кількість свіжого заряду з природного газу і повітря виражають рівнянням

$$M_1 = M_{CH_4} + M_{CO_2} + M_{N_2} + \alpha_T L_0^{\Gamma}. \quad (3.36)$$

Середня молярна теплоємність горючої суміші природного газу з повітрям (кДж/(кмоль·К))

$$\mu c'_{vm} = \frac{1}{M_1} \left(M_{CH_4} \mu c_{vmCH_4} + M_{CO_2} \mu c_{vmCO_2} + M'_{N_2} \mu c_{vmN_2} + \alpha_{\Gamma} L_0^{\Gamma} \mu c_{vmпов} \right) \quad (3.37)$$

Формули для розрахунку середніх молярних теплоємкостей газів-компонентів, що входять до рівняння (3.37), подано в табл. 3.4 і 3.6.

Склад і кількість продуктів згоряння газового палива. У продуктах повного згоряння газового палива містяться диоксид вуглецю CO_2 , водяна пара H_2O , кисень O_2 і азот N_2 .

З рівняння згоряння (3.30) дістаємо (у кіломолях, віднесених до кіломоля газового палива)

$$M_{CO_2} = \sum n M_{C_n H_m O_r}; \quad M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} M_{C_n H_m O_r}.$$

Кількість кисню O_2 й азоту N_2 , що надійшли з повітрям, обчислюємо за формулами

$$M_{O_2} = 0,21 (\alpha_{\Gamma} - 1) L_0^{\Gamma}; \quad M_{N_2} = 0,79 \alpha_{\Gamma} L_0^{\Gamma} + M'_{N_2},$$

де M'_{N_2} - кількість N_2 , яке міститься в газовому паливі.

Загальна кількість продуктів згоряння газового палива (у кіломолях, віднесених до кіломоля газового палива)

$$M_2 = \sum \left(n + \frac{m}{4} \right) M_{C_n H_m O_r} + M'_{N_2} + (\alpha_{\Gamma} - 0,21) L_0^{\Gamma}. \quad (3.38)$$

Хімічний і дійсний коефіцієнта молекулярної зміна, обчислюються за формулами (3.26) і (3.29).

3.3.3. Газодизелі

Коефіцієнти надміру повітря. У газодизелях розглядаються два коефіцієнти надміру повітря: в газоповітряній суміші в процесі стиску α_{Γ} по рівнянню (3.32), і в суміші повітря, газу і рідкого палива в процесі згоряння $\alpha_{\Gamma p}$ по рівнянню

$$\alpha_{\text{Гр}} = \frac{V_{\text{пов}}}{V_{\text{Г}} L_0^{\text{Г}} + 22,4 G_{\text{пал}} L_0} = \frac{\alpha_{\text{Г}}}{1 + 22,4 L_0 / V_{\text{Г}} L_0^{\text{Г}}}, \quad (3.39)$$

де $V_{\text{пов}}$, $V_{\text{Г}}$, $L_0^{\text{Г}}$ мають ті ж значення, що і у залежності (3.32); $G_{\text{пал}}$ - витрата рідкого палива, кг/год; L_0 - теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг рідкого палива, кмоль/кг.

Множення на 22,4 у знаменнику рівняння (3.39) потрібне для переведення L_0 з мольних (кмоль/кг) у об'ємні (м³/кг) одиниці.

Оскільки теплота згоряння газу і рідкого палива різна, то в розрахунках зручніше розглядати не їхню масу або об'єм, а кількість теплоти, що міститься у витрачуваному газі й рідкому паливі. Відношення між кількостями теплоти, що вносяться газовим й рідким паливами, визначається як частка q теплоти, що вноситься рідким паливом, від загальної кількості теплоти, яка бере участь у згорянні

$$q = \frac{H_u G_{\text{пал}}}{Q_u V_{\text{Г}} + H_u G_{\text{пал}}}, \quad (3.40)$$

де H_u , Q_u - нижча теплота згоряння 1 кг рідкого і 1 м³ газового палива, відповідно кДж/кг і кДж/м³.

З рівняння (3.40) дістаємо, кг/год

$$G_{\text{пал}} = \frac{Q_u V_{\text{Г}}}{H_u} \cdot \frac{q}{1 - q}. \quad (3.41)$$

Підставивши рівняння (3.41) в рівняння (3.39), маємо

$$\alpha_{\text{Гд}} = \frac{\alpha_{\text{Г}}}{1 + \frac{22,4 Q_u L_0}{H_u L_0^{\text{Г}}} \cdot \frac{q}{1 - q}}. \quad (3.42)$$

Значення H_u , Q_u наведені в табл. 3.1, 3.2. Газодизелі працюють на природному газі на номінальній потужності і в межах зовнішньої швидкісної характеристики при $\alpha_{\text{Гр}} = 1,6 \dots 2,0$. Розраховуючи згоряння в газодизелі, треба враховувати згоряння газового і рідкого палива, обчислюючи $L_0^{\text{Г}}$, L_0 за формулами (3.31), (3.12).

Маса рідкого палива (у кілограмах), що припадає на 1 кіломоль газового палива

$$g_{\text{пал}} = \frac{G_{\text{пал}}}{V_{\text{Г}} / 22,4}. \quad (3.43)$$

Підставивши рівняння (3.41) в рівняння (3.43) дістанемо

$$g_{\text{пал}} = \frac{22,4Q_u}{H_u} \cdot \frac{q}{1-q}. \quad (3.44)$$

Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння суміші газового і рідкого палива (**у кіломолях, віднесених до кіломолів суміші палива**)

$$L_0^{\Gamma p} = L_0^{\Gamma} + g_{\text{пал}} L_0. \quad (3.45)$$

*Кількість свіжого заряду (газоповітряної суміші), що вводиться в газодизель у процесі впуску (**у кіломолях, віднесених до кіломолів газового палива**) дорівнює*

$$M_1 = \alpha_{\Gamma} L_0^{\Gamma} + 1 \quad (3.46)$$

Підставивши у рівняння (3.46) замість кіломоля природного газу суму газів-компонентів (у кіломолях), що входять до нього, дістанемо

$$M_1 = \alpha_{\Gamma} L_0^{\Gamma} + M_{CH_4} + M_{CO_2} + M_{N_2}. \quad (3.47)$$

Середня молярна теплоємність горючої суміші природного газу з повітрям обчислюється за формулою (3.37).

Кількість продуктів згоряння суміші газового і рідкого палив, одержуємо ана з рівнянь (3.18), (3.38) з урахуванням рівняння (3.43). В них містяться CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 .

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \quad (3.48)$$

де складові рівняння записані у кіломолях відповідного компонента продуктів згоряння, віднесених до кіломолів газового палива з домішкою рідкого палива

$$M_{CO_2} = \sum n M_{C_n H_m O_r} + g_{\text{пал}} \frac{g_C}{12};$$

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} M_{C_n H_m O_r} + g_{\text{пал}} \frac{g_H}{2};$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha_{\Gamma} - 1)L_0^{\Gamma} - 0,21g_{\text{пал}}L_0;$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha_{\Gamma}L_0^{\Gamma} + M_{N_2}.$$

Хімічний і дійсний коефіцієнти молекулярної зміни обчислюються за формулами (3.26), (3.29).

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Що називається робочим тілом в ДВЗ. Назвіть склад робочого тіла в дизелі і карбюраторному двигуні при різних процесах циклу.
2. Запишіть рівняння для згоряння вуглецю і водню при $\alpha \geq 1$ і $\alpha < 1$.
3. Наведіть залежності для визначення теоретично необхідної кількості повітря для згоряння одного кілограма рідкого палива.
4. Що називається коефіцієнтом надміру повітря? Яке згоряння називають повним, неповним? Як характеризуються суміші залежно від α ?
5. Як розраховується кількість горючої суміші для дизелів, карбюраторних і газових двигунів?
6. Із яких компонентів складаються продукти повного і неповного згоряння?
7. Як змінюється об'єм суміші при згорянні рідкого і газового палива? Що характеризує коефіцієнт молекулярної зміни?
8. Що називається теплотою згоряння палива? Який зв'язок існує між вищою і нижчою теплотою згоряння? Що таке активна теплота згоряння?
9. Як визначається середня молярна теплоємність свіжого заряду, продуктів згоряння?

4. ДІЙСНІ ЦИКЛИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

4.1. Загальні відомості про дійсні цикли ДВЗ

Дійсні цикли ДВЗ складаються з реальних процесів, які відбуваються в циліндрі двигуна. Основні особливості дійсних циклів: теплота підводиться спалюванням паливоповітряної суміші в надпоршневому просторі; після кожного циклу відбувається заміна робочого тіла; стискання і розширення відбуваються за політропою, тобто при наявності теплообміну із зовнішнім середовищем; під час розширення догоряє паливо; теплоємність і хімічний склад газів змінні; є гідравлічні втрати під час руху газів.

У зв'язку з цим ККД дійсного циклу менший за термічний ККД η_t .

Дійсні цикли зображують за допомогою індикаторних діаграм у координатах $p - V$ або $p - \varphi$, де φ - кут повороту колінчастого вала. Останню діаграму називають розгорнутою індикаторною. Індикаторні діаграми одержують експериментальне, записуючи зміни тиску в циліндрі ДВЗ за допомогою спеціальних самописних приладів, або розрахунком. В

останньому випадку виконують тепловий розрахунок ДВЗ, внаслідок чого знаходять значення тиску і температури газів у характерних точках циклу, на основі яких будують діаграму циклу. На рис. 4.1 в координатах $p - V$ тонкими лініями зображено діаграму циклу чотиритактного бензинового або газового ДВЗ, побудовану за розрахунковими значеннями тиску газу в характерних точках a, c, z, b, r . Такий цикл називається розрахунковим. У ньому не враховується вплив випередження і запізнення відкриття і закриття впускних і випускних клапанів, випередження запалювання або впорскування палива та вплив швидкості зміни тиску газів під час згоряння. Після врахування названих факторів шляхом відповідної корекції діаграма розрахункового циклу наближається до індикаторної діаграми дійсного циклу, яка показана на рис. 4.1 товстою лінією. На цій діаграмі точки 1, 2 відповідають відкриттю і закриттю впускного, а точки 3, 4 - відкриттю і закриттю випускного клапанів. На ділянці 1 - 4 відображено так зване перекриття клапанів, коли одночасно відкриті впускний і випускний клапани. Точками c' і c''' позначені початок і кінець згоряння.

На ділянці 1 - r - 4 - a - 2 впускається свіжий заряд. У бензинових карбюраторних і газових ДВЗ і в ДВЗ з впорскуванням легкого палива у

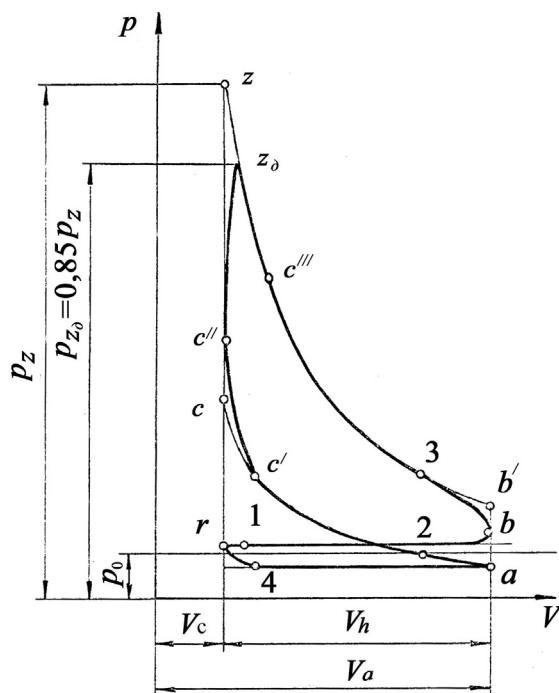


Рис. 4.1. Індикаторна діаграма дійсного циклу чотиритактного бензинового ДВЗ з іскровим запалюванням

впускний колектор в циліндри двигуна надходить суміш повітря з паливом або газом - горюча суміш. У циліндрах до неї домішуються залишкові гази від попереднього робочого циклу, внаслідок чого утворюється робоча суміш. У ДВЗ з впорскуванням легкого палива безпосередньо в циліндр у ньому також утворюється робоча суміш. На ділянці $a - 2 - c' - c''$ стискується робоча суміш. На ділянці $a - 2 - c'$ цей процес політропний. У точці c' робоча суміш запалюється від електричної іскри і тиск починає швидко підвищуватися до точки c'' .

В розрахунковому циклі згоряння закінчується в точці z і в цей точці тиск продуктів згоряння досягає найбільшого значення p_z .

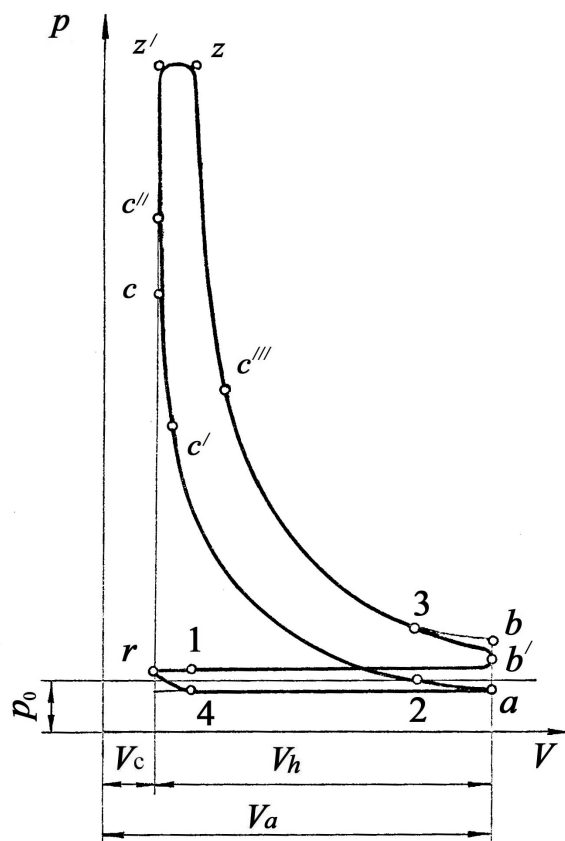


Рис. 4.2. Індикаторна діаграма дійсного циклу чотиритактного дизеля без наддуву

Але в дійсному циклі тиск газів не досягає розрахункового значення p_z , оскільки швидкість згоряння робочої суміші скінчена і за період її згоряння поршень встигає переміститися від в.м.т. до точки c''' ; тому об'єм надпоршневого простору збільшується. Фактичний максимальний тиск при згорянні приймається рівним

$$p_{z_d} = 0,85 p_z. \quad (4.1)$$

Тому згоряння в дійсному циклі відбувається на ділянці $c - c'' - z_d - c'''$, причому на ділянці $z_d - c'''$ має місце так зване догоряння, яке помітно не впливає на тиск газів.

На ділянці $z_d - c''' - 3 - b'$ відбувається розширення продуктів згоряння, на ділянці

$z_d - c''' - 3$ воно політропне. Після початку відкривання випускного клапана (точка 3) тиск в циліндрі швидко спадає. На ділянці $3 - b' - r - 4$ - випускаються відпрацьовані гази. Процеси впуску свіжою заряду і випуску відпрацьованих газів називаються процесами газообміну.

На рис. 4.2 показані суміщені діаграми розрахункового і дійсного циклів чотиритактного дизеля або газодизеля.

У циліндрі дизеля під час впуску надходить повітря (у газодизелі змішане з газом). Там до нього домішуються залишкові гази, але частка їх відносно повітря незначна. У точці c' самозаймається паливо, впорскнуте через форсунку. У цей час температура повітря у циліндрі на 150...250 К вища від температури самозаймання палива. На індикаторній діаграмі можна виділити такі характерні ділянки: $1 - r - 4 - a - 2$ - впуск повітря; $a - 2 - c'$ - стискування робочої суміші за політропою; $c' - c - c'' - z' - z - c'''$ - згоряння палива за циклом із змішаним підведенням теплоти; $z - c''' - 3 - b'$ - розширення (до точки 3 політропне), а потім швидке спадання тиску в циліндрі, $3 - b' - 1 - r - 4$ - випускання відпрацьованих газів.

Швидкість згоряння в дизелях у 2-3 рази вища, ніж у бензинових двигунах, а ступінь підвищення тиску під час згоряння менший. Тому лінію $c'' - z'$ на ділянці підведення теплоти при $V = \text{const}$ на діаграмі дійсного циклу проводять вертикально, а лінію $z' - z$ на ділянці підведення теплоти при $p = \text{const}$ - горизонтально. На індикаторній діаграмі краю ділянки $z' - z$ округляють. Порівняно з бензиновим двигуном в дизелі і газодизелі процес згоряння закінчується значно дальше від в.м.т. (точка c''').

На рис. 4.1, 4.2 показано індикаторні діаграми ДВЗ без наддуву. Індикаторні діаграми ДВЗ з наддувом відрізняються від них проходженням ділянок впуску і випуску. Це пов'язано з тим, що свіжий заряд подається в циліндри ДВЗ під надлишковим тиском, а в ДВЗ з газотурбінним наддувом, крім того, підвищується тиск у випускній системі у зв'язку з опором рухові відпрацьованих газів, що його створює турбіна.

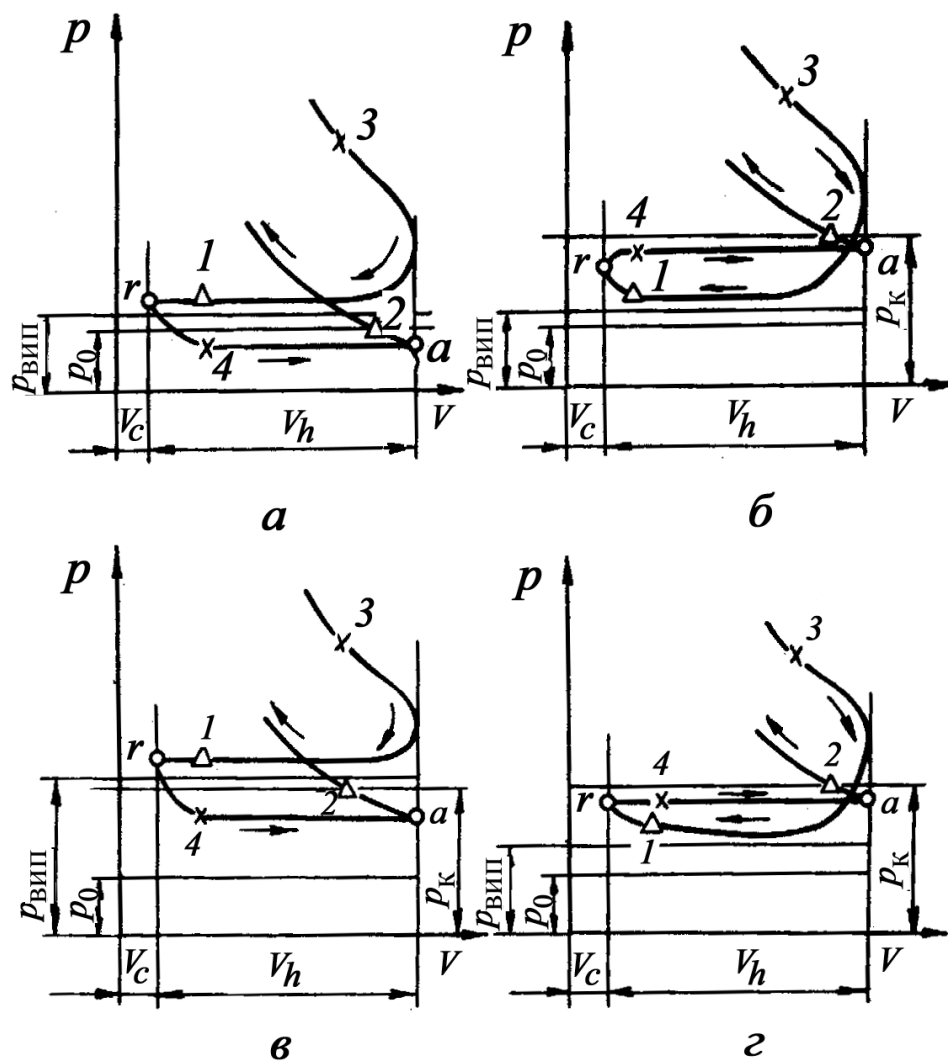


Рис. 4.3. Діаграми газообміну чотиритактних ДВЗ:
 а - без наддуву; б - з наддувом від привідного нагнітача;
 в - з газотурбінним наддувом при $p_k < p_{\text{вип}}$;
 г - з газотурбінним наддувом при $p_k > p_{\text{вип}}$

На ділянку газообміну (процеси впуску і випуску) великий вплив має тиск $p_{\text{вип}}$ у випускній системі. На рис. 4.3 показано діаграми газообміну чотиритактних ДВЗ без наддуву (рис. 4.3, а), та з різними способами наддуву (рис. 4.3, б-г). При наддуві за допомогою приводного нагнітача (рис. 4.3, б) тиск $p_{\text{вип}}$ такий самий як у ДВЗ без наддуву. Тому тиск на лінії впуску r - а вищий, ніж на лінії випуску, але трохи нижчий від тиску наддуву p_K через опір на впускних клапанах.

При газотурбінному наддуві (рис. 4.3, в, г) тиск $p_{\text{вип}}$ може бути більшим чи меншим від тиску наддуву p_K . Якщо $p_K < p_{\text{вип}}$ (в), то лінія впуску проходить нижче від лінії випуску, але вище від лінії атмосферного тиску p_0 . Якщо $p_K > p_{\text{вип}}$ (г), то лінія впуску проходить вище від лінії випуску.

Розглянемо детальніше кожний з процесів дійсного робочого циклу поршневого ДВЗ.

4.2. Процес впуску

4.2.1. Особливості процесу впуску

У процесі впуску тиск у циліндрі ДВЗ не сталий. У зв'язку із зміною швидкості поршня під час його руху від в.м.т. до н.м.т. тиск спочатку зменшується, а потім трохи зростає (рис. 4.4)

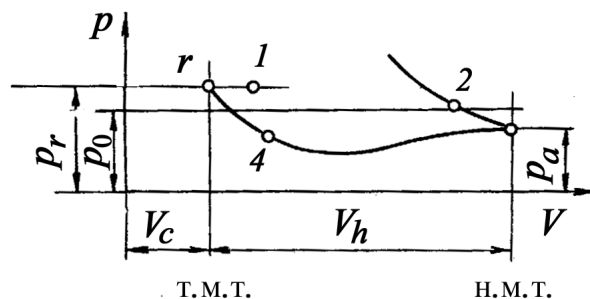


Рис. 4.4. Процес впуску в чотиритактному ДВЗ

Впускний клапан починає відкриватися, коли поршень не дійшов до в.м.т. на $10...20^\circ$ повороту колінчастого вала (п.к.в.) (точка 1), а випускний клапан закривається через $15...30^\circ$ п.к.в. після в.м.т. (точка 4). Тому протягом деякого часу обидва клапани відкриті (перекриття клапанів). Свіжий заряд може поступати в циліндр, коли тиск в ньому стане меншим від тиску p_0

навколишнього середовища. Але під час руху відпрацьованих газів через випускний клапан вони виявляють ежектуючу дію, внаслідок якої під впускним клапаном утворюється розрідження і свіжий заряд починає надходити одночасно з видаленням відпрацьованих газів. Закривається впускний клапан із запізненням, коли поршень переміститься на $50...70^\circ$ п.к.в. від н.м.т. Тиск у циліндрі в цей час підвищується приблизно до тиску p_0 (точка 2), внаслідок чого циліндр дозаряджається свіжим зарядом.

Коли виконують тепловий розрахунок за методом проф. В. І. Гриневецького, приймають, що процес впуску закінчується в точці a й тиск у процесі впуску сталий і дорівнює p_a .

4.2.2. Параметри процесу впуску

Процес впуску характеризується значенням параметрів стану робочого тіла в точці a діаграми (рис. 4.4), а також узагальненими параметрами: коефіцієнтом наповнення η_v та коефіцієнтом залишкових газів γ .

Тиск в циліндрі в кінці впуску p_a можна визначити, якщо відомі втрати тиску Δp_a у впускній системі.

З діаграми на рис. 4.4 випливає, що

$$p_a = p_0 - \Delta p_a. \quad (4.2)$$

Значення Δp_a може бути визначено з рівняння Бернуллі:

$$\Delta p_a = \left(\beta^2 + \xi_{вп} \right) \frac{\omega_{кл}^2}{2} \rho_0 \quad (4.3)$$

де β - коефіцієнт згасання швидкості свіжого заряду в розглядуваному перерізі; $\xi_{вп}$ - коефіцієнт гідравлічного опору впускної системи, віднесений до найвужчого її перерізу, $\omega_{кл}$ - середня швидкість руху заряду в прохідному перерізі клапана, $\omega_{кл} = 50 \dots 130$ м/с.

Для сучасних автомобільних ДВЗ

$$\beta^2 + \xi_{вп} = 2,6 \dots 4,0.$$

Чим швидкохідніші ДВЗ, тим більше ця сума і менше значення тиску p_a .

Коефіцієнтом наповнення η_v оцінюється досконалість процесу впуску. Він дорівнює відношенню кількості $M_{с.з}$ (у кіломолях) або маси $G_{с.з}$ (у кілограмах) свіжого заряду, який дійсно поступив у циліндр, до тієї кількості M_h (у кіломолях) або маси G_h (у кілограмах) заряду, яка могла б розміститися у робочому об'ємі V_h циліндра за даних умов на впуску, тобто для ДВЗ без наддуву при тиску p_0 і температурі T_0 навколишнього середовища. Останній заряд називають теоретичним або потенціальним

$$\eta_v = \frac{M_{с.з}}{M_h} = \frac{G_{с.з}}{G_h} = \frac{G_{с.з}}{V_h \rho_0}, \quad (4.4)$$

де ρ_0 - густина свіжого заряду, кг/м³.

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R_{\text{пов}} T_0},$$

де $R_{\text{пов}} = 286$ Дж/(кг·К) - газова стала повітря.

Потенціальний заряд, кмоль

$$M_h = \frac{p_0 V_h}{R T_0}, \quad (4.5)$$

де $R = 8316$ Дж/(кмоль·К) – універсальна газова стала.

На процес впуску головним чином впливають: гідравлічний опір впускної системи, від якого залежить тиск у кінці впуску p_a ; підігрів свіжого заряду ΔT , наявність у циліндрі залишкових газів M_r з параметрами p_r , T_r . Вплив кожного з перелічених факторів на процес впуску можна з'ясувати лише при окремому їх розгляді.

Підігрів свіжого заряду ΔT . Свіжий заряд під час руху впускною системою і в середині циліндра контактує з нагрітими стінками, температура його збільшується на $\Delta T_{\text{ст}}$. Крім того, температура заряду збільшується внаслідок перетворення його кінетичної енергії в теплоту на $\Delta T_{\text{кін}}$ під час втрати швидкості руху після попадання в циліндр. У карбюраторному двигуні, у якому свіжий заряд містить в собі і рідке паливо, частина теплоти підігріву витрачається на його випаровування ($\Delta T_{\text{вип}}$) Для дизелів і газових ДВЗ $\Delta T_{\text{вип}} = 0$. Отже, сумарна температура підігріву заряду

$$\Delta T = \Delta T_{\text{ст}} + \Delta T_{\text{кін}} - \Delta T_{\text{вип}}. \quad (4.6)$$

Навіть для карбюраторного двигуна підігрів заряду корисний лише в певних межах, вихід за які приводить до зниження наповнення циліндрів.

Підрахуванню ΔT заважає відсутність надійних даних для вибору коефіцієнта тепловіддачі, середніх температур поверхні впускної системи і складність визначення долі випареного палива. Тому при тепловому розрахунку двигуна температуру ΔT приймають, використовуючи наявні експериментальні дані і результати непрямих обчислювань.

Залишкові гази. Це продукти згорання, що залишаються в кінці впуску в циліндрі і займають об'єм $V_r = V_c$ з параметрами p_r , T_r . Кількість залишкових газів визначається за допомогою рівняння стану (у кіломолях)

$$M_{\text{з.г}} = \frac{p_r V_c}{R T_r}. \quad (4.7)$$

Температура залишкових газів T_r залежить від складу суміші, що характеризується параметром α ; ступеня розширення продуктів згоряння в такті розширення, тепловіддачі при згорянні і розширенні, розмірів циліндра, інтенсивності охолодження тощо. Чим більший вплив цих факторів, тим T_r менша.

На тиск залишкових газів p_r , в основному, впливає частота обертання колінчастого валу. Чим вона вище, тим більше дроселювання відпрацьованих газів у випускному клапані, більший опір у випускній системі, вище значення p_r .

Для визначення значень p_r , T_r запропоновано декілька емпіричних залежностей. Але надійність їх недостатня, і при розрахунках значення p_r , T_r вибираються за даними двигунів-прототипів.

Для оцінки кількості залишкових газів в циліндрі, коли поршень знаходиться у в.м.т., застосовується введений раніше (рівняння (3.28)) узагальнений параметр - коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma = \frac{M_r}{M_1} = \frac{M_{з.г.}}{M_{с.з.}}. \quad (4.8)$$

Після підстановки в залежність (4.8) значень $M_{з.г.}$, $M_{с.з.}$ з рівнянь (4.4), (4.7) і нескладних перетворень одержуємо такий вираз для γ :

$$\gamma = \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v} \frac{p_r T_0}{p_0 T_r}. \quad (4.9)$$

Аналіз рівняння (4.9) свідчить, що при збільшенні ступеня стиску ε , коефіцієнта наповнення η_v і температури залишкових газів T_r , значення коефіцієнта γ зменшується, а при збільшенні тиску p_r - збільшується.

Температура кінця впуску T_a . В ДВЗ розглянуті вище фактори впливають на процес впуску одночасно. Тому в кінці впуску справедливе таке співвідношення температур: $T_0 < T_a < T_r$.

Розрахункова залежність для температури в кінці впуску вводиться з балансу теплоти. При цьому діють припущення:

1. Процес впуску відбувається від в.м.т. до н.м.т. при усталеному значенні тиску p_a .
2. Теплоємності свіжого заряду, робочої суміші і залишкових газів в кінці впуску однакові; у відношенні до залишкових газів це припустимо, маючи на увазі їх невелику кількість.
3. Забруднення свіжого заряду відпрацьованими газами не приймається до уваги.

Тоді рівняння балансу теплоти в процесі впуску матиме вигляд

$$(M_{с.з} + M_{з.г}) \mu_{ср} T_a = M_{с.з} \mu'_{ср} (T_0 + \Delta T) + M_{з.г} \mu''_{ср} T_r ,$$

де $\mu_{ср} = \mu'_{ср} = \mu''_{ср}$ - середні молярні теплоємності робочої суміші, свіжого заряду і залишкових газів.

Після ділення рівняння на $M_{з.г}$ і нескладних перетворень маємо

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} . \quad (4.10)$$

У залежності (4.10) видно, що на температуру T_a головним чином впливають температура навколишнього середовища, підігрів заряду і температура залишкових газів.

Залежність для розрахунку η_v . За вихідну залежність для η_v приймаємо характеристичне рівняння для кінця впуску

$$M_{с.з} + M_{з.г} = \frac{p_a V_a}{RT_a} ,$$

або

$$M_{с.з} (1 + \gamma) = \frac{p_a V_a}{RT_a} . \quad (4.11)$$

З рівняння (4.4) враховуючи, рівняння (4.5) і (4.11), отримуємо

$$\eta_v = \frac{M_{с.з}}{M_h} = \frac{p_a V_a}{RT_a} \cdot \frac{RT_0}{V_h p_0 (1 + \gamma)} .$$

З урахуванням рівняння (4.10) і приймаючи до уваги, що

$$\frac{V_a}{V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} ,$$

після нескладних перетворень маємо

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{p_0 (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_a T_0}{(T_0 + \Delta T + \gamma T_r)} . \quad (4.12)$$

Особливості розрахунку процесу впуску при наддуві.

В ДВЗ з наддувом умови на впуску характеризуються тиском p_K і температурою T_K після компресора або охолодника наддувочного повітря, який застосовується з метою збільшення свіжого заряду. Тому

$$\eta_v = \frac{G_{с.з}(p_K)}{G_h(p_K)} = \frac{G_{с.з} \rho_K}{V_h \rho_K},$$

де $G_{с.з}(p_K)$, $G_h(p_K)$ - маса свіжого і потенціального зарядів, визначена при густині ρ_K , кг; ρ_K - густина свіжого заряду при параметрах p_K і T_K (або $T_K^/$), кг/м³.

З наведеного рівняння видно, що коефіцієнт наповнення η_v не залежить від густини свіжого заряду ρ_K , оскільки ρ_K однаково впливає на $G_{с.з}$ і G_h . Тому шляхом наддуву не можна значно збільшити коефіцієнт η_v . Для розрахунку параметрів процесу впуску при наддуві у одержаних раніше залежностях (4.2), (4.5), (4.9), (4.11) значення тиску і температури навколишнього середовища p_0, T_0 змінюються на тиск і температуру після компресора або охолодника, а саме на p_K і T_K (або $T_K^/$). При визначенні ΔT ураховують підвищення температури свіжого заряду в компресорі ΔT_K і зниження її в охолоднику наддувочного повітря $\Delta T_{охол}$. Отже,

$$\Delta T = \Delta T_K - \Delta T_{охол} + \Delta T_{ст} + \Delta T_{кін}, \quad (4.13)$$

де

$$\Delta T_K = T_0 \left[\pi_K^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right];$$

m - показник політропи стиску у компресорі, $m = 1,45, \dots, 1,8$.

Як бачимо, показник політропи m має більше значення, ніж показник адіабати $k = 1,41$, що пов'язано з додатковим підігрівом заряду при терті його об колесо компресора.

При встановленні раціонального значення $\Delta T_{охол}$ приймається до уваги тип охолодника, його конструкція, допустимі маса і вартість та ін. Звичайно при розрахунках приймається надлишок температури після охолодника над T_0 на 25...50 К. Тоді

$$\Delta T_{охол} = T_K - T_{охол} = T_K - (T_0 + \Delta T_0), \quad (4.14)$$

де $\Delta T_0 = (25...50)$ К- надлишок температури на виході з охолодника над температурою навколишнього середовища.

Числові значення параметрів газообміну у сучасних автомобільних двигунів наведено у табл. 4.1 [1; 2; 5].

Викладена методика розрахунку процесу впуску є спрощеною. Кінцеві результати при її використанні в значній мірі залежать від суб'єктивного вибору вихідних параметрів і коефіцієнтів. Крім того, в її залежності в явній формі не входять конструктивні і режимні параметри. Запобігти відміченого суб'єктивізму і одержати більш надійні значення параметрів впуску дозволяють уточнені методи розрахунку, наведені в науковій і учбовій літературі [4...6].

4.1.Значення параметрів газообміну

Параметр	Двигуни з іскровим запалюванням	
	карбюраторні	Газові
Тиск кінця впуску p_r , МПа	0,102...0,120	0,102...0,120
Температура кінця впуску T_r , К	900...1000	750...950
Коефіцієнт залишкових газів γ	0,06...0,08	0,06...0,08
Тиск кінця впуску p_a , МПа	0,08...0,09	0,08...0,09
Температура кінця впуску T_a , К	320...380	350...400
Підігрів заряду ΔT , К	0...25	0...20
Коефіцієнт наповнення η_v	0,75...0,8	0,75...0,8

Продовження таблиці 4.1

Параметр	Дизелі		
	Чотиритактні		Двотактні з прямоточним клапанно- щілинним продувом
	без наддуву	з наддувом*	
Тиск кінця впуску p_r , МПа	0,105...0,125	$(0,8...0,95) p_K$	0,105...0,120
Температура кінця впуску T_r , К	600...900	600...900	600...900
Коефіцієнт залишкових газів γ	0,03...0,06	0,03...0,06	0,04...0,10
Тиск кінця впуску p_a , МПа	0,08...0,09	$(0,09...0,96) p_K$	$(0,85...1,05) p_K$
Температура кінця впуску T_a , К	310...350	320...400	320...400
Підігрів заряду ΔT , К	20...40	0...10	5...10
Коефіцієнт наповнення η_v	0,8...0,9	0,8...0,95	0,75**...0,85

* З тиском наддуву $p_K \leq 0,2$ МПа і без проміжного охолодження повітря.

** Значення, віднесені до повного об'єму циліндра.

4.2.3. Вплив різних факторів на коефіцієнт наповнення

Вплив конструктивних параметрів на η_v . Аналіз залежності (4.12) свідчить, що на коефіцієнт наповнення η_v головним чином впливають підігрів заряду, тиснення в кінці впуску, параметри залишкових газів p_r , T_r .

Ступінь стиску ε мало впливає на коефіцієнт наповнення. Відношення $\varepsilon/(\varepsilon-1)$, що входить до рівняння, зменшується із збільшенням ступеня стиску ε . Але одночасно з цим зменшується коефіцієнт залишкових газів γ , оскільки стає меншим об'єм камери згоряння.

Не впливають помітно на η_v можливий рівень зміни тиску і температури на впуску (p_0, T_0), температура T_r залишкових газів. Відчутно впливає підігрів ΔT свіжого заряду. Тому треба прагнути до того, щоб він не перевищував потрібного для випаровування рідкого палива рівня в бензинових ДВЗ і був мінімальним у газових ДВЗ і в дизелях.

Найбільш впливає на коефіцієнт η_v тиск p_a наприкінці впуску. Зміна p_a на 0,01 МПа приводить до зміни η_v на 15...18 %. При такій самій зміні тиску p_r на випуску коефіцієнт наповнення η_v змінюється на 1...2 %. Тому потрібно, щоб тиск p_a був якомога більшим. Цей тиск залежить від гідравлічного опору впускної системи, пропорційного квадрату середньої швидкості свіжого заряду в її найменшому перерізі. Через те треба зменшувати швидкість свіжого заряду: застосовувати верхнє розміщення клапанів, збільшувати діаметр циліндра й зменшувати хід поршня, що дає змогу збільшити діаметр впускного клапана і зменшити швидкість поршня й відповідно свіжого заряду; установлювати два впускних клапани в одному циліндрі. Потрібно підвищувати чистоту стінок впускних каналів, не робити в них різких поворотів.

У карбюраторних ДВЗ тиск p_a , а отже, і коефіцієнт η_v істотно залежать від положення дросельної заслінки (рис. 4.5). При закритій заслінці (крива 2) вони зменшуються.

Вплив режимних факторів на η_v . Коефіцієнт наповнення залежить від частоти обертання колінчастого вала, а в бензинових ДВЗ і від положення дросельної (карбюраторні ДВЗ), або повітряної (ДВЗ з впорскуванням легкого палива) заслінок.

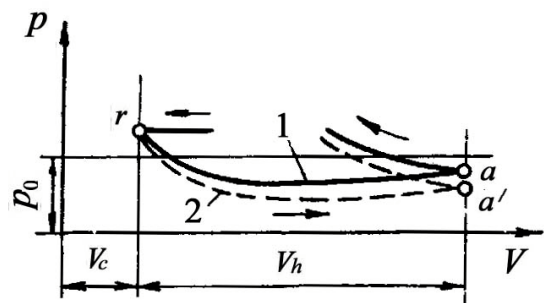


Рис. 4.5. Вплив ступеня відкриття дросельної заслінки на процес впуску в карбюраторних ДВЗ: 1 – дросельна заслінка відкрита повністю; 2 – дросельна заслінка прикрита

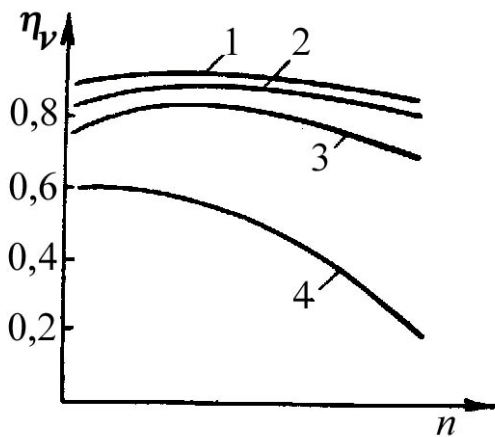


Рис. 4.6. Вплив частоти обертання n на коефіцієнт наповнення η_v :

1 - дизель під час роботи в режимі холостого ходу; 2 - дизель при повному навантаженні; 3 - карбюраторний ДВЗ при повному навантаженні; 4 - карбюраторний ДВЗ при прикритій дросельній заслінці

сумішоутворення, збільшення втрат у систему охолодження та витікання газів через поршневі кільця. Із збільшенням частоти обертання η_v зменшується через зростання гідравлічних втрат і збільшення коефіцієнта залишкових газів.

У дизелі при повному навантаженні коефіцієнт η_v трохи вищий, ніж у карбюраторному ДВЗ (рис. 4.6, криві 2, 3). Крім того, крива 2 пологіша за криву 3, що пояснюється меншими гідравлічними втратами на впуску в дизелі. В режимі холостого ходу в дизелі η_v трохи більший (крива 1), ніж під навантаженням, оскільки зменшується підігрів свіжого заряду.

У карбюраторному ДВЗ при неповній відкритій дросельній заслінці η_v падає різкіше (крива 4) через збільшення гідравлічного опору впускної системи.

На рис. 4.6 показано залежності коефіцієнта наповнення η_v від частоти обертання n колінчастого вала в дизелях (криві 1, 2) і карбюраторних ДВЗ (криві 3, 4). Видно, що криві зміни коефіцієнта η_v в усіх випадках мають оптимум. Відхилення від нього в бік зниження або зростання частоти обертання приводить до зменшення η_v . Положення оптимуму η_v залежить від фаз газорозподілу, їх вибирають так, щоб найбільше значення η_v було на швидкісних режимах, на яких треба здобути максимальний крутний момент.

Із зменшенням частоти обертання η_v знижується через витікання заряду наприкінці впуску назад у впускну систему на ділянці $a - 2$ (рис. 4.4), погіршення

4.2.4. Особливості газообміну в двотактних двигунах

У двотактних двигунах процеси впуску і випуску відбуваються майже одночасно. Тому і аналізувати їх особливості доцільно разом. У цих двигунах застосовуються різні схеми газообміну (продувки), які можна звести до двох видів: контурні і прямоточні. При контурних схемах відпрацьовані гази, які виходять із циліндра, приблизно описують в ньому петлю, а управління процесами випуску і впуску (відкриттям і закриттям випускних і продувочних вікон) здійснюється поршнем. Ці схеми конструктивно прості, але за якістю продувки менш ефективні ніж прямоточні, і через це вживаються на транспортних двигунах порівняно рідко. Прямоточні схеми бувають клапанно-щілинні і щілинні. Розглянемо особливості газообміну в двотактних двигунах на прикладі двигуна з прямоточною клапанно-щілинною продувкою. Ця схема (рис. 4.7) запропонована російськими інженерами у 1906 - 1907 рр. й реалізована пізніше на автомобільних дизелях ЯАЗ-204 і 206.

На рис. 4.7 наведена частина індикаторної діаграми, що зображує процес газообміну, а на рис. 4.8 - діаграми змінення тиску $p(\varphi)$ газів в циліндрі, площ прохідних перерізів продувочних вікон $S_n = f(\varphi)$ і переміщення випускних клапанів $h_{кл} = f(\varphi)$ в функції кута φ повороту колінчастого валу. Газообмін при цій схемі відбувається так. В кінці процесу розширення при положенні поршня приблизно за $40...60^\circ$ п.к.в. до н.м.т. при тисненні в циліндрі $0,3...0,5$ МПа відкриваються випускні клапани і з циліндра з критичною швидкістю починають виходити

відпрацьовані гази (ділянка 3 - κ). Такий випуск називається вільним. Через деякий час після початку випуску поршень відкриває продувочні вікна (точка 1) і під тиском p_K циліндр заповнює свіжий заряд (точка 1'). Це одночасно сприяє скорішому і більш повному очищенню циліндра від продуктів згоряння. Витікання відпрацьованих газів після точки κ відбувається в підкритичній зоні з пониженою швидкістю. Період, під час якого повітря поступає у циліндр, а продукти згоряння виводяться з нього, називається примусовими випуском і впуском. Процес випуску закінчується в точці 4, а

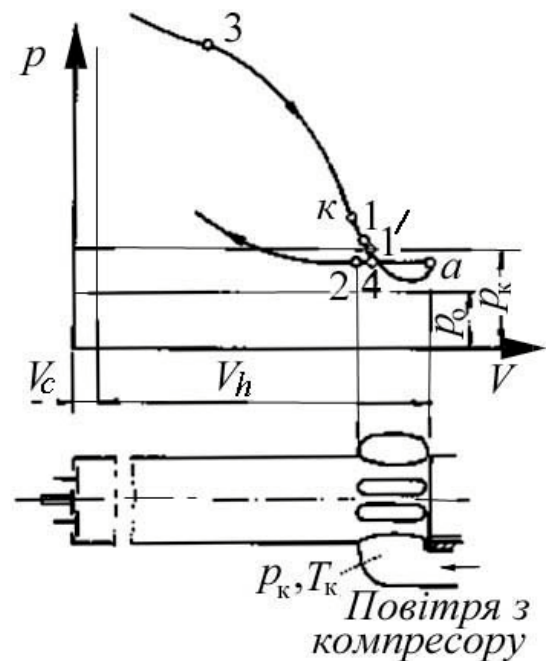


Рис. 4.7. Схема двотактного дизеля з прямоточною клапанно-щілинною продувкою і частина його індикаторної діаграми на ділянці газообміну

продувочні вікна закриваються у точці 2. На ділянці 2 - 4 здійснюється дозарядка циліндра.. Під час продувки частина повітря, що поступає у циліндр, перемішується з відпрацьованими газами й виводиться разом з ними.

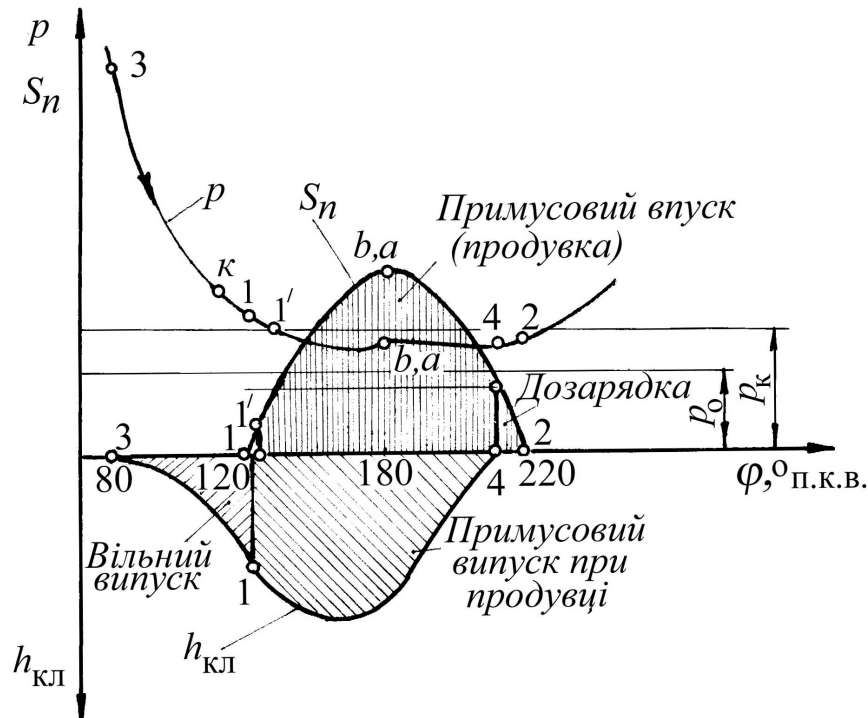


Рис. 4.8. Діаграми тиску в циліндрі та площ прохідних перерізів продувочних вікон і випускних клапанів у двотактному дизелі з клапанно-щілинною продувкою

Якість процесу газообміну в двотактних двигунах оцінюють тими ж параметрами і коефіцієнтами, які були одержані вище для чотиритактних двигунів. Крім того, введено і ряд специфічних коефіцієнтів.

Відношення кількості свіжого заряду, який потрапив у циліндр, до кількості заряду, який залишився в циліндрі перед початком стиску, називається коефіцієнтом надміру продувочного повітря (свіжого заряду):

$$\varphi_K = \frac{M_S}{M_{3,c}} \quad (4.15)$$

де M_S - загальна кількість молей заряду, який потрапив в циліндр; $M_{3,c}$ - кількість молей заряду, який знаходиться в циліндрі перед початком стиску (точка 2). Якість продувки оцінюється коефіцієнтом корисної дії продувки

$$\eta_s = \frac{M_{c.3}}{M_{c.3} + M_r} = \frac{1}{1 + \gamma}. \quad (4.16)$$

Істотне збільшення коефіцієнта корисної дії продувки (до значень $\eta_s = 0,94 \dots 0,95$) при збільшенні коефіцієнта надміру продувочного повітря φ_K для двигунів з клапанно-щільною продувкою спостерігається лише до значень $\varphi_K = 1,5 \dots 1,7$ [5]. При цьому слід мати на увазі, що для підвищення φ_K необхідно збільшувати витрати потужності двигуна на привід продувочного компресора.

Звичайно якість очищення й наповнення циліндра в двотактних двигунах гірша, ніж у чотиритактних.

У зв'язку з недостатнім числом виявлених термодинамічних зв'язків між параметрами робочого тіла, яке знаходиться в циліндрі двотактного двигуна під час газообміну, не отримано надійних аналітичних залежностей для обчислювання коефіцієнтів φ_K , η_s , η_v , γ та інших, тому їх встановлюють експериментально.

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Що називається процесом газообміну в ДВЗ?
2. Що таке коефіцієнт наповнення? Як впливають гідравлічний опір впускної системи, підігрів заряду і залишкові гази на процес наповнення (впуску)?
3. Як впливає дроселювання заряду в клапанах на процес впуску?
4. Що оцінюють коефіцієнтом залишкових газів? У дизелях чи у двигунах з іскровим запалюванням він має менше значення і чому?
5. Як визначити температуру в кінці процесу впуску? Від яких параметрів і як залежить температура кінця впуску?
6. Перелічить особливості процесу газообміну в двотактних двигунах.

4.3. Процес стиску

4.3.1. Роль і місце процесу стиску в робочому циклі

Процес стиску у ДВЗ служить: для збільшення температурного перепаду у циклі і ступеню розширення продуктів згоряння, що сприяє підвищенню термічного ККД двигуна; для створення умов для стійкого запалювання і ефективного згоряння робочої суміші, що необхідно для якісного

перетворення теплоти в корисну роботу.

У дизелях і газодизелях процес стиску - спосіб запалювання робочої суміші, тобто для цих двигунів він принципово необхідний. Отже, в кінці стиску температура в циліндрі повинна бути достатньою для самозаймання впоранутого палива.

У двигунах з примусовим запалюванням процес стиску не є принципово необхідним, але без застосування його, як було сказано раніше, не можна одержати високі показники циклу і двигуна.

Обмежувальною умовою для підвищення стиску у двигунах з примусовим запалюванням є забезпечення бездетонаційного згоряння, яке в значній мірі визначається якістю палива, що оцінюється октановим числом палива.

Приблизні раціональні межі ε для автомобільних двигунів [1; 2; 4]: карбюраторні двигуни 6,5...11,0; газові двигуни 7,0...12,0; дизелі без наддуву 15...21; дизелі з наддувом 11...16.

4.3.2. Теплообмін у процесі стиску

У дійсному циклі процес стиску супроводжується такими факторами: відбувається теплообмін між газами і стінками циліндра; гази просочуються крізь нещільності між поршнем і циліндром.

Тому дійсний процес стиску не адіабатний, а політропний і описується рівняннями політропи:

$$pV^{n_1} = \text{const}; \quad TV^{n_1-1} = \text{const},$$

де n_1 - показник політропи стиску.

У дійсному циклі показник n_1 змінний. Річ у тому, що на початку стиску (рис. 4.9, а, ділянка 1), поки газ холодний, температура стінок камери згоряння $T_{\text{ст}}$ вища, ніж температура T газу в циліндрі, тому теплообмін іде від стінок циліндра до газу ($+Q$). і $n_1 > k$ (k - показник адіабати) (рис. 4.9, б). В процесі стискування настає мить, коли $n_1 = k$ (точка d). Після цього (ділянка 2) теплообмін іде від газу до стінок циліндра ($-Q$) і $n_1 < k$ Тому політропа стиску проходить, як показано на рис. 4.9, а, і перетинається з адіабатою у точці d.

Для спрощення розрахунків беруть середнє за процес стале значення

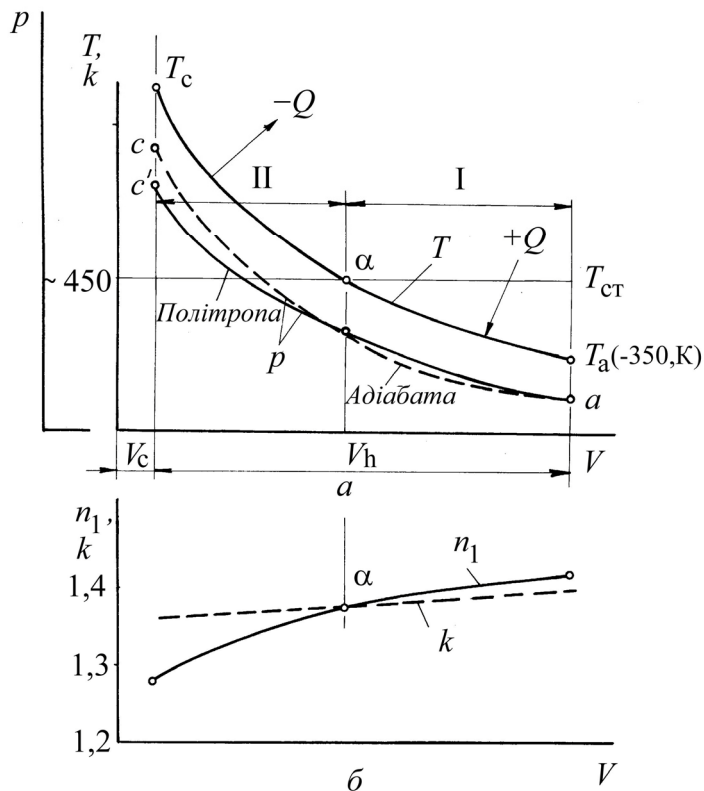


Рис. 4.9. Теплообмін при стиску

показника n_1 , яке для автомобільних двигунів лежить у межах $n_1 = 1,34 \div 1,38$.

Чим більше значення показника n_1 , тим крутіше проходить політропа (рис. 4.10).

При виборі середнього значення враховують, що показник n_1 залежить від режиму роботи, експлуатаційних умов і технічного стану ДВЗ:

а) чим більша частота обертання колінчастого вала, тим більший n_1 , оскільки зменшується час на теплообмін і витікання газів через нещільності у парі поршень - циліндр;

б) збільшення діаметра циліндра приводить до зростання n_1 , оскільки відносна поверхня охолодження, що припадає на одиницю об'єму циліндра, стає меншою;

в) інтенсифікація охолодження знижує n_1 , тому в ДВЗ з рідинним охолодженням n_1 менший, ніж у ДВЗ з повітряним охолодженням;

г) чим складніша форма камери згоряння, тим менший n_1 , оскільки зростають втрати теплової енергії на створення вихрового руху свіжого заряду;

д) нещільність поршневих кілець сприяє зменшенню n_1 ;

е) при наддуві n_1 більший, оскільки густина свіжого заряду зростає і відповідно зменшується поверхня охолодження, що припадає на одиницю його маси.

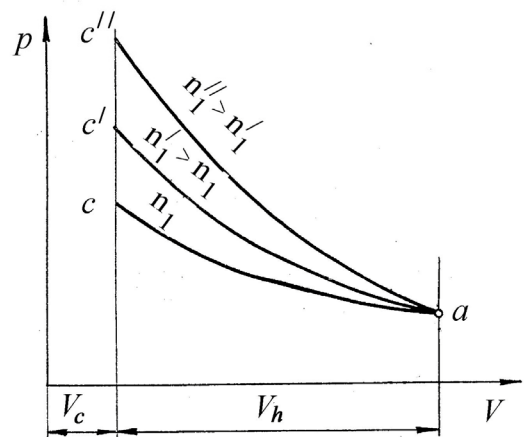


Рис. 4.10. Вплив показника політропи стиску n_1 на її крутість

4.3.3. Розрахунок процесу стиску

Після встановлення значення показника n_1 тиск p_c і температура T_c наприкінці стиску, тобто в точці c індикаторної діаграми, обчислюються за рівняннями політропи стиску

Значення параметрів процесу стиску для автомобільних двигунів наведені в табл. 4.2 [1; 2; 7].

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1}; \quad T_a V_a^{n_1-1} = T_c V_c^{n_1-1}, \quad (4.17)$$

звідки

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad (4.18)$$

4.2. Параметри процесу стиску

Двигуни	n_1	p_c , МПа	T_c , К
З іскровим запалюванням:			
Бензинові	1,34...1,37	0,9...1,5	550...750
Газові	1,36...1,38	1,2...2,0	650...750
Дизелі:			
без наддуву	1,35...1,38	2,9...6,0	700...900
з наддувом	1,35...1,38	до 8,0	до 1000

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Для чого необхідний процес стиску у ДВЗ? Які задачі вирішуються при здійсненні стиску?
2. Що називається ступенем стиску? Із яких міркувань вибирається найбільше і найменше значення ступеня стиску для різних двигунів? Наведіть їх числові значення.
3. Як змінюється напрям теплообміну при стиску? Як залежить показник політропного стиску від теплообміну?
4. Що таке середній показник політропи стиску? У яких межах він змінюється для різних типів автомобільних двигунів?
5. Які фактори і в якому напрямку впливають на середнє значення показника політропи стиску?

4.4. Процеси сумішоутворення і згоряння

У ДВЗ процесу згоряння передуює процес приготування паливо-повітряної суміші необхідного складу. Повнота і швидкість згоряння визначаються не тільки загальним співвідношенням кількості палива і повітря в суміші, яке характеризується коефіцієнтом надміру повітря α , але й однорідністю суміші, швидкістю, місцем і часом її утворення. В карбюраторних і газових двигунах сумішоутворення переважно зовнішнє, в дизелях - внутрішнє, в газодизелях-комбіноване.

4.4.1. Сумішоутворення в бензинових і газових двигунах

Сумішоутворення у цих двигунах включає в себе комплекс взаємопов'язаних процесів: дозування палива і повітря, розпилювання, випаровування палива (в бензинових двигунах) і змішування його з повітрям. Змішування компонентів горючої суміші здійснюється шляхом молекулярної дифузії одного газу в другий.

У карбюраторних двигунах утворенню однорідної горючої паливно-повітряної суміші заважає різний агрегатний стан компонентів. Тому дифузійним процесам змішування парів палива з повітрям повинні передувати процеси розпилювання і випаровування рідкого палива.

Розпилювання палива. Паливо або паливна емульсія (суміш палива з невеликою кількістю повітря) під дією розрідження витікає із розпилювача в дифузор карбюратора, в якому з великою швидкістю рухається повітряний потік. Струмина палива роздрібнюється на краплі різних діаметрів і плівки, які під час руху по впускному тракту розпадаються на більш дрібні утворення. Внаслідок цього поверхня палива збільшується в десятки і сотні разів, що значно прискорює швидкість нагрівання і випаровування його. Процес розпилювання палива інтенсифікується при збільшенні відносної швидкості обдування його повітрям і знижується при зростанні в'язкості і коефіцієнта поверхневого натягу палива.

Під час руху краплин палива по впускній системі частина їх осідає на стінках, утворюючи паливну плівку, параметри якої залежать від таких факторів, як сили зчеплення із стінкою, відносна швидкість повітряного потоку, сили ваги, сили поверхневого натягу та ін. Внаслідок цього траєкторія плівки має складний вид, а швидкість її руху значно менша, ніж швидкість суміші. Сумішоутворення погіршується. Дослідження свідчать, що найбільша кількість плівки (до 25...40 % від поданого палива [2; 4]) утворюється на режимах повного навантаження і малих частот обертання колінчастого вала, коли швидкості потоку повітря в дифузорі відносно малі.

Випаровування і сумішоутворення. Ці процеси починаються відразу ж після витікання палива у дифузор карбюратора. Умови для випаровування крапель палива і плівки різні. В початковий період, коли відносна швидкість крапель палива і повітря значна (100 м/с і більша), випаровування йде, головним чином, за рахунок теплоти, яка міститься у самих краплях. Після

розгону крапель потоком повітря інтенсивність випаровування їх визначається швидкістю теплообміну між паливом і повітрям. Швидкість випаровування паливної плівки залежить від інтенсивності обдування її повітрям і теплообміну із стінками впускного тракту. Для прискорення випаровування плівки вживається підігрівання впускних трубопроводів рідиною, нагрітою в двигуні, або відпрацьованими газами двигуна. Необхідно зауважити, що під час прискорення руху повітряного потоку й підігріванні його зменшується наповнення циліндра свіжою сумішшю. Процеси випаровування та змішування парів палива з повітрям продовжуються і в циліндрі під час тактів впуску та стиснення і закінчуються перед початком згоряння.

У двигунах з впорскуванням бензину паливо розпилюється форсунками. Воно впорскується або у впускні патрубки кожного циліндра під тиском 0,25...0,5 МПа, або безпосередньо в циліндри під тиском 0,9...1,5 МПа, або однією форсункою під тиском до 0,1 МПа на ділянці до розгалуження впускного трубопроводу. У перших двох випадках розпилене паливо потрапляє в гаряче середовище і швидко випаровується, що сприяє доброму сумішоутворенню, а в останньому сумішоутворення продовжується як в карбюраторній системі. В усіх трьох системах покращується розпилювання і дозування палива по циліндрах, збільшується наповнення циліндрів свіжим зарядом.

У газових двигунах процес змішування газу з повітрям відбувається переважно під час їх руху по впускному тракту від змішувача до циліндра двигуна завдяки молекулярній дифузії одного газу в інший. При цьому однорідність суміші буде тим вища, чим ближче відношення об'ємів змішуваних газів до одиниці. Для інтенсифікації дифузійних процесів у впускній системі збільшують поверхні змішування, турбулізують заряд, що сприяє перемішуванню не тільки окремих молекул, але й об'ємів компонентів.

Починається застосування впорскування газу подібно впорскуванню бензину в бензинових двигунах.

4.4.2. Сумішоутворення в дизелях

Сумішоутворення у дизелях починається з початком впорскування палива і закінчується майже одночасно з кінцем його згоряння. На характер процесу в порівнянні з карбюраторним двигуном впливають такі особливості: гірша випарність дизельного палива в порівнянні з бензинами; протікання процесу сумішоутворення протягом значної його частини разом з процесами впорскування палива і згоряння; більша нерівномірність у часі розподілу палива в об'ємі камери згоряння.

Процеси сумішоутворення в дизелях вбирають в себе впорскування і розпилювання палива, розподіл його в об'ємі камери згоряння, нагрівання, випаровування палива, змішування парів палива з повітрям.

Процеси впорскування і розпилювання палива. Впорскування палива в камеру згоряння починає здійснюватись системою живлення дизеля паливом в кінці такту стиску ще до приходу поршня у в. м. т. Витікання палива з розпилювача форсунки відбувається під дією перепаду тиску у розпилювачі і камері згоряння. Тиск впорскування змінюється в процесі паливоподачі, що приводить до зміни швидкості витікання палива з розпилюючих (соплових) отворів форсунки і об'ємної секундної подачі палива.

Для оцінки параметрів процесу впорскування і визначення кількості палива, що надійшло до камери згоряння через розпилювач, користуються диференціальним і інтегральним законами подачі палива (див. підрозд. 5.3.5).

Розпилювання палива - це процес роздрібнення струмини палива на окремі дрібні краплі, завдяки чому значно збільшується поверхня рідкого палива, прискорюється його прогрівання і випаровування. Роздрібнення паливних струмин починається з появи в них початкових збурень під час їх руху в соплових отворах. Розмір цих збурень залежить від конструкції розпилювача, швидкості руху струмини, гостроти вхідних і вихідних кромek соплових отворів тощо. Під дією початкових збурень і сил аеродинамічного опору струмина рідкого палива роздрібнюється на частки, нитки, краплини різного діаметра, які після повторних деформацій і розпаду складають у факелі розпиленого палива сукупність крапель різного діаметра.

Розвиток і структура факела розпиленого палива характеризується такими параметрами (рис. 4.11, а): довжиною L_{ϕ} , шириною B_{ϕ} , кутом розпилювання γ_{ϕ} , швидкістю руху переднього фронту $W_{\phi\Pi}$ факела; концентрацією палива C_{Π} в перерізах факела за довжиною (рис. 4.11, б).

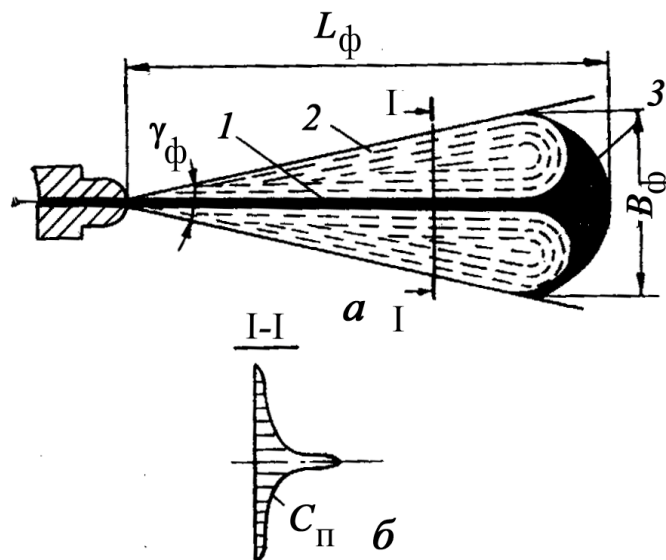


Рис. 4.11. Схема факела розпиленого палива

Експерименти свідчать, що розподілення крапель у факелі дуже нерівномірне: густина їх найбільша вдовж осі 1 і у фронті (головці) 3 факела і найменша у його зовнішній оболонці 2. Воно значно залежить від параметрів впорскування, конструктивних особливостей розпилювача, фізичних якостей палива і робочого тіла в камері згоряння і режимів роботи системи живлення. В той же час локальні концентрації палива у факелі, як і параметри факела, значно впливають на процеси сумішоутворення і згоряння і тому повинні бути узгоджені з типом і параметрами камери згоряння і робочого тіла в ній.

У сучасних автомобільних дизелях застосовуються три типи камер згоряння: нерозділені (однопорожнинні), які складаються з простору над поршнем і неглибокої порожнини в поршні; напіврозділені, в яких значна частина об'єму камери згоряння (до 70...90 %) міститься у поршні; розділені (двупорожнинні), в яких камера згоряння складається з простору над поршнем і додаткового об'єму, розташованого у головці циліндра (так звані вихрові камери і передкамери).

Сумішоутворення в нерозділених і напіврозділених камерах згоряння.

Нерозділені і напіврозділені камери згоряння найчастіше використовуються в автомобільних дизелях із значним діаметром циліндра ($D \geq 100$ мм). Головні їх переваги: простота конструкції, можливість забезпечення найвищої паливної економічності дизеля при порівняно невеликих ступенях стиску і непогані пускові якості. Основні недоліки дизелів з нерозділеними камерами пов'язані з гіршою якістю сумішоутворення на нерозрахункових режимах роботи внаслідок порушення узгодження характеристик впорскування і направленого руху повітряного заряду; високою жорсткістю роботи дизеля; підвищеними вимогами до паливної апаратури. В нерозділених і напіврозділених камерах згоряння реалізується один з трьох способів сумішоутворення: об'ємне, плівкове і об'ємноплівкове.

Об'ємне сумішоутворення здійснюється в нерозділених (однопорожнинних) неглибоких, значного діаметра ($d_{к.з}/D = 0,75...0,85$) камерах згоряння, наприклад, типу «Гесельман» (рис. 4.12, а). При цьому способі основна частина палива вприскується і розміщується в об'ємі над поршнем. Значна доля енергії, яка витрачається на сумішоутворення, складається із кінетичної енергії впорскування і розпилювання палива.

Тому паливна апаратура повинна забезпечити проникнення факелів розпиленого палива до периферії камери згоряння, максимально заповнити ними і їх парою весь її об'єм, а в середині факелів забезпечити дрібне і однорідне розпилювання і рівномірне розподілення крапель палива. Ці вимоги жорсткі і суперечні. Вони забезпечуються шляхом узгодження різних параметрів і факторів. Необхідна далекобійність факелів розпиленого палива забезпечується підбором розмірів соплових отворів форсунки (діаметр отворів 0,15...0,25 мм) і максимального тиску впорскування (80...100 МПа і вище); заповнення об'єму камери згоряння факелами розпиленого палива - кількістю розпилюючих отворів (6...10); дрібність і однорідність розпилення

- застосуванням високого тиску впорскування і розпилюючих отворів форсунок малого діаметра тощо. Перелічені вимоги до паливної апаратури ускладнюють її конструкцію і знижують надійність в експлуатації.

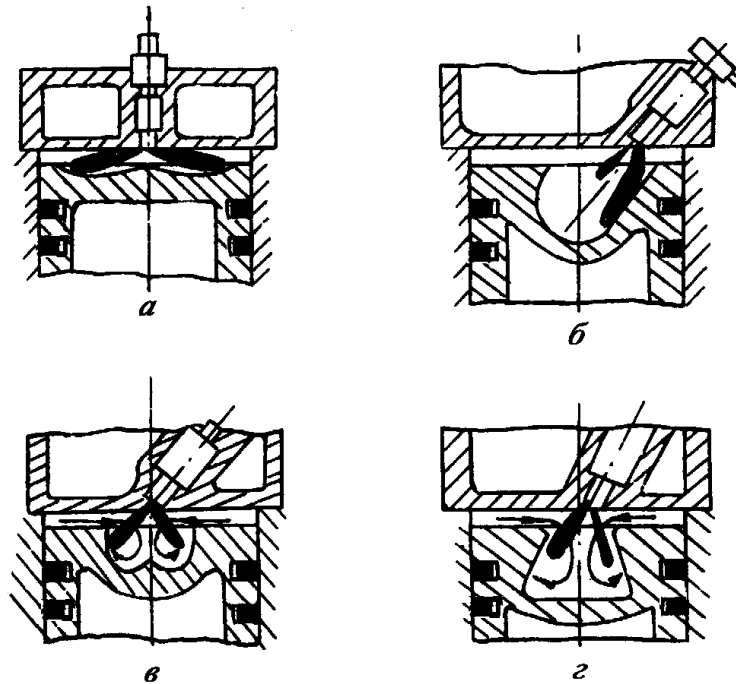


Рис. 4.12. Нерозділені камери згоряння:
а - типу «Гесельман»; б - типу «Дойтц»; в - типу ЯМЗ; г - типу ЦНДДІ

Для забезпечення ефективного сумішоутворення в циліндрах цих дизелів організується направлений рух повітряного заряду, узгоджений за інтенсивністю з кількістю паливних факелів. Енергія його повинна бути такою, щоб за час впорскування кут оберту повітряного заряду в циліндрі приблизно дорівнював кутів між проекціями осей розпилюючих отворів на площину, перпендикулярну до осі циліндра. При цьому заряд, який рухається, заповнює дрібними каплями і паром палива міжфакельний простір. Досвід свідчить, що однаково погіршує показники дизеля як надмірна (перезавихрювання), так і недостатня (недовихрювання) інтенсивність руху заряду.

Утворення направленої руху заряду необхідної інтенсивності досягається різними конструктивними засобами. В чотиритактних двигунах сумарний ефект звичайно досягається шляхом застосування тангенціальних або гвинтових впускних каналів і за рахунок ефекту перетікання заряду з об'єму, розташованого над витискуною поверхнею поршня, у порожнину, що міститься в днищі поршня.

Теплообмін між повітряним зарядом і паливом, який забезпечує випаровування останнього, відбувається переважно в об'ємі факела розпиленого палива. Тому, деформація факелів, що рухаються, збільшує

об'єм і прискорює сумішоутворення. Змішування пари палива з повітрям відбувається завдяки дифузії: пара палива дифундує в напрямку поверхні факела, де концентрація палива значно менша, ніж у ядрі. Досліди свідчать, що значний вплив на якість сумішоутворення має теплообмін у верхівках паливних факелів.

При оптимальній організації об'ємного способу сумішоутворення забезпечується максимальна економічність дизеля. Однак це досягається завдяки підвищенню жорсткості його роботи і ускладненню конструкції система живлення паливом, що знижує експлуатаційну надійність і довговічність її двигуна. Бажання позбутися цих недоліків і при цьому зберегти досягнуту економічність привело до розробки дизелів з напіврозділеними камерами згоряння, виконаними у поршні.

Плівкове сумішоутворення здійснюється в напіврозділених камерах. При плівковому сумішоутворенні основну частину порції палива (до 90...95 %), яке впорскується, подають на нагріту стінку камери згоряння в поршні під невеликим кутом, що створює умови для розтікання палива по стінці тонким шаром, а біля стінки забезпечують рух заряду з такою швидкістю, щоб був гарантований інтенсивний відтік пари палива від плівки, і щоб плівка при цьому не руйнувалась (рис. 4.12, б). Спочатку samozаймаються пари тієї частки палива (5 - 10%), що подається в об'єм. Ефективність сумішоутворення досягається оптимальним поєднанням товщі плівки, інтенсивності руху повітряного заряду над нею і температури стінки камери згоряння. Остання має переважне значення при сумішоутворенні і може регулюватися підбором товщі стінки камери згоряння і інтенсивності охолодження поршня. Спрямований рух повітряного заряду необхідної швидкості, як і при об'ємному сумішоутворенні, забезпечується за рахунок надання зарядові руху високої інтенсивності у впускному каналі і ефективного витиснення його з надпоршневої щілини.

У цілому плівкове сумішоутворювання при середньому значенні коефіцієнта надміру повітря ($\alpha = 1,3...1,4$) забезпечує для дизелів без наддуву задовільне згоряння в достатньо широкому діапазоні зміни режимних параметрів при знижених вимогах до паливної апаратури.

Разом з тим чисто плівкове сумішоутворення має і недоліки: сприяє незадовільним пусковим якостям двигуна; приводить до неможливості значного форсування дизеля наддувом через високу температуру деталей камери згоряння; ускладнює доводку робочого процесу.

Об'ємно-плівкове сумішоутворення здійснюється в напіврозділених камерах згоряння з відношенням $d_{к.з}/D = 0,5...0,6$. При цьому способі 40...60 % циклової порції палива досягає стінок камери згоряння у поршні (рис. 4.12, в). Попадання палива на стінку спочатку значно зменшує швидкість його випаровування, а тому й швидкість утворення паливоповітряної суміші. Завдяки цьому знижується жорсткість роботи дизеля. Після початку згоряння і підвищення температури заряду швидкість випаровування і змішування зростає, тому завершення згоряння порівняно з об'ємним способом не дуже запізнюється. Саме це дає можливість зберегти

високу економічність циклу. Важливе значення для якісного сумішоутворення у цих дизелів мають складові швидкості руху повітряного заряду, які пов'язані з напрямком і інтенсивністю перетікання його з надпоршневого простору. Перетворені із радіальних в осьові (направлені вздовж осі циліндра), вони захоплюють пару, дрібні каплі в пристінній зоні, продукти згоряння й переносять їх у глибину камери згоряння у поршні. При ході розширення під час зворотного перетікання заряду частина палива, що не згоріла, і продукти неповного згоряння переносяться в об'єм над витісняючими частинами поршня, де знаходиться ще не використане для згоряння повітря. Це активізує сумішоутворення і догоряння.

При цьому способі сумішоутворення максимальний тиск впорскування, як правило, не перевищує 40...50 МПа і можна застосовувати розпилювачі з чотирма-п'ятьма отворами відносно значного діаметра 0,3...0,45 мм. Є також можливість для зміщення осі камери згоряння й розпилювача відносно осі циліндра з метою збільшення діаметра впускного клапана для забезпечення кращого наповнення циліндра свіжим зарядом. Основними недоліками двигуна з цим способом сумішоутворення є: більша висота головки поршня; високе теплове навантаження поршня (особливо кромek горловини камери згоряння) і головки циліндрів; необхідність роботи з більшим надлишком повітря у зв'язку з малим відносним об'ємом камери згоряння.

Різновидом цього способу є спосіб сумішоутворення у камері ЦНДДІ (рис. 4.12, з). У цьому випадку частина палива концентрується в пристіночному шарові. Механізм сумішоутворення в обох випадках близький до об'ємноплівкового.

Особливості сумішоутворення при наддуві. При наддуві дизеля підвищується густина, а часто і температура заряду в циліндрі. Процеси окислення прискорюються, тому виникає необхідність в підвищенні пробивної сили факелів розпиленого палива. В той же час збільшується циклова подача палива, а тривалість впорскування бажано зберегти такої самої, як в дизелях без наддуву. З підвищенням частоти обертання колінчастого вала і навантаження внаслідок збільшення густини заряду і скорочення періоду затримки самозаймання суміші необхідно забезпечити більш різке зростання тиску впорскування для того, щоб зберегти необхідну ефективність сумішоутворення і згоряння.

Ці вимоги задовольняються шляхом підвищення максимального тиску впорскування, який в сучасних дизелях досягає 160...200 МПа, зменшення діаметру соплових каналів розпилювачів форсунок до 0,15...0,18 мм і збільшенням їх кількості до 7...8.

Сумішоутворення в розділених камерах згоряння.

Розділені камери згоряння складаються з основної і додаткової камер, які з'єднуються одним або декількома каналами.

В основній камері розташовані клапани, а в додатковій встановлена форсунка. Мета розділення полягає у використанні частини енергії палива, що займається в додатковій камері, для покращення сумішоутворення в основній камері. Паливо, що займається у додатковій камері, разом з

продуктами згоряння і паливом, що не згоріло, під тиском продуктів згоряння енергійно викидається в основну камеру де основна частина палива добре перемішується з повітрям, що в неї знаходиться і згоряє.

Основні переваги дизелів з цими камерами згоряння такі: висока якість згоряння без димлення при порівняно малих значеннях коефіцієнта надміру повітря ($\alpha = 1,2 \dots 1,25$); м'яка робота дизеля: порівняно невисока токсичність відпрацьованих газів, завдяки якісному згорянню; відносно низькі вимоги до паливної апаратури, тому що функції сумішоутворення виконує головним чином частка палива, що згоряє в додатковій камері.

Дизелі з розділеними камерами згоряння порівняно з нерозділеними мають і кілька істотних недоліків: гіршу паливну економічність - внаслідок втрат на перетікання заряду із камери в камеру і втрат в систему охолодження; більш складний запуск (внаслідок перелічених вище причин).

Найбільше розповсюджені два типи додаткових камер: вихрові і передкамерні. Дизелі з такими камерами називають вихрокамерними і передкамерними.

У вихровій камері згоряння вісь з'єднувального каналу направлена по дотичній до внутрішньої поверхні сферичної або циліндричної порожнини додаткової камери (рис. 4.13, а), що забезпечує в ній під час стискування утворення направленого вихрового руху заряду. Швидкість перетікання його через горловину складає понад 200 м/с. Паливо звичайно вприскується в напрямку до поверхні з'єднувального каналу, а повітря, що рухається, відтискує факел розпиленого палива до стінки вихрової камери. Внаслідок цього забезпечується хороше розподілення палива в цьому об'ємі, а значить, і якісне сумішоутворення. Нижню частину вихрової камери, як правило, виконують змінною, теплоізованою, завдяки чому температура її підвищується до 870...920 К, що також сприяє якісному сумішоутворенню, особливо при високих частотах обертання колінчастого вала. Об'єм вихрової камери складає 45...60 % від загального об'єму камери згоряння. Тому після самозаймання перезбагачена суміш, яка знаходиться в вихровій камері, під дією перепаду тиску починає перетікати в основну камеру, виконану у вигляді невеликої фасонної виїмки у поршні. Суміш втягує в згоряння зосереджене там повітря і тим самим забезпечує швидке і повне догоряння палива.

У передкамерному дизелі (рис. 4.13, б) відносний об'єм додаткової порожнини і переріз горловини виконуються меншими, ніж у вихрокамерних дизелів ($V_{\text{п.к}} \approx (20 \dots 40) \% V_{\text{к.з}}$). Цим забезпечується значне підвищення швидкості перетікання заряду (до 300...320 м/с) через з'єднувальний канал, що в деякій мірі компенсує відсутність його направленого вихрового руху в камері. Паливо вприскується назустріч потоку повітря. Виникає інтенсивна турбулізація, яка сприяє якісному сумішоутворенню.

Після самозаймання перенасичена суміш, що горить, перетікає з високою швидкістю в основну камеру згоряння і тим самим забезпечує швидке і достатньо повне догоряння палива навіть при невеликому значенні коефіцієнта надміру повітря. Передкамерні дизелі менш чутливі до сорту

палива і умов роботи, ніж вихорокамерні. Однак вони мають більші втрати енергії на перетікання з камери в камеру, а також в систему охолодження, і тому менш економічні.

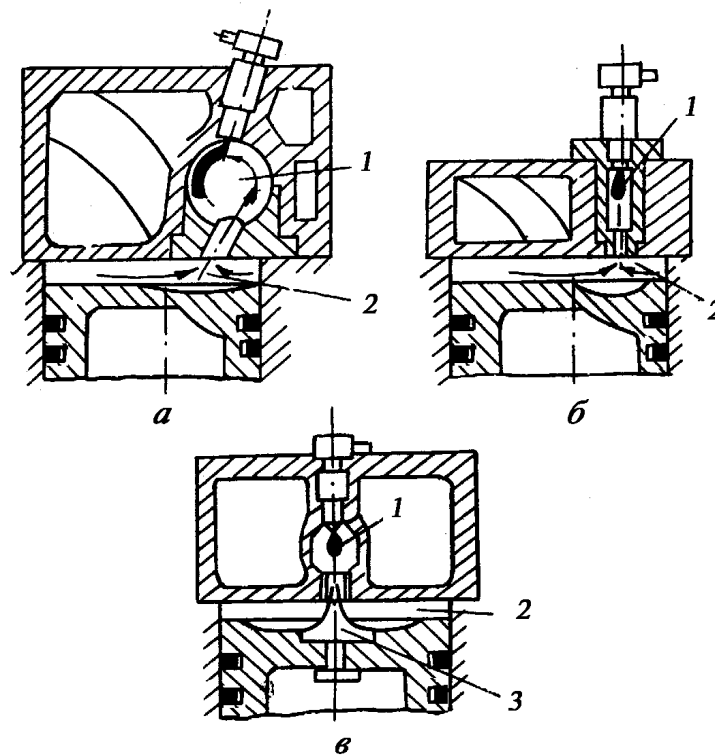


Рис. 4.13. Розділені камери згоряння:
а - вихрова; *б* - передкамера; *в* - передкамера з виступом-витискувачем;
1 - допоміжна камера; *2* - основна камера; *3* - виступ-витискувач

В останні роки увагу автомобілебудівників привертають передкамерні дизелі з виступом-витискувачем на поршні (рис. 4.13, *в*). Цей виступ переміщається у горловині передкамери і підвищує інтенсивність турбулізації заряду. Завдяки цьому забезпечуються якісні сумішоутворення і згоряння, а в результаті підвищується економічність і знижується токсичність відпрацьованих газів.

4.4.3. Основи згоряння паливоповітряних сумішей

Згоряння палива протікає в газовій фазі. Сам процес згоряння являє собою швидко минулу хімічну реакцію між компонентами горючої суміші, під час якої виділяється теплота, з'являється світіння і утворюється рух у газовому середовищі. В горінні беруть участь молекули палива, в яких є вуглець, водень, а в деяких паливах і кисень, та молекули кисню повітря.

Згідно законам хімічної кінетики для виникнення реакції необхідно, по-перше, щоб молекули, що реагують, зіткнулись між собою, а по-друге, щоб ці молекули були активні, тобто енергія їх повинна перевищувати деяку

межу, за якою відбувається руйнування внутрішньомолекулярних зв'язків молекул, що реагують, та заміщення їх новими зв'язками. Це критичне значення енергії називається енергією активації E . Якщо енергія молекули перевищує значення E , то реакція починає протікати самочинно.

Швидкістю хімічної реакції називають кількість речовини, що прореагувала в одиниці об'єму за одиницю часу. Ця швидкість визначається числом зіткнення молекул за одиницю часу, яке збільшується з ростом температури і підвищенням тиску. При підвищенні тиску число зіткнень зростає в зв'язку з збільшенням числа молекул в одиниці об'єму.

Значну роль у вивченні процесів згоряння вуглеводневих палив відіграла ланцюгова теорія процесу згоряння, розроблена школою академіка М. М. Семенова. За цієї теорією процес згоряння здійснюється у вигляді ланцюга послідовних простих реакцій з утворенням проміжних хімічно активних речовин. Такими речовинами є атоми водню та кисню і вільні радикали OH , CH , CH_2 . Вони мають вільну валентність і стають активними центрами реакції. При зіткненні активний центр вступає в реакцію, внаслідок якої відтворюється один або декілька нових активних центрів.

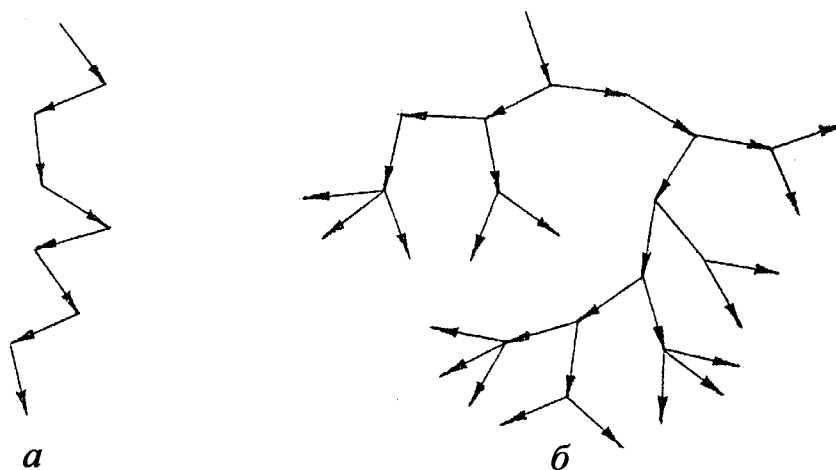


Рис. 4.14. Схеми ланцюгових реакцій окислення:
а - нерозгалужених; б - розгалужених

У першому випадку має місце нерозгалужена ланцюгова реакція (рис. 4.14, а), а в другому - розгалужена (рис. 4.14, б). Швидкість згоряння при розгалуженій ланцюговій реакції лавиноподібне зростає до максимального значення, а потім починає зменшуватися в зв'язку з витратенням горючої суміші і обривом частини розгалужень при досягненні стінок камери згоряння.

Залежність швидкості простих хімічних реакцій, до яких належать і нерозгалужені ланцюгові реакції, від температури і тиску передається рівнянням, $\text{кмоль}/(\text{с} \cdot \text{м}^3)$:

$$W = -dc/d\tau = Ap^n e^{-E/RT}, \quad (4.19)$$

де c - концентрація будь-якої з вихідних речовин, кмоль/м³; τ - час, с; A - сталий множник, залежний від властивостей палива і складу горючої суміші; p - тиск, Па; n - порядок хімічної реакції; E - енергія активації, кДж/кмоль; $e = 2,72$; $R = 8,314$ кДж/(кмоль·К) - універсальна газова стала; T - температура, К; знак мінус означає зменшення концентрації речовини за одиницю часу. Експоненційний множник $e^{-E/RT}$ виражає долю молекул, енергія яких перевищує енергію активації E . Для складних хімічних реакцій енергія активації є умовною величиною, від якої залежить підсумкова швидкість реакції в цілому. Для більшості реакцій окислення і згоряння умовна або ефективна енергія активації

$$E_{\text{еф}} = (8,4 \dots 16,8) \cdot 10^4 \text{ кДж/моль.}$$

Активація часток буває термічна і хімічна. У поршневих двигунах вирішальний вплив має термічна активація. Виняток становить процес самозаймання. З найбільшою швидкістю згоряють однорідні суміші, в яких молекули палива рівномірно розподілені між молекулами кисню. У неоднорідних газових сумішах швидкість згоряння визначається в основному швидкостями взаємної дифузії пари палива і повітря, тому швидкість згоряння рідкого палива залежить від швидкості його випаровування і змішування пари палива з повітрям.

Процеси окислення при низьких температурах відбуваються повільно і не приводять до виникнення горіння. Для запалювання палива в ДВЗ необхідно підвищити енергію молекул до межі, яка перевищує енергію активації. Для цього використовують або примусове запалювання або самозаймання палива.

Умови розвитку процесу згоряння в початковий і наступні періоди суттєво розрізняються, тому процес згоряння можна розділити на дві стадії: запалювання палива та розповсюдження полум'я. Крім того, процес згоряння може супроводжуватись дисоціацією газів.

Запалювання. За теорією, розробленою академіком А. С. Соколиком [8], розрізняються високотемпературне одностадійне та низькотемпературне багатостадійне запалювання.

У двигунах з іскровим запалюванням має місце високотемпературне запалювання. В іскровому проміжку свічки запалювання створюється температура більше 10 000 К. Внаслідок цього виникають початкові ланцюгові процеси, які відбуваються дуже швидко і приводять до саморозігріву суміші і теплового вибуху. Розмежувати ланцюгову і теплову стадії неможливо, таке запалювання називають високотемпературним одностадійним, тому що воно відбувається в обмеженій зоні з максимальною температурою.

У двигунах з самозайманням (дизелях, газодизелях) має місце низькотемпературне багатостадійне запалювання, яке виникає внаслідок нагрівання всієї гарячої суміші до порівняно невисокої температури (450... 800 K) шляхом стиснення її в циліндрі двигуна. На початку такого запалювання розвиваються передпламеневі ланцюгові окислювальні процеси, які відбуваються відносно повільно. При цьому утворюються нестійкі проміжні сполуки з киснем - спочатку спирти, альдегіди, оксид вуглецю, а потім перекиси та радикали. Виникає так зване холодне полум'я у

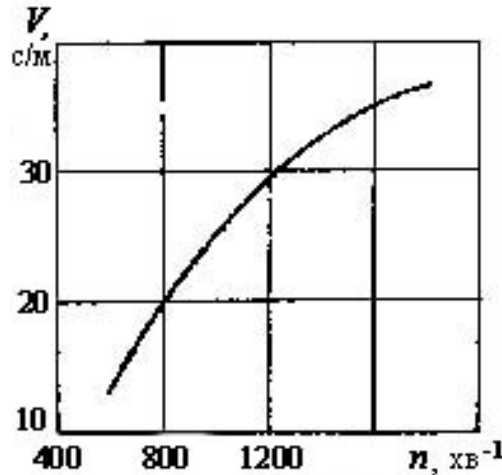


Рис. 4.15. Залежність швидкості розповсюдження фронту полум'я від частоти обертання колінчастого вала двигуна

виділі голубого світіння. Тиск і температура в камері згоряння в цей період практично не збільшуються. Далі настає другий період запалювання, при якому відбувається окислення альдегідів і утворення нових хімічно активних перекисів. Температура холодного полум'я підвищується і тиск зростає. З'являється більш інтенсивне вторинне світіння і в кінці періоду відбувається тепловий вибух, внаслідок якого утворюється осередок згоряння. Низькотемпературне запалювання відбувається в багатьох точках об'єму горючої суміші, в зв'язку з чим його називають об'ємним самозайманням.

Увесь інтервал часу від початку впорскування палива до виникнення полум'я називається **періодом затримки самозаймання**.

Розповсюдження полум'я. Після запалювання полум'я розповсюджується по всьому об'єму горючої суміші. В однорідній (гомогенній) суміші це відбувається внаслідок послідовного примусового запалювання шарів свіжої горючої суміші. Запалювання та згоряння кожного такого шару відбувається у вузькій зоні, яка розділяє незгорілу суміш від продуктів згоряння. Ця зона називається фронтом полум'я. У нерухомій горючій суміші, або в такій, що ламінарне переміщується, товщина фронту полум'я становить від кількох десятих міліметра до кількох міліметрів. Таке згоряння називають ламінарним. Шлях, який долає фронт полум'я по нормалі до своєї поверхні за одиницю часу, називається нормальною швидкістю

фронту полум'я. При ламінар-ному згорянні за атмосферного тиску його швидкість становить 0,35...0,55 м/с.

У камерах згоряння двигунів горюча суміш інтенсивно завихрю-ється і рух її набуває турбулентного характеру.

Під впливом турбулентності швидкість розповсюдження полум'я істотно виростає. Таке згоряння називають турбулентним. Якщо зона турбулентності сумірна з товщиною фронту полум'я, то турбулентність називають мілкомасштабною. Якщо вона перевищує товщину фронту полум'я то її називають великомасштабною.

Мілкомасштабна турбулентність сприяє прискоренню активації часток і переносу їх і теплоти в суміжні шари горючої суміші, що приводить до збільшення нормальної швидкості розповсюдження фронту полум'я.

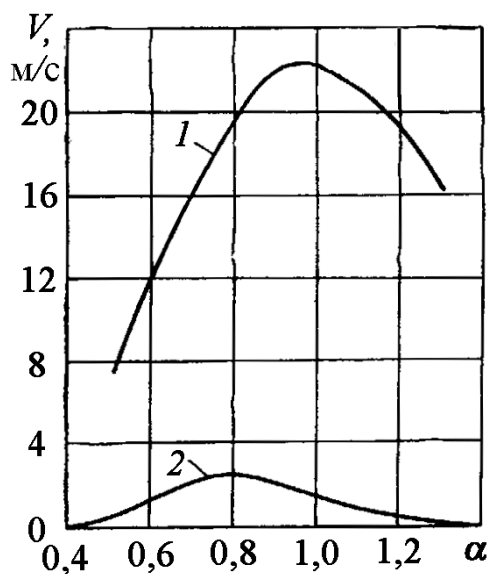


Рис.4.16. Залежність швидкості розповсюдження полум'я в ДВЗ від значення коефіцієнту надміру повітря:

1 - у двигуні; 2 - при ламінарному згорянні

Великомасштабна турбулентність приводить до сильного викривлення фронту полум'я і розриву його на окремі об'єми, що горять, внаслідок чого кількість горючої суміші, яка водночас бере участь у горінні, різко зростає, а загальний час згоряння скорочується. Швидкість розповсюдження фронту полум'я досягає при великомасштабній турбулентності 40...50 і навіть 60 м/с, а товщина зони турбулентного горіння становить 20...25 мм. Із збільшенням частоти обертання вихровий рух свіжого заряду посилюється, що приводить до росту швидкості фронту полум'я (рис. 4.15).

Великомасштабна турбулентність справляє вирішальний вплив на процес згоряння в двигунах.

Швидкість розповсюдження полум'я в гомогенній бензоповітряній суміші залежить від її складу, який характеризується коефіцієнтом надміру повітря α . Найбільше її значення досягається при $\alpha = 0,85...0,95$ (рис. 4.16). При збідненні та збагаченні горючої суміші швидкість фронту полум'я зменшується до деякої межі, при досягненні якої полум'я гасне; в першому випадку внаслідок витрати частки теплоти на нагрівання надміру повітря, а в другому - через нестачу кисню.

Межа збагачення горючої суміші, вище якої розповсюдження полум'я стає неможливим, називається **верхньою концентраційною межею** $\alpha_{\text{мін}}$, а межа збіднення - **нижньою концентраційною межею** $\alpha_{\text{макс}}$ розповсюд-

ження полум'я. Ці межі залежать від властивостей палива та фізичних умов їх згорання. Для більшості моторних палив при атмосферному тиску та температурі 293 К верхня межа розповсюдження ламінарного полум'я $\alpha_{\min} = 0,25 \dots 0,35$, а нижня $\alpha_{\max} = 1,65 \dots 2,8$. У бензинових двигунах при турбулентному згорянні маємо $\alpha_{\min} = 0,4 \dots 0,5$ і $\alpha_{\max} = 1,3 \dots 1,4$. У газових двигунах вони ширші в бік збіднення.

Розповсюдження полум'я після самозаймання палива в двофазних сумішах, коли частина палива знаходиться в паровій фазі, а частина в капельнорідинному стані, що характерно для дизелів, відбувається інакше. Запалювання виникає в зонах, що насичені паром палива, а від цих вогнищ запалювання полум'я розповсюджується всередину зон з крапельками рідкого палива. Розповсюдження полум'я визначається дифузійними процесами переносу теплоти, випаровуванням палива та перемішуванням його з киснем із зовнішніх зон, що справляє вирішальний вплив на швидкість згорання.

У неоднорідних сумішах завжди утворюються численні зони, де $\alpha = 0,85 \dots 0,95$, які і стають центрами запалювання більш збідненої суміші. Тому дизелі можуть працювати на малих навантаженнях при дуже бідній суміші з $\alpha > 4$. Але при $\alpha < (1,4 \dots 1,5)$ з'являються зони із значними місцевими перебагаченнями суміші з $\alpha < (0,3 \dots 0,4)$. У цих зонах відбувається крекінг вуглеводневих молекул без достатнього доступу повітря і утворення найменших часток твердого вуглецю у вигляді сажі й диму. Саме це є причиною димності дизелів при збільшенні навантаження понад деякої межі.

Дисоціація газів у процесі згорання - це розпад складних хімічних сполук на прості елементи під впливом високої температури. При нагріванні вище 2300 К диоксид вуглецю газ CO_2 частково розпадається на оксид вуглецю CO та кисень O_2 , а водяна пара H_2O - на водень H_2 і кисень O_2 . Оскільки такі температури мають місце при згорянні паливоповітряних сумішей у циліндрах двигуна, то в продуктах згорання відбувається часткова дисоціація CO_2 та H_2O . Дисоціація є ендотермічною реакцією, тобто супроводжується поглинанням теплоти. Внаслідок цього знижується температура і максимальний тиск циклу і відповідно їм потужність двигуна. У процесі розширення температура продуктів згорання знижується, CO та H_2 , що утворились при дисоціації, знову окислюються і виділяють теплоту (екзотермічна реакція), але ефективно ця теплота перетворитися в корисну роботу вже не може, бо поршень значно відійшов від в.м.т. Мало того, дисоціація приводить до підвищення температури в кінці розширення і погіршення економічності двигуна. Інтенсивність дисоціації залежить від складу бензоповітряної суміші. Втрати теплоти характеризують такі наближені дані:

Коефіцієнт надміру повітря	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Втрати теплоти внаслідок дисоціації, %	0	5	10	7	4

У дизелях температура згоряння нижче, ніж в двигунах з іскровим запалюванням, тому дисоціація в них менша.

4.4.4. Процес згоряння в ДВЗ з іскровим запалюванням

Запалювання в цих двигунах починається в таких умовах: циліндр двигуна, наповнений робочою сумішшю, яка складається з пари палива, повітря й деякої кількості залишкових газів від попереднього циклу; суміш стиснута до тиску 0,9...1,5 МПа, її температура становить 600...750 К; суміш запалюється від високотемпературного розряду між електродами свічки.

Процес згоряння відбувається поблизу в.м.т. за короткий відрізок часу, дець 0,001 с. За цей час колінчастий вал повертається на 15...20° і поршень трохи переміщується від в.м.т. Тому лінія згоряння на звичайній діаграмі дійсного циклу відхиляється від лінії підводу теплоти при $V = \text{const}$ в ідеальному циклі. Однак відхилення це незначне і на індикаторній діаграмі в системі координат $p - V$ аналізувати процес згоряння важко. Для цієї мети зручніше використовувати так звану розгорнуту індикаторну діаграму, на якій змінення параметрів p , T зображується в залежності від кута повороту колінчастого вала φ , (рис. 4.17).

Окрім тиску p і температури T газів в циліндрі, важливими показниками процесу згоряння є характеристики тепловиділення і використання теплоти, а також характеристика швидкості тепловиділення.

Характеристикою тепловиділення називають залежність долі теплоти χ , яка виділяється під час згоряння палива, від кута оберту φ колінчастого вала. Її зображують у відносних величинах

$$\chi(\varphi) = \frac{Q_{\text{вид}}(\varphi)}{Q_{\text{ц}}}, \quad (4.20)$$

де $Q_{\text{вид}}(\varphi)$ - кількість теплоти, що виділилася з палива під час оберту колінчастого вала на даний кут φ ; $Q_{\text{ц}}$ - кількість теплоти, що міститься в паливі, яке введено в циліндр за робочий цикл.

Але не вся теплота, що виділяється з палива, використовується корисно на підвищення енергії робочого тіла і здійснення роботи. Частина її віддається в стінки камери згоряння і циліндра, а також витрачається на теплову дисоціацію молекул. Ці витрати враховуються в характеристиці використання теплоти $\xi(\varphi)$, яка відображається залежністю

$$\xi(\varphi) = \frac{Q_{\text{вик}}(\varphi)}{Q_{\text{ц}}}, \quad (4.21)$$

де $Q_{\text{вик}}(\varphi)$ - кількість корисно використаної теплоти, що виділилася з палива під час оберту на даний кут φ .

Характеристика швидкості тепловиділення визначається як похідна від залежності $\chi(\varphi)$ за кутом φ $d\chi(\varphi)/d\varphi$

Перелічені залежності зображують на одному графіку з розгорнутою індикаторною діаграмою.

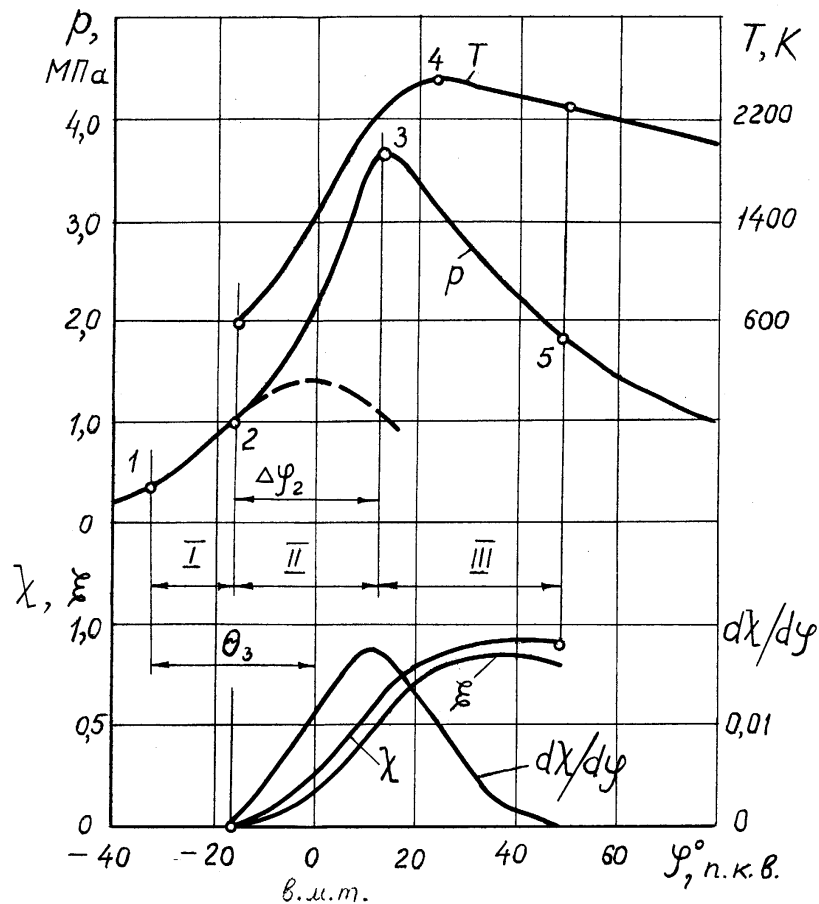


Рис. 4.17. Діаграми розвитку згоряння в карбюраторному двигуні

Для швидкого згоряння робочої суміші поблизу в.м.т., при якому забезпечене найбільш повне використання теплоти, електричну іскру необхідно подавати, коли поршень трохи не доходить до в.м.т. Кут повороту колінчастого вала до в.м.т., який відповідає проскакуванню іскри, називається кутом випередження запалювання θ_3 . Він становить $20...55^\circ$ п.к.в. Після подачі електричної іскри видиме полум'я з'являється не миттю, тому що для його утворення та підготовки суміші до згоряння потрібен деякий проміжок часу.

На індикаторній діаграмі можна виділити три фази згоряння.

Перша фаза (I), або період скритого горіння - від моменту проскакування електричної іскри до початку різкого збільшення тиску на

індикаторній діаграмі. В цей період виникає невеликий осередок горіння в зоні розряду між електродами свічки і згоряє 6... 8 % горючої суміші. Тиск газів в циліндрі підвищується в основному за рахунок стиснення поршнем. Тривалість першої фази становить 10...30 ° п.к.в. (0,0005...0,001 с).

Друга фаза (II) - період швидкого або видимого горіння. Починається з моменту відриву лінії згорання від лінії стиснення на індикаторній діаграмі і закінчується в момент досягнення максимального тиску в циліндрі. В цей період відбувається швидке розповсюдження фронту полум'я по всьому об'єму камери згорання.

Основним фактором, що впливає на швидкість розповсюдження полум'я, є великомасштабна турбулентність. Крім того, фронт полум'я додатково переміщується за рахунок розширення продуктів згорання, які під впливом нагрівання збільшуються в об'ємі в три-чотири рази. Тривалість другої фази становить 25...30° п.к.в. (0,001...0,002 с). За цей час згоряє 70...80 % робочої суміші. Температура продуктів згорання підвищується до 2200...2500 К, а тиск досягає максимального значення 3,5...5,5 МПа. Друга фаза згорання характеризує жорсткість роботи двигуна, яку оцінюють за найбільшою швидкістю наростання тиску на кожен градус кута повороту колінчастого вала і максимальним тиском у камері згорання $p_{\text{макс}} = p_{z_d}$.

Розрізняють максимальну $(dp/d\varphi)_{\text{макс}}$ та середню $\Delta p/\Delta\varphi$ швидкості наростання тиску, де $\Delta p = p_3 - p_2$ - різниця між максимальним тиском циклу (точка 3) і тиском на початку видимого горіння (точка 2); $\Delta\varphi$ - кут повороту колінчастого вала від початку видимого горіння (точка 2) до досягнення максимального тиску (точка 3) циклу. Максимальне наростання тиску визначають в середній частині другої фази згорання.

Якщо горіння проходить нормально, $\Delta p/\Delta\varphi = 0,12...0,26$ МПа/°п.к.в. Коли $\Delta p/\Delta\varphi < 0,1$ МПа/°п.к.в. згорання в значній мірі продовжується на лінії розширення, що приводить до погіршення паливної економічності, а коли воно менше ніж 0,26 МПа/°п.к.в., тиск наростає надто швидко. Різке наростання тиску газів має характер удару і приводить до зниження строку служби деталей кривошипно-шатунного механізму і може викликати поломки цих деталей. Тому швидкість наростання тиску $\Delta p/\Delta\varphi$ називають жорсткістю роботи двигуна.

Найбільшу площу індикаторної діаграми, а отже, максимальну потужність двигуна маємо, коли максимальний тиск при згоранні досягається при 10...15° п.к.в. після в.м.т, про що свідчить те, що основна маса палива до цього моменту вже згоріла.

Третя фаза (III) називається періодом догорання. Вона починається від точки максимального тиску газів у циліндрі, яке в третій фазі циклу знижується з-за збільшення об'єму робочої порожнини при розширенні, а також внаслідок збільшення віддачі теплоти від газів до стінок циліндра та його головки, до кінця згорання. Ця фаза не має чітко визнаного закінчення. На початку цієї фази процес згорання ще точиться інтенсивно, тому

температура продуктів згоряння продовжує підвищуватися до максимального значення (точка 4), а далі знижується, тому що швидкість розповсюдження пламеню біля стінок камери згоряння знижується через підсилення тепловідведення, ослаблення турбулентності та через нестачу кисню. Приблизна її тривалість становить 20...35° п.к.в. (0,001...0,0015 с). У цій фазі виділяється 10...15 % теплоти, внесеної з паливом, і вона остаточно формує економічність циклу.

Основна частина використаної теплоти підводиться в II фазі (до $p_{\text{макс}}$). На початку згоряння швидкість тепловиділення росте повільно і досягає максимуму приблизно в середині згоряння. Максимум швидкості один.

Загальне корисне використання теплоти під час процесу згоряння становить 80...90 % від теплоти, що введена в циліндр з паливом. Решта 10...20 % теплоти втрачається через неповноту згоряння та дисоціацію, а також із-за інтенсивної тепловіддачі в стінки робочої порожнини циліндра.

Спостерігають за процесом згоряння кількома способами. Найбільш наочним є фотографування крізь спеціально вмонтоване в головку циліндра кварцеве вікно, що витримує високий тиск і високу температуру.

Фотографування швидкісною кінокамерою показало, що фронт полум'я являє собою контур, що світиться, відділяючи продукти згоряння від незгорілої суміші. Він має хвилеподібну форму і розповсюджується в різних ділянках об'єму камери згоряння з різними швидкостями.

Фактори, що впливають на процес згоряння в двигунах з іскровим запалюванням

На процес згоряння в двигунах впливають експлуатаційні і конструкційні фактори.

Експлуатаційні фактори

Склад робочої суміші значно впливає на процес згоряння. Він характеризується коефіцієнтом надміру повітря α . Як було показано, найбільшу швидкість розповсюдження фронту полум'я маємо при $\alpha = 0,85...0,95$. При таких значеннях α забезпечується найбільше значення максимального тиску згоряння та найбільша робота циклу. Тому при повній потужності двигуни з іскровим запалюванням працюють при $\alpha = 0,85...0,95$, незважаючи на погіршення економічності. Найкраща економічність виходить при роботі на збідненій робочій суміші з коефіцієнтом надміру повітря $\alpha = 1,05...1,15$. У цьому випадку за рахунок надміру повітря паливо згоряє практично повністю, але процес згоряння протікає повільніше і робота циклу зменшується, що приводить до зниження потужності двигуна.

Значення α , при якому досягається найкраще тепловикористання, називають межею ефективного збіднення робочої суміші.

При значному збідненні робочої суміші до $\alpha \geq 1,2 \dots 1,25$ робота двигуна стає нестійкою внаслідок різкого зростання неідентичності циклів.

При дуже сильному збідненні ($\alpha > 1,25$) з'являються спалахи у впускному трубопроводі та в карбюраторі, через те що згоряння настільки уповільнюється, що частка палива догоряє не тільки при розширенні, але й під час випуску. Внаслідок цього свіжий заряд, що поступає в циліндр, запалюється від газів, які горять.

Кут випередження запалювання. Для того щоб основна маса робочої суміші згоріла при перебуванні поршня поблизу в.м.т. і тепловиділення в основному закінчилось, коли колінчастий вал повернеться не більше, ніж на $15 \dots 20^\circ$ після в.м.т., необхідно подавати електричну іскру з випередженням, яке на сучасних двигунах становить $25 \dots 40^\circ$ до в.м.т.

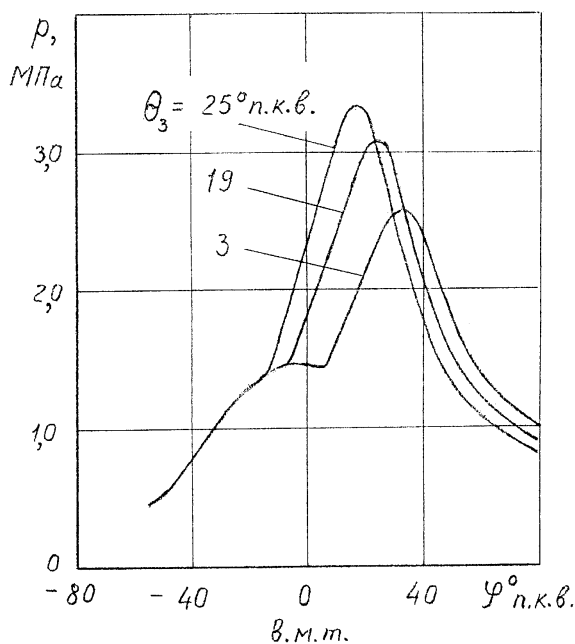


Рис. 4.18. Вплив кута випередження запалювання на індикаторну діаграму бензинового двигуна

Оптимальний кут випередження запалювання визначається для кожного типу двигуна на гальмовному випробному стенді. Відхилення кута випередження запалювання від оптимального приводить до зміщення індикаторної діаграми відносно в.м.т. і збільшенню витрат теплоти (рис. 4.18).

При надто ранньому куті випередження запалювання своєчасність тепловиділення поліпшується, але тиск різко збільшується і навіть може досягнути максимального значення до завершення ходу стиску. Внаслідок цього зростає негативна робота в кінці стиску, знижується потужність і погіршується економічність двигуна. Крім того, значно виростають тиск і

температура в циліндрі, що сприяє виникненню детонаційного згоряння, про яке буде сказано нижче.

При надто пізньому куті випередження запалювання значна частина тепловиділення відбувається під час розширення, коли поршень переміщується далеко від в.м.т. Максимальний тиск і робота розширення знижуються, потужність падає, а температура газу в кінці розширення підвищується і двигун перегрівається. Погіршується паливна економічність двигуна. Оптимальний кут випередження запалювання залежить від довготривалості першої і другої фаз згоряння, тому з підвищенням частоти обертання і зниженням навантаження його необхідно збільшувати.

Частота обертання. З підвищенням частоти обертання вихровий рух свіжого заряду в циліндрі підсилюється, що сприяє турбулізації процесу згоряння і інтенсифікації переносу теплоти і активних часток. Процес згоряння в цілому прискорюється. Однак час, що відродиться на процес згоряння, скорочується пропорційно частоті обертання і випереджує прискорення процесу згоряння. Тому тривалість процесу згоряння, виражена в градусах повороту колінчастого вала, з ростом частоти обертання збільшується.

Збільшення відбувається в основному за рахунок першої і третьої фаз згоряння, в той час, як друга фаза завдяки зростанню швидкості розповсюдження фронту полум'я практично не міняється. У цілому ж з підвищенням частоти обертання при сталому куті випередження запалювання процес згоряння розгортається пізніше (рис. 4.19).

Якщо з підвищенням частоти обертання збільшувати кут випередження запалювання, то лінії підвищення тиску в другій фазі при різних частотах обертання будуть практично співпадати. Тому з підвищенням частоти обертання кут випередження запалювання потрібно збільшувати (рис. 4.20).

Навантаження. Потужність двигуна з іскровим запалюванням регулюється в основному змінюванням кількості свіжого заряду, що поступає в його циліндри, за допомогою дросельної (в карбюраторних двигунах) або повітряної (в двигунах з впорскуванням легкого палива) заслінки. Внаслідок дроселювання зменшується коефіцієнт наповнення η_v . Кількість залишкових газів при цьому залишається незмінною, тому в міру зменшення кількості свіжого заряду відносний вміст залишкових газів у робочій суміші стає більшим, коефіцієнт залишкових газів γ виростає. Крім того, зменшується тиск і температура в кінці стиску. Через зменшення швидкості руху повітря в дифузорі карбюратора при прикритій дросельній заслінці погіршується процес сумішоутворення. Все це приводить до зменшення швидкості виникнення полум'я в першій фазі згоряння і уповільнення розповсюдження фронту полум'я в другій і третій фазах. Негативний вплив дроселювання особливо помітно при малих навантаженнях і при мінімальній частоті обертання в режимі холостого ходу. Щоб поліпшити процес згоряння при

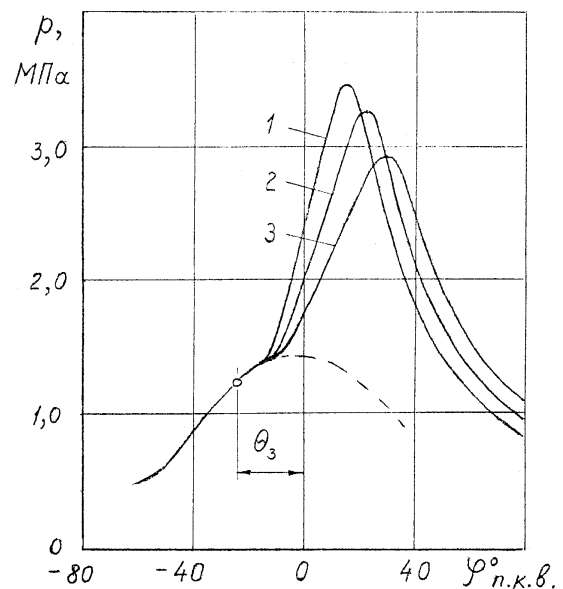


Рис. 4.19. Вплив частоти обертання колінчастого вала на індикаторну діаграму ($\theta_3 = \text{const}$):

1-1000; 2-2000; 3-3000 хв⁻¹

дроселюванні, робочу суміш збагачують, причому тим більше, чим сильніше дроселювання. Збагачення суміші приводить до неповного згорання з утворенням горючих газів CO та H_2 , які ослаблюють інертність відпрацьованих газів і роблять їх частково горючими.

Але через хімічне неповноту згорання палива частка теплоти не виділяється і витрата палива різко зростає. Незадовільна економічність

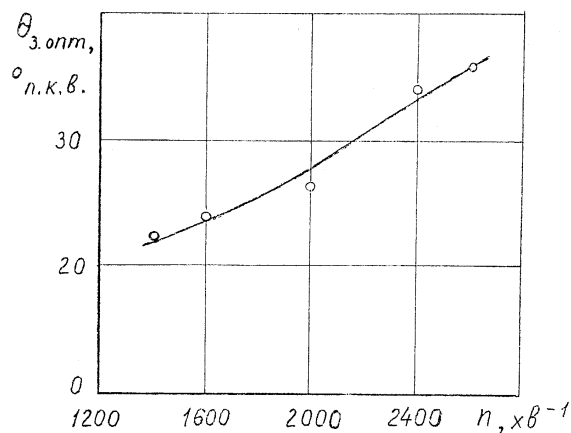


Рис. 4.20. Залежність оптимального кута випередження запалювання від частоти обертання колінчастого вала

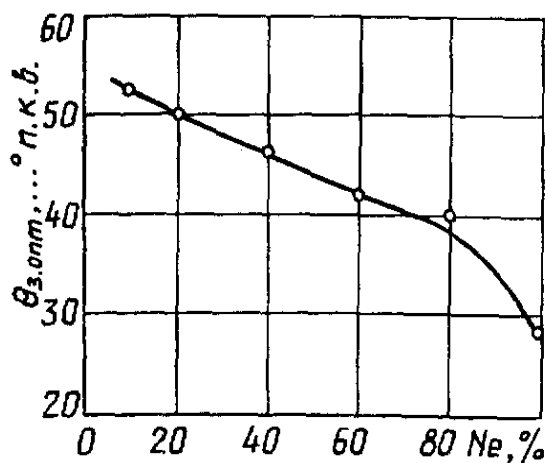


Рис. 4.21. Залежність оптимального кута випередження запалювання від навантаження двигуна автомобіля ГАЗ-66 при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

роботи карбюра-торних двигунів на часткових режимах роботи - їх головний недолік, Одночасно з цим зростає зміст оксиду вуглецю та вуглеводню в відпрацьованих газах. Для кожного режиму навантаження є свій оптимальний склад робочої суміші. Погіршення процесу згорання при дроселюванні можна частково компенсувати також збільшенням кута випередження запалювання (рис. 4.21). При більш ранньому запалюванні процес згорання пересувається до в.м.т. і протікає в більш сприятливих умовах. Збільшення кута випередження запалювання робиться автоматично за допомогою вакуум-коректора.

Конструкційні фактори

Ступінь стискування. Із збільшенням ступеню стиску підвищується термічний ККД циклу. Зростають тиск і температура в кінці стиску, що сприяє прискоренню підготовки палива до згорання, збільшенню швидкості розповсюдження фронту полум'я і скороченню загальної довготривалості процесу згорання. Це сприяє поліпшенню

показників роботи двигуна. Однак для збільшення ступеню стиску необхідно зменшувати об'єм камери згорання, тому відношення площі $F_{к.з.}$ поверхні камери згорання до її об'єму $V_{к.з.}$ стає більшим, відносна кількість робочої суміші, що прилягає до стінок камери згорання, зростає. Пристінкові шари

робочої суміші охолоджуються і швидкість згоряння їх уповільнюється, що приводить до збільшення тривалості третьої фази згоряння. Таким чином, збільшення ступеню стискання позитивно впливає в основному на термічний ККД. Підвищення ступеню стискання в двигунах з іскровим запалюванням обмежується виникненням детонаційного згоряння. Крім того, при підвищенні ступеню стискання зростає токсичність відпрацьованих газів. Тому в сучасних двигунах ступінь стискання не роблять більше 9,5. Потрібно ураховувати, що з підвищенням ступеню стискання зростає навантаження на кривошипно-шатунний механізм, тому необхідно збільшувати розміри і маси його деталей.

Форма камери згоряння і розміщення свічки. Основна вимога до камери згоряння двигуна з іскровим запалюванням - забезпечення процесу згоряння без детонації при якомога більшому ступеню стискання. Для цього відношення площі поверхні камери згоряння до її об'єму ($F_{\text{к.з.}}/V_{\text{к.з.}}$) повинно бути мінімальним; повинно забезпечуватись достатнє завихрення свіжого заряду; свічка запалювання повинна розміщуватись, близько до найбільш нагрітих ділянок камери і близько до її центру, щоб шлях фронту полум'я був якомога коротше. Форма камери згоряння істотно залежить від розташування клапанів: нижнього чи верхнього. На перших двигунах широко застосовувалось нижнє розташування клапанів (рис. 4.22, а). В камері згоряння з таким розміщенням клапанів забезпечується інтенсивний вихровий рух робочої суміші в бік свічки запалювання внаслідок витискування її з зазору між поршнем і головкою циліндра в кінці стискання. Однак у таких камерах згоряння велика поверхня тепловідводу і в теперішній час вони повністю витіснені камерами згоряння з верхнім розташуванням клапанів.

Найкращою формою камери згоряння є напівсферична (рис. 4.22, б). Вона має найменше відношення $F_{\text{к.з.}}/V_{\text{к.з.}}$ і найкоротший шлях фронту полум'я до будь-якої віддаленої частини камери. За допомогою витискувачів на поршні, заширмлення впускного клапану і тангенційного розташування впускних каналів в напівсферичних камерах можна забезпечити хорошу турбулентність робочої суміші. Однак для таких камер згоряння потрібний ускладнений привод клапанів, які розташовуються у два ряди, збільшується ширина верхньої частини двигуна. Близька до неї за властивостями шатрова камера (рис. 4.22, в), у якій клапани розташовані в один ряд, що спрощує конструкцію приводу клапанів.

Завдяки простоті виготовлення широке застосування набули такі камери згоряння: плоскоовальна (рис. 4.22, г), клинова (рис. 4.22, д), напівклинова (рис. 4.22, е). В усіх цих камерах клапани розташовані в один ряд.

Найкраща турбулізація суміші забезпечується в плоскоовальній камері згоряння, однак в цій камері гірше наповнення циліндра свіжою сумішшю.

Хороше завихрення суміші забезпечується при використанні циліндричної камери згоряння в днищі поршня в поєднанні з впускним

каналом спеціальної форми в головці блоку (рис. 4.22, *є*). При такій конструкції камери згоряння спрощується головка блока, тому що нижня поверхня головки робиться плоскою.

У більш досконалих модифікаціях напівклинової камери об'єм камери згоряння частково розташований у днищі поршня (рис. 4.22, *ж*). Подальшим розвитком таких камер є лінзовидні камери згоряння, які складаються з двох сферичних сегментів, один з яких виконано в головці циліндра, а другий - у днищі поршня.

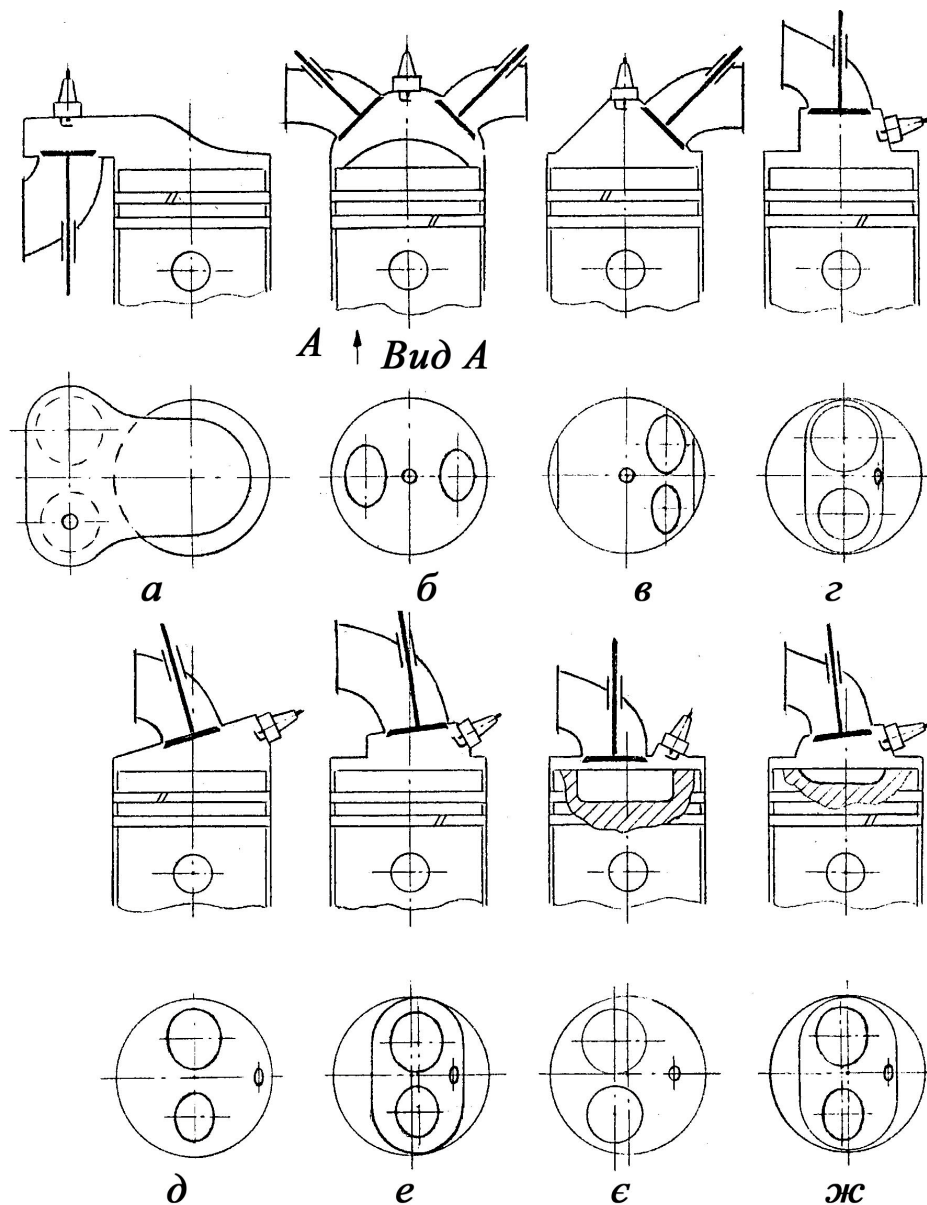


Рис. 4.22. Основні форми камер згоряння сучасних карбюраторних і газових двигунів

Зараз поширюється застосування автомобільних двигунів з трьома, чотирма і п'ятьма клапанами в кожному циліндрі. Збільшення кількості клапанів сприяє поліпшенню процесу згоряння, підвищенню

антидетонаційних властивостей камери згоряння, поліпшенню наповнення циліндрів свіжим зарядом, зниженню токсичності відпрацьованих газів.

На двигунах з великим діаметром циліндрів іноді встановлюють по дві свічки запалювання на циліндр, що запалюють суміш з двох боків, завдяки чому шлях фронту полум'я скорочується вдвічі. Дві свічки доцільно застосовувати в газових двигунах, тому що газоповітряні суміші горять повільніше, ніж бензиноповітряні.

Енергія іскрового розряду. Збільшення енергії іскрового розряду підвищує надійність запалювання і скорочує першу фазу згоряння. Однак цей позитивний ефект можна спостерігати тільки до певного моменту, після якого наступне збільшення енергії розряду не дає значного результату.

Основні порушення нормального згоряння в двигунах з іскровим запалюванням

1. Детонаційне згоряння. Детонаційним згорянням, або детонацією, називається особливий вид вибухового згоряння, що супроводжується різкими і дзвінкими металевими звуками. Виникає воно після початку нормального згоряння внаслідок samozапалювання робочої суміші у віддалених від свічки ділянках камери згоряння з гарячими стінками до приходу туди фронту полум'я. Із-за підвищення температури і тиску перед фронтом полум'я на цих ділянках камери згоряння інтенсивно утворюються та накопичуються активні перекисні сполуки. При накопичуванні їх більш деякого критичного значення суміш самозаймається, причому згоряння має вибуховий характер з різким місцевим підвищенням температури і утворенням ударної хвилі тиску, що переміщується в камері згоряння зі швидкостями до 1000...2300 м/с. Відбиваючись від стінок камери згоряння, ударна хвиля утворює нові хвилі і нові вогнища запалювання, при цьому розвивається дисоціація з утворенням оксиду вуглецю, атомарного вуглецю, водню, кисню і поглинанням великої кількості теплоти. Продукти дисоціації та незгоріла частина палива догоряють в процесі розширення але з меншою ефективністю, тому потужність двигуна знижується, двигун перегрівається, з'являється димність.

Різке підвищення тиску, що виникає у фронті ударних хвиль, не є небезпечним для міцності деталей двигуна, тому що піки тиску тривають менше 0,0001 с. Однак багаторазово повторювані хвилі тиску руйнують масляну плівку на стінках циліндра, що приводить до прискорення зносу циліндрів та поршневих кілець. Вібраційний характер навантаження на поршень при детонації може викликати руйнування антифрикційного шару в шатунних підшипниках. Короточасні ударні хвилі не підвищують роботу газів, але різко збільшують тепловіддачу в стінки, що приводить до газової корозії поверхні камери згоряння і може викликати її місцеві руйнування. Звичайно в першу чергу руйнуються кромки прокладки головки блоку, що приводить до її прогорання.

Зовнішні ознаки детонації: дзвінкий стукіт металевого характеру, падіння потужності, перегрів та нестійка робота двигуна, епізодична поява чорного диму з випускної труби, зниження температури відпрацьованих газів (із-за дисоціації молекул).

При детонації лінія розширення на індикаторній діаграмі має вигляд пилки (рис. 4.23). Тривала робота двигуна з детонацією неприпустима.

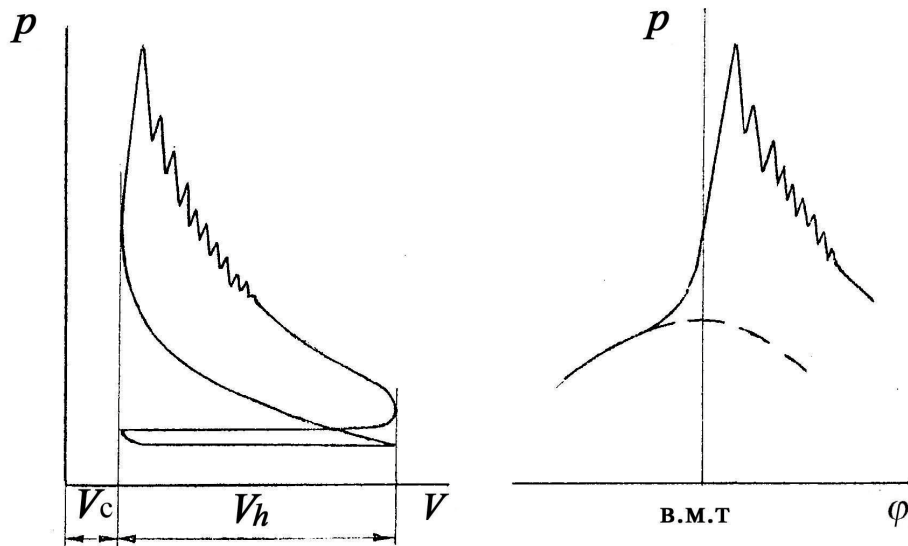


Рис. 4.23. Індикаторні діаграми двигуна, який працює з детонацією

2. Передчасне запалювання. При передчасному запалюванні робоча суміш запалюється від нагрітих ділянок камери згоряння до появи електричного розряду між електродами свічки. Таке запалювання називають жаровим. Джерелами жарового запалювання можуть бути нагріті до температури вище 950...1000 К центральні електроди та ізолятори свічок, тарілки випускних клапанів, великі розжарені (жеврїючі) частки нагару. Жарове запалювання відбувається в процесі стискання, тиск різко підвищується і може досягти максимального значення до завершення такту стискання. Внаслідок цього затрачується додаткова робота на стискання газів, що вже згоріли, а на індикаторній діаграмі утворюється петля, корисна площа діаграми зменшується (рис. 4.24). Внаслідок підвищення максимального тиску і температури та збільшення часу контакту газів зі стінками циліндрів різко збільшується тепловіддача в стінки. Тому жарове запалювання підсилюється і починає виникати все раніше і раніше, і може призвести до оплавлення та прогорання поршня.

Передчасне запалювання є небезпечним видом порушення згоряння, на яке не завжди можна в свій час звернути увагу. Зовні воно виявляється у падінні потужності; перегріві двигуна; у вигляді глухих стуків, які важко діагностуються, бо вони мало відрізняються від загального шуму двигуна. До того ж воно звичайно виникає в якомусь одному з циліндрів двигуна і

потужність двигуна змінюється дуже мало. Тому необхідно суворо дотримувати відповідності «жарового числа» свічок особливостям двигуна. Свічки повинні бути стійкими проти перегріву і в той же час не повинні бути надто «холодними» - при роботі в режимі холостого ходу температура електродів свічок не повинна бути нижче 670 К. Потрібно періодично очищати камеру згоряння від нагару і слідкувати за слушним регулюванням зазорів у механізмі газорозподілу.

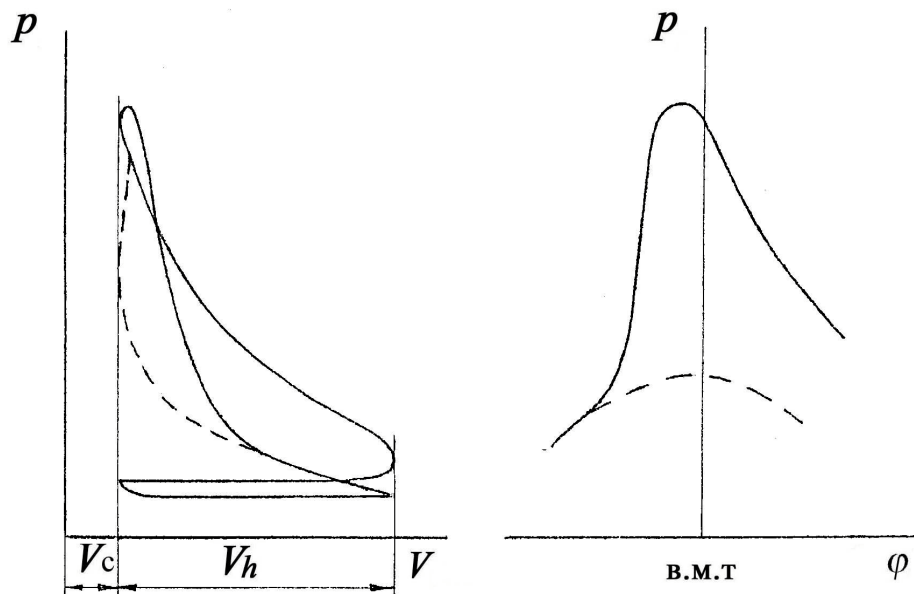


Рис. 4.24. Індикаторні діаграми двигуна, який працює з передчасним запалюванням

3. Подальше жарове запалювання. У двигунах з високими ступенями стискання при роботі на паливах з присадкою антидетонатора можуть виникати вогнища жарового запалювання в ще незгорілій частині робочої суміші вже після того, як почалось згоряння від електричної іскри. Внаслідок цього збільшується швидкість наростання тиску в другій фазі згоряння і підвищується максимальний тиск згоряння, на розвернутій індикаторній діаграмі з'являється гострий пік (рис. 4.25). Жарове запалювання відбувається від мілких розжарених частинок нагару, що відірвалися від стінок камери згоряння і знаходяться в робочій суміші у виваженому стані. Нагар відкладається на стінках камери при тривалій роботі з дуже малим навантаженням, або в режимі холостого ходу, а при збільшенні навантаження відшаровується від стінок.

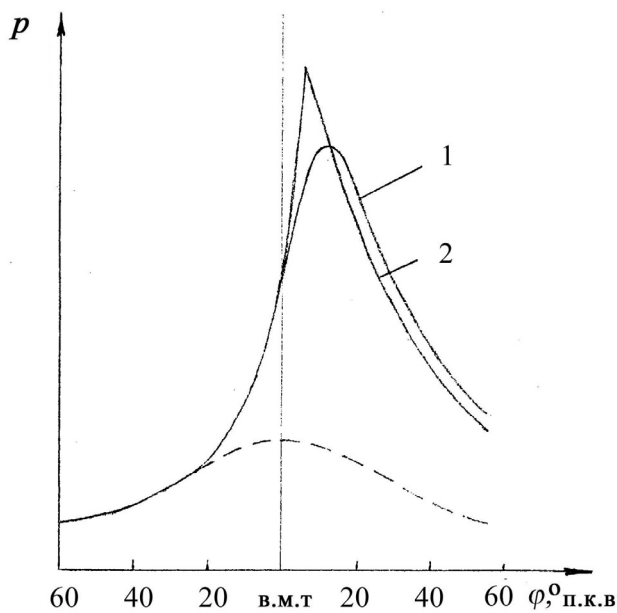


Рис. 4.25. Індикаторна діаграма двигуна з нормальним згорянням (1) і з подальшим жаровим запалюванням (2)

Тому подальше жарове запалювання звичайно з'являється при переході від невеликого навантаження до повного. Воно характерне для автомобілів з двигунами великого робочого об'єму і великим запасом потужності, які в міських умовах значну частину часу працюють при дуже малому навантаженні. У зарубіжній літературі таке порушення процесу згоряння здобуло назву «рамбл» (рокіт, гуркіт). Воно виявляється у вигляді стуків глухого тону, що нагадують жорстку роботу дизелів. Ударні та детонаційні хвилі при такому згорянні не виникають, але жорсткість роботи в 5...7 разів перевищує нормальні межі.

Фактори, що впливають на появу детонації

Конструктивні фактори

Ступінь стискання. Чим вищий ступінь стискання, тим вищі тиск і температура робочої суміші в кінці стискання і тим сприятливіші умови для виникнення детонації. Тому межею підвищення ступеню стискання є виникнення детонації. Але ця межа суттєво залежить від октанового числа уживаного палива яке використовується, розмірів та форми камери згоряння, матеріалу поршня та головки циліндра, а також швидкохідності двигуна та способу його охолодження.

Розмір та число циліндрів. Із збільшенням діаметра циліндра збільшується шлях фронту полум'я, що сприяє виникненню детонації. Тому в двигунах з циліндрами більшого діаметру встановлюють по дві свічки запалювання на протилежних боках камери згоряння. З цієї ж причини двигуни з іскровим запалюванням з циліндрами великого діаметра не одержали розповсюдження на автомобілях. Підвищення потужності забезпечується збільшенням кількості циліндрів.

Форма камери згоряння і розміщення свічки запалювання. Для зменшення схильності до детонаційного згоряння потрібно, щоб камера згоряння була компактною, щоб було забезпечене достатнє завихрення свіжого заряду, а свічка розміщувалась так, щоб шлях фронту полум'я у всіх

напрямках був приблизно однаковим. Краще всього ці умови виконуються в камерах згоряння, розміщених у днищі поршня. Задовільні показники у напівсферичних камер, в яких забезпечений найкоротший шлях розповсюдження фронту полум'я. Інтенсивна турбулентність робочої суміші забезпечується в клинових та плоскоовальних камерах згоряння.

Матеріал поршня і головки циліндра. Схильність до детонації залежить від інтенсивності відводу теплоти від деталей, що утворюють камеру згоряння. Тому використання алюмінієвих сплавів для виготовлення поршнів та головок циліндрів дозволяє на тому ж двигуні декілька підвищити ступінь стискання.

Експлуатаційні фактори

Сорт уживаного палива суттєво впливає на виникнення детонації. Стійкість палива до детонації оцінюється октановим числом. При експлуатації автомобіля треба використовувати той бензин, який рекомендовано в інструкції щодо його експлуатації.

Склад робочої суміші. Найбільшу схильність до детонації має робоча суміш з коефіцієнтом надміру повітря $\alpha = 0,85 \dots 0,95$, при якому забезпечуються найбільші температура і тиск у циліндрі, що сприяє виникненню детонації. При роботі на більш збагачених, або збіднених сумішах схильність до детонації зменшується через різке зниження температури й тиску в основній фазі згоряння.

Кут випередження запалювання. Виникненню детонації сприяє ранній кут випередження запалювання, тому що у цьому випадку частка теплоти виділяється в кінці стискання до приходу поршня в в.м.т., внаслідок чого різко підвищується тиск у другій фазі згоряння і виникають вогнища samozapalювання перед фронтом полум'я. Пізніше запалювання переборює детонаційне згоряння.

Навантаження двигуна. При зменшенні потужності двигуна шляхом прикривання дросельної заслінки збільшується коефіцієнт залишкових газів, а тиск і температура в кінці стискання знижуються в зв'язку із зменшенням кількості палива, що вводиться. Тому можливість виникнення детонаційного згоряння різко зменшується. З підвищенням навантаження схильність двигуна до детонації зростає.

Частота обертання колінчастого валу. При збільшенні частоти обертання, підсилюється турбулізація свіжого заряду та через підвищення опору у впускній системі зростає коефіцієнт залишкових газів. Внаслідок цього температура та тиск у процесі згоряння зменшуються. Крім того, скорочується час для хімічної підготовки палива до samozapalювання. У зв'язку з цим імовірність появи детонації при збільшенні частоти обертання знижується.

Тепловий стан двигуна. З підвищенням температури деталей камери згоряння двигуна зростає схильність до детонації. Особливо впливає температура найбільш нагрітих деталей у камері, до яких в першу чергу

можна віднести випускний клапан. Тому застосування натрієвого охолодження випускних клапанів не тільки підвищує строк їх служби, але й помітно покращує антидетонаційні властивості двигуна. Ефективно застосування роздільного охолодження головок циліндрів, що дозволяє організувати більш раціональне відведення теплоти від стінок камери згоряння.

Нагароутворення. При відкладенні нагару на стінках камери згоряння погіршується відведення теплоти від них, а також декілька збільшується ступінь стискання. Це приводить до підвищення температури і тиску робочої суміші, що сприяє появі детонації. В цьому випадку треба зменшити кут випередження запалювання та очистити камеру згоряння від нагару.

Стан навколишнього середовища. Стан атмосферного повітря характеризується трьома параметрами: тиском, температурою, вологістю. Змінення цих параметрів впливає на виникнення детонації. Чим вищий тиск та температура повітря, тим більша схильність двигуна до детонації. Підвищення вологості повітря, навпаки, знижує схильність до детонації, тому що на випаровування вологи в циліндрах двигуна витрачається частка теплоти і температура в них зменшується.

4.4.5. Процес згоряння в дизелях

На такті стискання в циліндрах дизеля стискається повітря. Незадовго до приходу поршня в в.м.т. починається вприскування палива. В момент початку вприскування тиск в циліндрі досягає 3,0...5,0 МПа, а температура повітря становить 700...900 К, що приблизно на 150...250 К вище температури самозаймання дизельного палива. При цьому густина повітря в камері згоряння в 12...15 разів і більше перевищує густину навколишнього повітря. При наявності наддуву тиск може бути значно вищий. Вприскування палива починається до в.м.т. і може закінчуватися як до в.м.т., так і після неї. На весь період сумішоутворення в дизелі припадає дуже мало часу - 20...40° п.к.в., або тисячні частки секунди, що в 10 разів менше, ніж у карбюраторному двигуні. За цей проміжок часу краплі впорскнутого палива повинні встигнути нагрітися та випаритися.

Займання палива відбувається в пароподібному стані. Однак за короткий проміжок часу між початком вприскування та займанням не все паливо встигає випаритись і частка його перебуває до початку згоряння в крапельно-рідинному стані. Тому процеси займання та згоряння в дизелях розгортаються в двофазній гетерогенній системі з нерівномірною макро- та мікроструктурою. Через нерівномірний розподіл палива по об'єму камери згоряння суміш випарованого палива з повітрям досягає межі самозаймання в різних ділянках камери згоряння не водночас, тому самозаймання відбувається спочатку в тих зонах, де ця межа досягнута. Завдяки цьому в дизелях можна використовувати якісне регулювання потужності, при якому для змінювання потужності двигуна кількість повітря, що надходить до циліндрів, не регулюють, а тільки змінюють кількість палива, що подається.

Хоча при зменшенні потужності дизеля загальний коефіцієнт надміру повітря збільшується і в режимі холостого ходу досягає $\alpha = 5 \dots 6$, в окремих зонах камери згоряння створюється склад суміші, необхідний для самозаймання.

Весь процес згоряння в дизелях можна умовно поділити на чотири фази, що показані на розгорнутій індикаторній діаграмі (рис. 4.26). На ній зображено змінювання тиску p і температури T у циліндрі дизеля, кількості $q_{\text{ВП}}(\varphi)$ палива, що подається в циліндр; швидкості $dq_{\text{ВП}}/d\varphi$ його подання, коефіцієнта активного тепловиділення χ та швидкості тепловиділення $d\chi/d\varphi$ в залежності від кута повороту φ колінчастого вала.

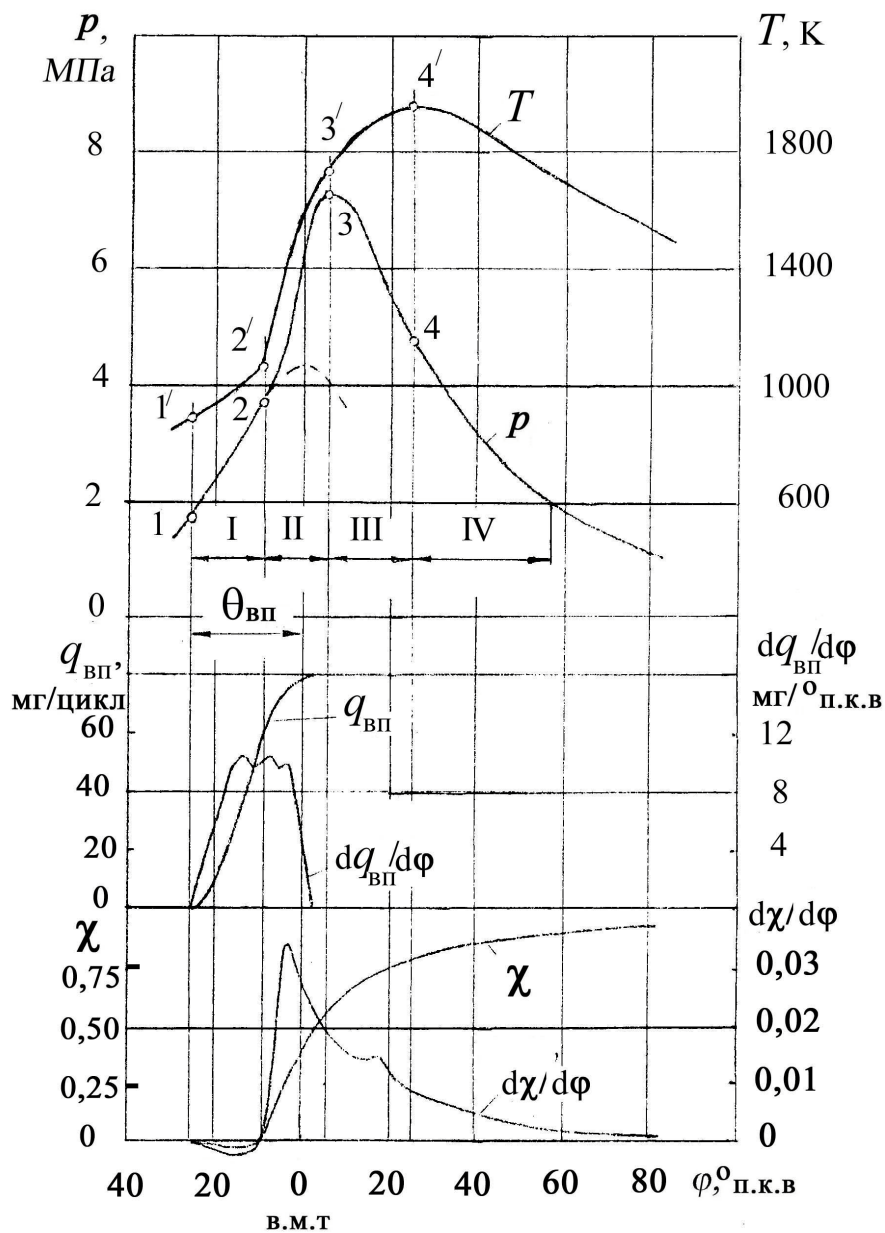


Рис. 4.26. Діаграми розвитку процесу згоряння в дизелі

Впорскування палива починається в точці 1. Кут $\theta_{\text{ВП}}$ між початком впорскування палива та в.м.т. називають кутом випередження впорскування.

Перша фаза (I) - період затримки самозаймання палива. У цей період відбувається впорскування, розпилювання, нагрівання та випаровування крапель палива і розгортаються передполум'яні реакції. Виділення енергії в цей період незначне, тому тиск в циліндрі підвищується тільки в наслідок стискування, що продовжується.

Середня температура в циліндрі може навіть знизитися, тому що частка теплоти йде на підігрівання та випаровування палива. Довготривалість цього періоду визначається по індикаторній діаграмі від початку впорскування палива з форсунки до моменту відхилення кривої тиску при згорянні від кривої тиску при стисканні без впорскування палива (точка 2). Період затримки самозаймання становить $12...25^\circ$ п.к.в. (0,001...0,0003 с).

Друга фаза (II) - період швидкого горіння. Вона починається з моменту відриву кривої згорання від лінії стискування (точка 2) і закінчується при досягненні максимального тиску (точка 3). У збагачених шарах суміші пари палива з повітрям, що оточують ядра крапель, відбувається самозаймання і виникають вогнища горіння. Від цих вогнищ фронт полум'я розповсюджується в обсязі між краплями, що заповнений однорідною сумішшю пари палива з повітрям. У фронтах полум'я відбувається інтенсивне тепловиділення, тиск у фронті полум'я підвищується і виникає ударна хвиля. Але ці ударні хвилі не переходять в детонаційні, як в двигунах з іскровим запалюванням, через нерівномірну структуру суміші, яка складається із зон, що вже запалилися, але мають включення рідкого палива, що не встигло випаритись, та ділянок із збідненою сумішшю. Тому в дизелях можна застосовувати високі ступені стискування.

У другій фазі згоряє більша частина палива, що впорскнуто за час затримки самозаймання, а також частина палива, яке продовжує впорскуватись у другій фазі. Впорскування палива звичайно закінчується в другій фазі. Але в дизелях, які мають високу частоту обертання, для підвищення ККД вся доза палива впорскується в першій фазі. Однак таким дизелям притаманна висока жорсткість роботи. Нормальна швидкість підвищення тиску в другій фазі $dp/d\varphi = 0,4...0,5$ МПа/ $^\circ$ п.к.в., а максимальна не повинна бути вища за $1,0$ МПа/ $^\circ$ п.к.в. Середня температура робочого тіла підвищується до $1600...1700$ К, а тиск до $6...8,5$ МПа. При наддуві тиск може перевищувати 10 МПа. Довготривалість другої фази становить $10...20^\circ$ п.к.в. (0,0008...0,0015 с), впродовж цього часу виділяється $30...45\%$ теплоти палива.

Третя фаза (III) - згорання при майже постійному тиску, або такому, що трохи понижується. Починається вона від положення максимуму тиску (точка 3) і закінчується в положенні максимуму температури в циліндрі (точка 4). До початку третьої фази незгоріле в перших двох фазах паливо знаходиться у вигляді крапель та згущень пари відділених фронтом полум'я від зон із вільним повітрям. Особливо несприятливі умови для крапель

палива, що впорскнуто в останню чергу і потрапило до зон, де горіння закінчилося і весь кисень повітря витрачений. Внаслідок цього процес в третій фазі має характер дифузійного горіння на поверхні розподілу двох середовищ. Краплі палива, що потрапили до нагрітих зон без кисню, підпадають під термічний розклад – крекінг, - з утворенням часток вуглецю у вигляді сажі. У подальшому, потрапляючи в зони з киснем, сажа вигоряє. Але при нестачі повітря сажа не встигає окислитися і виходить з циліндра у вигляді диму. Довготривалість третьої фази при повному навантаженні становить 15...25° п.к.в. (0,001...0,002 с). За цей час виділяється ще 25...30 % теплоти і температура підвищується до 1800...2200 К, досягаючи максимального значення. Однак внаслідок збільшення об'єму робочої порожнини в зв'язку з переміщенням поршня тиск у третій фазі звичайно плавно знижується.

Четверта фаза (IV) — догорання палива та продуктів його окислення. Починається при максимальній температурі (точка 4) і не має чіткого моменту завершення, який залежить від багатьох факторів. В цій фазі завершується окислення виважених часток вуглецю, догоряє пара палива, яка не встигла згоріти в другій і третій фазах. Із-за нестачі кисню догорання вуглецю та палива відбувається дуже повільно. Для забезпечення найбільш повного згорання палива в дизелях потрібен значний надлишок повітря, тому на номінальному режимі коефіцієнт надміру повітря $\alpha = 1,2...1,7$. Внаслідок цього робочий об'єм циліндра в дизелях використовується гірше, ніж у двигунах з іскровим запалюванням.

Довготривалість четвертої фази, становить 50...65° п.к.в. (0,0035...0,0055 с). За цей час виділяється 15.. 25 % теплоти, що введена з паливом. Ця фаза значно впливає на економічність роботи двигуна.

У цілому ж за весь процес згорання тепловиділення з палива досягає 90...95 %. Решта 5...10 % не використовується внаслідок хімічної та фізичної неповноти згорання.

При несприятливих умовах у відпрацьованих газах дизеля містяться сажа, оксид вуглецю та деяка кількість продуктів розкладу рідкого палива.

З кривої $d\chi/d\phi$, що показана на рис. 4.26, видно, як змінюється швидкість виділення теплоти в окремих фазах згорання. У першій фазі вона має від'ємне значення, тому що теплота витрачається на підігрівання та випаровування палива, що впрыскується з форсунки. У другій фазі вона спочатку швидко зростає, а потім зменшується. В кінці третьої фази знову спостерігається деяке збільшення $d\chi/d\phi$, викликане підсиленням турбулізації газів на початку руху поршня від в.м.т. У четвертій фазі швидкість тепловиділення безперервно знижується. В цілому можуть бути два максимуми швидкості згорання.

Фактори, що впливають на процес згоряння в дизелях

Період затримки самозаймання має значний вплив на процес згоряння в дизелях. Від нього залежить жорсткість роботи дизеля. Чим більший цей період, тим більше палива накопичується в циліндрі перед самозайманням і тим більш різко підвищується тиск у другому періоді. При значних затримках самозаймання паливо-повітряна суміш стає більш однорідною. В таких умовах самозаймання може прийняти вибуховий характер, аналогічний детонації в двигунах з іскровим запалюванням. Це відбувається, наприклад, при роботі дизеля на легковипаровуваному бензині, який має низьке цетанове число і відповідно великий період затримки самозаймання. Треба прагнути, щоб період затримки самозаймання був меншим. Це залежить від ряду експлуатаційних та конструкційних факторів.

Фізико-хімічні властивості палива. Основними вимогами до палива для дизелів є хороше самозаймання та здатність до якісного розпилювання та сумішоутворення. Чим вище цетанове число палива, тим менше період затримки самозаймання.

З фізичних властивостей палива на процес згоряння впливають в'язкість, поверхневе натягнення та випарність. Перші два фактори впливають на дрібність розпилювання, а третій - на швидкість утворення горючої суміші.

Тиск і температура в кінці стискання. Підвищення тиску і особливо температури в момент вприскування палива в камеру згоряння сприяє зменшенню періоду затримки самозаймання. А на тиск і температуру в циліндрі впливають тиск і температура повітря на впуску в дизель та його тепловий стан. Тому підвищення температури і тиску навколишнього повітря та підтримання нормального теплового стану дизеля сприятливо діють на протікання робочого процесу та довговічність дизеля.

Частота обертання колінчастого вала. З ростом частоти обертання підсилюється турбулентність свіжого заряду, прискорюються теплообмін та випаровування капель палива, а також передполум'яні реакції. Підвищується тиск вприскування. Знижується коефіцієнт наповнення циліндрів повітрям, що приводить до деякого збагачення робочої суміші. Все це разом сприяє прискоренню підготовки палива до самозаймання, скороченню періоду затримки самозаймання та всього процесу згоряння за часом. Однак кут повороту колінчастого вала за час згоряння все одно збільшується. Тому, щоб процес згоряння проходив ближче до в.м.т. і тепловикористання було вищим, необхідно в міру збільшення частоти обертання збільшувати кут випередження вприскування. Для цього на паливному насосі встановлюють спеціальну муфту випередження вприскування.

Завихрювання повітря в камері згоряння. В дизелі сумішоутворення відбувається майже водночас із згорянням, тому для ефективного згоряння необхідно створити достатньо інтенсивне направлене завихрення повітря,

при якому буде забезпечено задовільне сумішоутворення по всьому об'єму камери згоряння.

Ступінь стискання. З підвищенням ступеню стискання збільшуються тиск і температура повітря до моменту впорскування палива, і період затримки самозаймання палива скорочується. Але при цьому значно зростає максимальний тиск згоряння. З точки зору найкращого тепловикористання оптимальним є ступінь стискання $\varepsilon=13\ldots14$. Однак для забезпечення надійності пуску та стійкої роботи при малих навантаженнях і частотах обертання застосовують $\varepsilon=14\ldots17$. А в деяких двигунах ступінь стискання підвищують до $\varepsilon=22\ldots26$.

Якість розпилювання палива. За період затримки самозаймання встигають повністю випаритись краплі діаметром $12\ldots15$ мкм; краплі більшого діаметра випаровуються частково. Навколо них утворюється оболонка з пари, в центрі якої залишається рідке ядро. Якщо діаметр крапель дорівнює $15\ldots50$ мкм, то такі рідкі ядра встигають в процесі згоряння повністю випаритись і окислитись. Але якщо діаметр крапель перевищує $50\ldots100$ мкм, тоді в грубих краплях відбувається термічний крекінг з утворенням твердого вуглецю. Тому в розпилюваному паливі не повинно бути багато крапель, грубших за 50 мкм. Капель діаметром 100 мкм не повинно бути взагалі, тому що вони є причиною сильного димлення дизеля.

Тим часом надто дрібне та однорідне розпилювання палива призводить до збільшення затримки самозапалювання. Це пояснюється тим, що дрібні краплі встигають випаритись і дифундувати в повітря до того, як буде досягнута температура самозаймання. Коли ж така ділянка буде прогріта до достатньої температури, суміш виявляється надто бідною і самозаймання не відбувається, дизель може навіть зупинитись. Тому факел розпиленого палива повинен мати оптимальну нерівномірність за розмірами крапель, щоб на будь-якому режимі роботи утворювалися зони із збагаченою сумішшю, спроможною до самозаймання. Суттєве значення має далекобійність факелу. Якщо паливо досягає холодних стінок головки циліндра, то воно надто пізно випаровується і вступає в реакцію горіння, з'являється сизий дим.

Якщо паливо потрапляє на гарячі стінки камери, розташованої в поршні, то це сприятливо впливає на процес згоряння. Робота багатьох сучасних дизелів супроводжується попаданням частки палива на стінки камери згоряння, розташованої в поршні.

Закон та тривалість впорскування палива. Для найкращого використання теплоти тривалість впорскування повинна бути якомога коротшою. В усякому разі впорскування необхідно скінчити у другій фазі згоряння. Але при короткому впорскуванні збільшується кількість палива, що накопичується в циліндрі за період затримки самозаймання і збільшується жорсткість роботи і максимальний тиск згоряння (рис. 4.27). Тому процес впорскування доводиться дещо розтягувати. При повному поданні палива він відбувається протягом $25\ldots30^\circ$ п.к.в. У звичайній паливній апаратурі

швидкість подачі палива приблизно однакова під час всього періоду вприскування. Але більш раціонально для обмеження жорсткості згоряння так його організувати, щоб на початку вприскування подача палива була менш інтенсивною для зменшення кількості палива, що потрапляє до циліндра за час затримки самозаймання. В кінці, коли горіння почалось, швидкість впорскування повинна різко збільшитись. Таке вприскування називають ступінчастим.

Більш ефективна двофазна подача палива, при якій частина палива (5...20 %) подається в циліндр на початку впуску і до вприскування основної дози палива проходить довготривалу підготовку до згоряння.

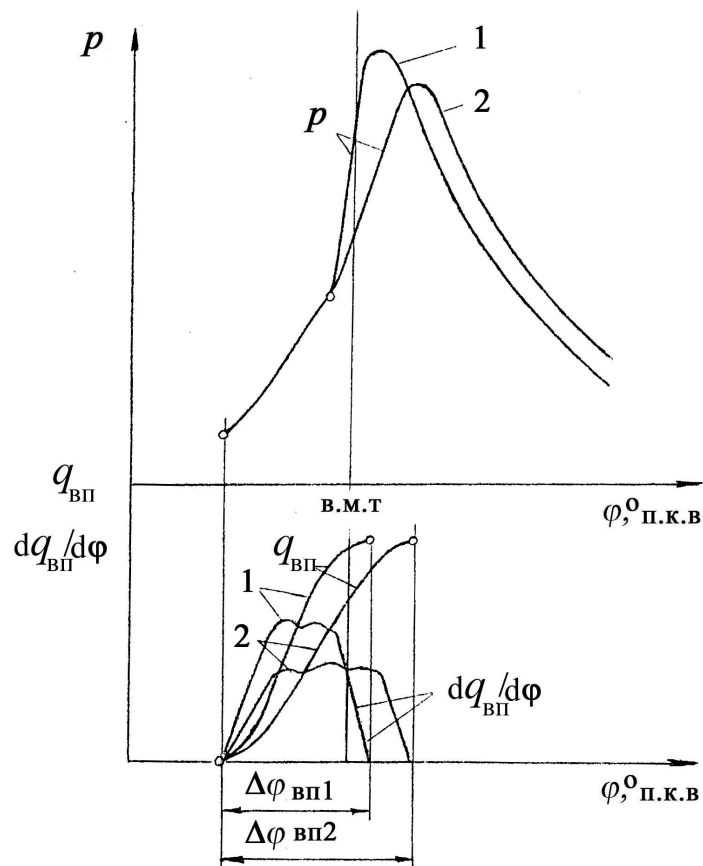


Рис. 4.27. Вплив закону вприскування на процес згоряння в дизелі

Матеріал поршня та головки блоку циліндрів. Тепловтрата з камер згоряння в дизелях повинна бути мінімальною, тому найкращим матеріалом для поршня та головки блоку циліндрів є чавун. Однак у дизелях з чавунними поршнями зростають сили інерції мас, що зворотно-поступально рухаються, тому на сучасних швидкохідних дизелях застосовуються поршні з алюмінієвого сплаву, а обмеження тепловтрати забезпечується раціональною конструкцією поршня та камери згоряння.

Кут випередження впорскування. При надто ранньому куті випередження вприскування паливо потрапляє в камеру згоряння при

невеликому тискові і низькій температурі, що приводить до збільшення періоду затримки самозапалювання, підвищенню жорсткості роботи та зростанню максимального тиску згоряння (рис. 4.28). При пізньому куті випередження впорскування значна частина процесу згоряння переходить на лінію розширення і велика частка палива згоряє в фазі догорання.

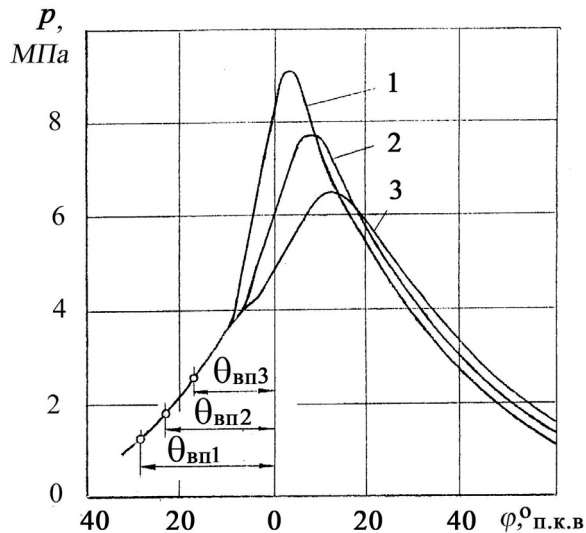


Рис. 4.28. Вплив кута випередження впорскування $\theta_{вп}$ на процес згоряння в дизелі:

- $\theta_{вп1}$ – надто ранній;
- $\theta_{вп2}$ – оптимальний;
- $\theta_{вп3}$ – пізній

повному навантаженні до $\alpha = 8 \dots 10$ в режимі холостого ходу (рис. 4.29). На часткових навантаженнях зменшується кількість теплоти, що вводиться в дизель з паливом, тому зменшується температура продуктів згоряння та теплові навантаження на деталі камери згоряння. Зміни подачі палива не мають значного впливу на період затримки самозаймання, тому що завдяки нерівномірності місцевих складів робочої суміші завжди є зони з оптимальним складом суміші для самозаймання. Збільшення надміру повітря на малих навантаженнях сприяє більш повному згорянню та поліпшенню тепловикористання на цих режимах, які переважають в експлуатації. Але це

Дизель працює при цьому м'яко, але корисна робота циклу зменшується, поршень, головка блоку циліндрів та циліндри перегріваються, підвищується температура відпрацьованих газів.

З підвищенням частоти обертання кут випередження впорскування треба збільшувати. Із зменшенням навантаження температура в циліндрах знижується, тому корисно зменшувати кут випередження впорскування, щоб паливо поступало при більшому тискові та більшій температурі повітря, що стискається.

Навантаження і склад робочої суміші. У дизелях потужність регулюється зміненням подачі палива при практично постійній витраті повітря, при цьому середній коефіцієнт надміру повітря збільшується від $\alpha = 1,3 \dots 1,7$ при

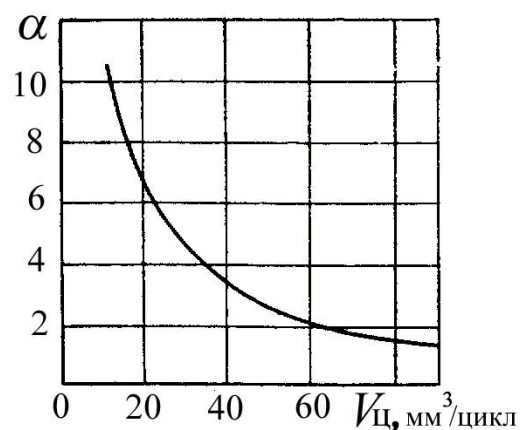


Рис. 4.29. Залежність коефіцієнта надміру повітря від навантаження дизеля

поліпшення має місце до $\alpha \leq 3...3,5$. При подальшому збільшенні α збільшується кількість зон з бідними сумішами і згоряння уповільнюється. Крім того, при малих подачах погіршується розпилювання палива, з'являються краплі діаметром більше 100 мкм. Негативно впливає на згоряння також зниження теплового стану двигуна.

4.4.6. Розрахунок процесу згоряння

Метою розрахунку є визначення параметрів стану робочого тіла (температури T_z , тиску p_z) в кінці згоряння (рис. 4.30, 4.31, точка z). Щоб спростити розрахунок, дійсну складну залежність тепловиділення при згорянні в реальному двигуні замінюють підведенням теплоти в елементарних термодинамічних процесах.

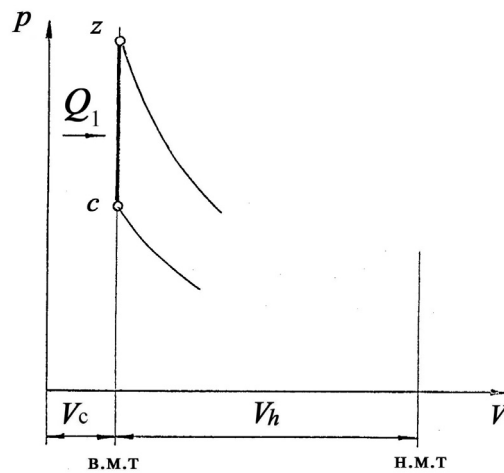


Рис. 4.30. Розрахункова схема циклу двигуна з примусовим запалюванням

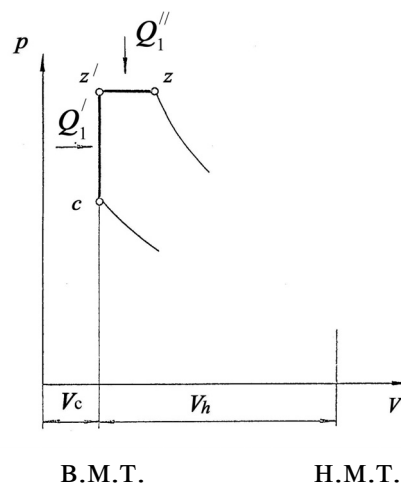


Рис. 4.31. Розрахункова схема циклу дизеля

При цьому приймаються такі припущення:

1. Підведення теплоти здійснюється: у двигунів з примусовим запалюванням суміші (бензинових та газових) в ізохорному процесі при $V = \text{const}$ на ділянці $c - z$ розрахункової діаграми (рис. 4.30); у двигунів з самозайманням суміші (дизелів та газодизелів) у змішаному циклі при $V = \text{const}$ і $p = \text{const}$ на ділянці $c - z' - z$ розрахункової діаграми (рис. 4.31).

2. Згоряння умовно вважається скінченим у точці z діаграми.

3. Втрати теплоти враховуються коефіцієнтом використання теплоти в точці z

$$\xi_z = \frac{Q_1}{H_u},$$

звідки

$$Q_1 = \xi_z H_u, \quad (4.22)$$

де Q_1 - теплота, передана при згорянні 1 кг палива робочому тілу, кДж/кг;
 H_u - нижча теплота згоряння палива, кДж/кг.

При повній потужності в двигунах з іскровим запалюванням (карбюраторних або газових) коефіцієнт надміру повітря $\alpha < 1$, тому

$$Q_1 = \xi_z H_a, \quad (4.23)$$

де H_a - активна теплота згоряння палива, кДж/кг.

Коефіцієнт ξ_z урахує такі втрати теплоти: в систему охолодження на ділянці згоряння $c - z$; пов'язані з неповним згорянням і умовним закінченням згоряння у точці z діаграми; на дисоціацію в бензинових двигунах.

У зв'язку з гіршими умовами сумішоутворення в дизелях цей коефіцієнт менший, ніж у бензинових і газових ДВЗ.

Значення ξ_z для сучасних автомобільних двигунів становлять 0,7...0,9.

Розрахунок проводиться на один кілограм палива. В основу його покладено рівняння теплового балансу за період згоряння.

Бензинові двигуни з примусовим запалюванням. Рівняння теплового балансу за період згоряння віднесена до 1 кг палива має вигляд

$$Q_1 = u_z - u_c, \quad (4.24)$$

де u_z - внутрішня енергія продуктів згоряння наприкінці згоряння (в точці z діаграми) кДж/кг віднесена до 1 кг палива; u_c - внутрішня енергія суміші наприкінці стискання (в точці c), віднесена до 1 кг палива, кДж/кг. При цьому точкою відліку внутрішньої енергії прийнято 0°C .

Кількість залишкових газів M_r у робочій суміші незначна порівняно з кількістю свіжого заряду M_1 . Тому можна покласти, що теплоємності свіжого заряду і залишкових газів наприкінці стискання (в точці с) однакові. Тоді, кДж/кг:

$$u_c = \mu c_{vm}' (M_1 + M_r) t_c; \quad (4.25)$$

$$u_z = \mu c_{vm}'' (M_2 + M_r) t_z, \quad (4.26)$$

де $\mu c_{vm}'$, $\mu c_{vm}''$ - середні молярні теплоємності робочої суміші та продуктів згоряння при сталому об'ємі, кДж/(кмоль·К); t_c, t_z - температура в точках с і z, °С.

У формули (4.25) і (4.26) підставляється температура в градусах Цельсія, оскільки молярні теплоємності визначені для шкали Цельсія.

З урахуванням (4.25), (4.26) рівняння (4.24) набирає вигляду

$$\xi_z H_a = \mu c_{vm}'' (M_2 + M_r) t_z - \mu c_{vm}' (M_1 + M_r) t_c. \quad (4.27)$$

Поділимо обидві частини рівняння (4.27) на $(M_2 + M_r)$. При цьому враховуємо, що

$$(M_2 + M_r) = \mu (M_1 + M_r) = \mu M_1 (1 + \gamma). \quad (4.28)$$

Дістаємо

$$\frac{\xi_z H_a}{\mu M_1 (1 + \gamma)} = \mu c_{vm}'' \cdot t_z - \frac{\mu c_{vm}'}{\mu} t_c, \quad (4.29)$$

або

$$\frac{\xi_z H_a}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u_c'}{\mu} = u_z'', \quad (4.30)$$

де $u_z'' = \mu c_{vm}'' t_z$ - внутрішня енергія 1 кмоль продуктів згоряння, кДж/кмоль;

$u_c' = \mu c_{vm}' t_c$ - внутрішня енергія 1 кмоль робочої суміші, кДж/кмоль.

За рівняннями (4.28) і (4.29) знаходиться шукане значення температури t_z . Це можна зробити аналітичним методом або за допомогою графіків.

Розглянемо спочатку **аналітичний метод**. Основну частку робочої суміші в бензинових двигунах становить повітря, тому можна покласти, що

$$\mu c_{vm}' = \mu c_{vm}'' \text{ пов}, \quad (4.31)$$

де $\mu_{c_{vm} \text{ пов}}$ - середня молярна теплоємність повітря, кДж/(кмоль·К).

Отже

$$u'_c = \mu_{c_{vm} \text{ пов}} t_c. \quad (4.32)$$

Середня молярна теплоємність $\mu_{c_{vm}}^{//}$ продуктів згоряння при сталому об'ємі визначається як теплоємність суміші газів за формулою

$$\mu_{c_{vm}}^{//} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_{c_{vm}i}, \quad (4.33)$$

де r_i - частка кожного газу, що входить до продуктів згоряння, $r_i = M_i / M_2$; $\mu_{c_{vm}i}$ - молярна теплоємність кожного газу, що входить до продуктів згоряння; n - кількість різних газів у продуктах згоряння; $\sum_{i=1}^n r_i = 1$.

При неповному згорянні ($\alpha < 1$)

$$\mu_{c_{vm}}^{//} = \frac{1}{M_2} \left(M_{CO_2} \mu_{c_{vm}CO_2} + M_{CO} \mu_{c_{vm}CO} + M_{HO_2} \mu_{c_{vm}H_2O} + \right. \\ \left. + M_{H_2} \mu_{c_{vm}H_2} + M_{N_2} \mu_{c_{vm}N_2} \right). \quad (4.34)$$

Значення середніх молярних теплоємностей повітря і газів, що входять до продуктів згоряння, обчислюються за формулами, наведеними у табл. 3.4.

Ці формули мають вигляд

$$\mu_{c_{vm}i}^{//} = a_i^{//} + b_i^{//} t_z,$$

де $a_i^{//}$, $b_i^{//}$ - постійні величини для повітря і кожного i -го газу.

Підставивши ці формули в рівняння (4.34), після зведення подібних членів, дістанемо

$$\mu_{c_{vm}}^{//} = a^{//} + b^{//} t_z, \quad (4.35)$$

де

$$a'' = \frac{\sum_{i=1}^n a_i M_i}{M_2}; \quad b'' = \frac{\sum_{i=1}^n b_i M_i}{M_2}.$$

Підставивши рівняння (4.35) у рівняння (4.30), маємо

$$\frac{\xi_z H a}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u_c'}{\mu} = (a'' + b'' t_z) t_z,$$

або

$$b'' t_z^2 + a'' t_z - \frac{\xi_z H a}{\mu M_1 (1 + \gamma)} - \frac{u_c'}{\mu} = 0. \quad (4.36)$$

Позначимо

$$A = b'' \quad B = a'' \quad C = \frac{\xi_z H a}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u_c'}{\mu}.$$

Тоді рівняння (4.36) запишеться так

$$A t_z^2 + B t_z - C = 0. \quad (4.37)$$

Розв'язуючи його, дістанемо температуру в точці z , °C

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}, \quad (4.38)$$

або по шкалі Кельвіна

$$T_z = t_z + 273.$$

У разі **розрахунку температури T_z за допомогою графіків** використовуються завчасно побудовані залежності внутрішніх енергій u_c' і u_z'' від температури (рис. 4.32, 4.33).

Оскільки внутрішня енергія продуктів згоряння палива відомого хімічного складу залежить від коефіцієнта надміру повітря, графіки $u_z'' - T_z$ побудовані для різних значень α .

За відомим значенням температури T_c за допомогою графіка $u'_c - T_c$ знаходиться значення u'_c . Потім за формулою (4.30) обчислюється значення u''_z і за графіком $u''_z - T_z$ визначається шукана температура T_z .

При повному згорянні ($\alpha \geq 1$) у рівнянні (4.30) замість H_a треба підставити H_u , а середню теплоємність продуктів згоряння обчислити за формулою

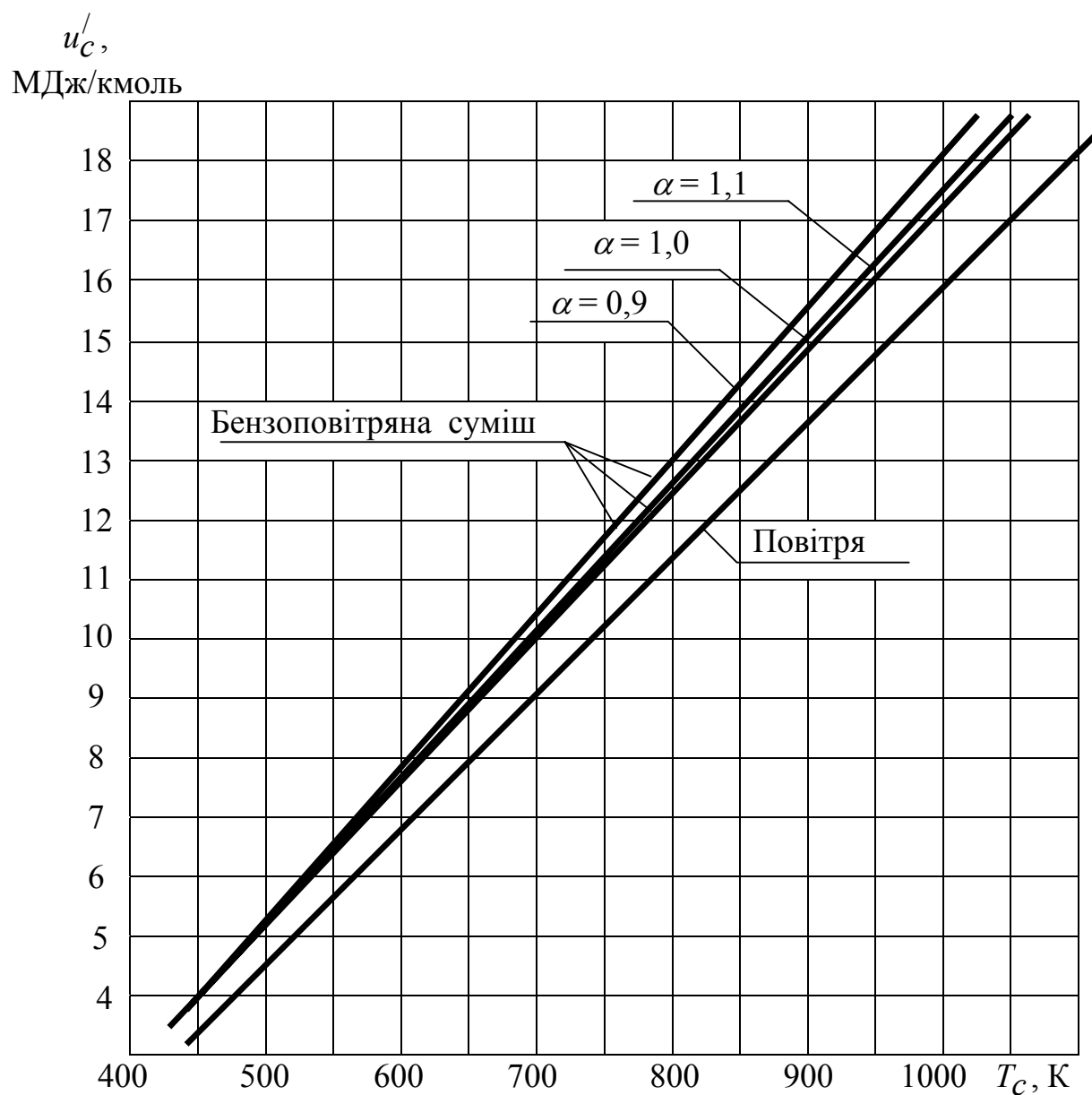


Рис. 4.32. Діаграма для визначення внутрішньої енергії u'_c

$$\mu c_{vm}^{//} = \frac{1}{M_2} \left(M_{CO_2} \mu c_{vm_{CO_2}} + M_{H_2} \mu c_{vm_{H_2}} + M_{N_2} \mu c_{vm_{N_2}} + M_{CO_2} \mu c_{vm_{CO_2}} \right). \quad (4.39)$$

За здобутим значенням температури T_z знаходимо тиск p_z наприкінці згоряння. Для цього записуємо характеристичні рівняння для точок z і c :

$$p_z V_z = R (M_2 + M_r) T_z; \quad (4.40)$$

$$p_c V_c = R (M_1 + M_r) T_c; \quad (4.41)$$

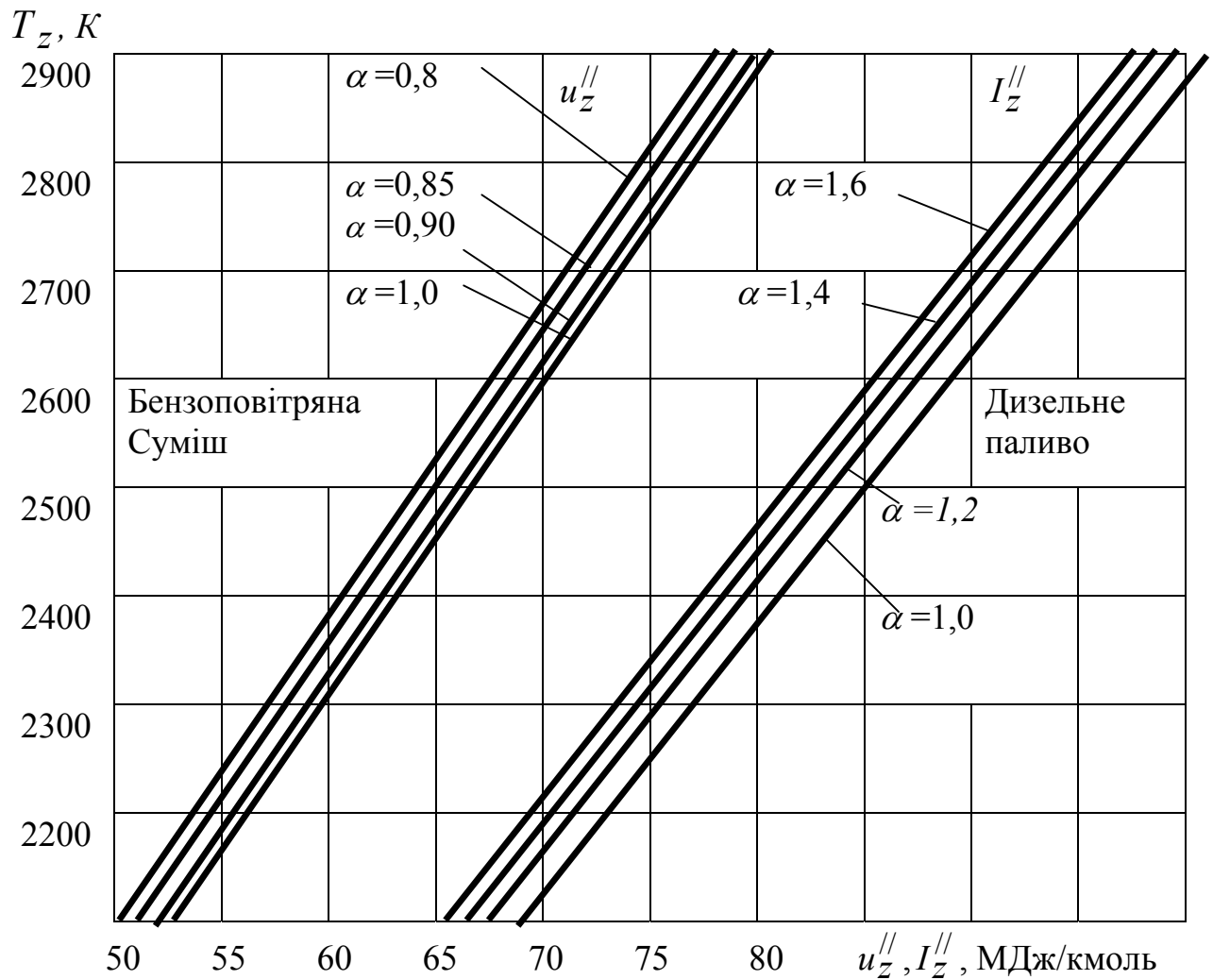


Рис. 4.33. Діаграми для визначення температури наприкінці згоряння T_z

Ділимо почленно рівняння (4.40) на рівняння (4.41)

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{(M_2 + M_r) T_r}{(M_1 + M_r) T_c}. \quad (4.42)$$

Оскільки

$$\frac{p_z}{p_c} = \lambda; \quad \frac{V_z}{V_c} = \rho; \quad \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \mu,$$

рівняння (4.42) можна записати так

$$\lambda = \frac{\mu T_z}{\rho T_c}. \quad (4.43)$$

У двигунах з підведенням теплоти при $V = \text{const}$ ступінь попереднього розширення $\rho = 1$, тому рівняння (4.43) набуває вигляду

$$\lambda = \mu \frac{T_z}{T_c}. \quad (4.44)$$

Оскільки $\lambda = p_z / p_c$, з рівняння (4.44) дістаємо

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c}. \quad (4.45)$$

Як відмічалось раніше (див. рівняння (4.1)), тиск в кінці згоряння дійсного циклу $p_{z_d} = 0,85 p_z$.

Дизелі. Рівняння теплового балансу за період згоряння на ділянці $c - z' - z$ (рис. 4.31), віднесене до 1 кг палива, має вигляд, кДж/кг

$$Q_1 = u_z - u_c + L_{z'/z}, \quad (4.46)$$

де $L_{z'/z}$ - робота розширення газів в ізобарному процесі на лінії $z' - z$,

$$L_{z'/z} = p_z V_z - p_{z'} V_{z'} = p_z V_z - \lambda p_c V_c. \quad (4.47)$$

Характеристичні рівняння для точок z і c :

$$p_z V_z = (M_2 + M_r) R T_z; \quad (4.48)$$

$$p_c V_c = (M_1 + M_r) R T_c. \quad (4.49)$$

Підставивши рівняння (4.48) і (4.49) в рівняння (4.47), дістанемо

$$L_{z'/z} = (M_2 + M_r) R T_z - \lambda (M_1 + M_r) R T_c. \quad (4.50)$$

Підставивши в рівняння (4.46) рівняння (4.22), (4.25), (4.26), (4.50) і поділивши обидві частини рівняння на $(M_2 + M_r)$, з урахуванням рівності (4.28) одержимо

$$\frac{\xi_z H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma)} = \mu c_{vm}'' t_z + R T_z - \frac{\lambda R}{\mu} T_c - \frac{\mu c_{vm}' t_c}{\mu}. \quad (4.51)$$

У рівнянні (4.51) температура виражена в одному доданку в градусах Цельсія, а в другому - в Кельвінах. Переведемо Кельвіни в градуси Цельсія і приведемо рівняння до такого вигляду

$$\frac{\xi_z H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u_c' + \lambda R t_c + 273 R (\lambda - \mu)}{\mu} = I_z'', \quad (4.52)$$

де I_z'' - ентальпія одного кіломоля продуктів згоряння, кДж/кмоль, $I_z'' = (\mu c_{vm}'' + R) t_z = \mu c_{pm}'' t_z$; $\mu c_{vm}''$, $\mu c_{pm}''$ - середні молярні теплоємності продуктів згоряння при сталих об'ємі й тиску, кДж/(кмоль·К). Точка відліку ентальпії прийнято 0°C.

Значення температури t_z знаходимо за рівнянням (4.52) аналітичне або за допомогою графіків.

У **першому випадку** спочатку визначається середня молярна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$\mu c_{pm}'' = \mu c_{vm}'' + R = a'' + b'' t_z + R, \quad (4.53)$$

де a'' і b'' - визначаються, як у рівнянні (4.35).

Підставивши рівняння (4.53) у рівняння (4.52) з урахуванням того, що

$$I_z'' = \mu c_{pm}'' t_z, \text{ матимемо}$$

$$\frac{\xi_z H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u'_c + \lambda R t_c + 273 R (\lambda - \mu)}{\mu} = (a'' + b'' t_z + R) t_z,$$

або

$$b'' t_z^2 + (a'' + R) t_z - \left[\frac{\xi_z H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u'_c + \lambda R t_c + 273 R (\lambda - \mu)}{\mu} \right] = 0.$$

Позначимо

$$A_1 = b''; \quad B_1 = a'' + R;$$

$$C_1 = \frac{\xi_z H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u'_c + \lambda R t_c + 273 R (\lambda - \mu)}{\mu}.$$

Запишемо квадратне рівняння

$$A_1 t_z^2 + B_1 t_z - C_1 = 0. \quad (4.54)$$

Його розв'язання дає максимальну температуру згорання, °C:

$$t_z = \frac{-B_1 + \sqrt{B_1^2 + 4 A_1 C_1}}{2 A_1}, \quad (4.55)$$

або у Кельвінах

$$T_z = t_z + 273.$$

У *другому випадку* за графіком (рис. 4.32) визначаємо u'_c , за рівнянням (4.52) обчислюємо значення ентальпії I_z'' і потім за графіком (рис. 4.33) визначаємо температуру T_z з урахуванням коефіцієнта надміру повітря α .

Коли здійснюється тепловий розрахунок дизелів, значення λ задається як вихідний параметр. Воно залежить переважно від форми камери згорання і типу сумішоутворення. Тоді

$$p_z = \lambda p_c. \quad (4.56)$$

З рівняння (4.43) визначається ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c}. \quad (4.57)$$

З рівняння (4.57) знаходимо

$$V_z = V_c \frac{\mu T_z}{\lambda T_c}.$$

Газові двигуни з іскровим запалюванням. Рівняння згорання (4.29) для газового ДВЗ набирає вигляду, кДж/кмоль

$$\frac{22,4\xi_z Q_u}{\mu M_1(1+\gamma)} + \frac{\mu c'_{vm} t_c}{\mu} = \mu c''_{vm} t_z, \quad (4.58)$$

де Q_u - найнижча теплота згорання 1 м³ газового палива, кДж/м³. Чисельник в першому доданку в лівій частині рівняння помножений на 22,4 м³кмоль, щоб віднести Q_u до 1 кмоль.

Температура t_z наприкінці згорання визначається розв'язанням рівняння згорання (4.58) такими самими методами, як і рівняння згорання (4.29) бензинових ДВЗ. Тиск p_z наприкінці згорання визначається за рівнянням (4.45).

Газодизелі. Нижча теплота згорання 1 кмоль природного газу з присадкою рідкого палива $g_{\text{пал}}$, кДж/кмоль

$$H_{u,\text{ГД}} = \frac{22,4Q_u + g_{\text{пал}}H_u}{M_1}, \quad (4.59)$$

або з урахуванням рівняння (3.46)

$$H_{u,\text{ГД}} = \frac{22,4Q_u + g_{\text{пал}}H_u}{1 + \alpha_{\Gamma} L_0^{\Gamma}}. \quad (4.60)$$

Здобуте раніше рівняння (4.52) згорання для циклу із змішаним підведенням теплоти у випадку роботи на самому рідкому паливі для газодизельного циклу набирає такого вигляду

$$\frac{\xi_z(22,4Q_u + g_{\text{пал}}H_u)}{\mu(1+\gamma)\left(1 + \alpha_{\Gamma} L_0^{\Gamma}\right)} + \frac{u'_c + \lambda R t_c + 273R(\lambda - \mu)}{\mu} = J_z'' \quad (4.61)$$

де $u'_c = \mu'_{vm} t_c$ - внутрішня енергія 1 кмоль робочої суміші, кДж/кмоль,
 $J''_z = (\mu''_{vm} + R) t_z = \mu''_{pm} t_z$ - ентальпія 1 кмоль продуктів згоряння,
 кДж/кмоль;; μ'_{vm} - середня молярна теплоємність робочої суміші при сталому об'ємі, кДж/(кмоль·К); μ''_{vm} , μ''_{pm} середні молярні теплоємності продуктів згоряння відповідно при сталому об'ємі і сталому тиску, кДж/(кмоль·К).

Середня молярна теплоємність μ'_{vm} робочої суміші обчислюється за рівнянням (3.37), а середня молярна теплоємність продуктів згоряння μ''_{vm} - за рівнянням (4.39) з використанням даних табл. 3.4.

Розв'язуючи рівняння згоряння (4.61) такими самими методами, якими розв'язується рівняння згоряння (4.52) у дизелях, дістаємо температуру T_z наприкінці згоряння і за формулами (4.56) і (4.57) обчислюємо тиск p_z і ступінь попереднього розширення ρ .

Значення величин, що використовуються в розрахунках, і параметрів кінця згоряння для сучасних автомобільних двигунів при повному навантаженні наведені у табл. 4.3 [1; 2; 4].

Нижчі значення температури T_z у дизелів пояснюються: більшими значеннями коефіцієнта надміру повітря α , що приводить до втрати теплоти на нагрівання надлишкового повітря; меншою теплотою згоряння дизельного палива; меншими значеннями коефіцієнта використання теплоти ξ_z ; виконанням роботи розширення на лінії $z' - z$.

4.3. Основні параметри процесу згоряння

Тип ДВЗ	ξ_z	λ	p_z , МПа	T_z , К
Бензинові	0,85...0,9 0	3...4	3...5,5	2300...280 0
Дизелі з нерозділеною камерою згоряння з розділеною камерою згоряння	0,75...0,8 0	1,8...2,5	5...12	1800...230 0
	0,70...0,7 8	1,4...1,8	5...12	1800...230 0
Газові	0,80...0,8 5	3...5	2,5...4,5	2200...250 0
Газодизелі	0,75...0,8 0	1,8...2,5	6...12	2000...230 0

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Назвіть основні вимоги, які пред'являються до процесу сумішоутворення в двигунах з примусовим запалюванням.
2. Які фізичні і хімічні явища складають основу процесу сумішеутворення у двигунах з примусовим запалюванням?
3. Як впливає режим роботи двигуна і його технічний стан на склад робочої суміші і її розподілення по циліндрах?
4. Назвіть способи сумішоутворення в дизелях і вкажіть їх переваги та недоліки.
5. Що значать в характеристиці згоряння слова - ланцюговий, розгалужений, багатостадійний процес?
6. Які фактори визначають концентраційні межі розповсюдження полум'я при згорянні паливоповітряної суміші?
7. Поясніть суть процесу дисоціації газів.
8. Назвіть основні фази згоряння у бензиновому двигуні з примусовим запалюванням суміші і дайте їх характеристики. Які фактори впливають на тривалість кожної фази?
9. Чим принципово відрізняється процес згоряння в дизелі в порівнянні з карбюраторним двигуном?
10. На які фази розподіляється процес згоряння в дизелі? Які фактори впливають на тривалість кожної з них?
11. Що таке закон вприскування палива? Якими параметрами він характеризується?
12. Що таке коефіцієнт використання теплоти? Як він оцінює ефективність згоряння?
13. Якими показниками оцінюється жорсткість роботи ДВЗ? Який дизель відноситься до працюючого жорстко?
14. Наведіть приклад рівняння для розрахунку згоряння і поясніть його. Чим відрізняються рівняння згоряння в дизелях і в двигунах з примусовим запалюванням?
15. Укажіть межі зміни параметрів згоряння для автомобільних двигунів.

4.5. Процес розширення

У процесі розширення газу, завдяки енергії палива, яке згоріло, виконують корисну механічну роботу - здійснюється робочий хід поршня. Звідси друга назва процесу - робочий хід.

У дійсному циклі процес розширення супроводжується такими факторами: теплообміном із стінками циліндра; витіканням газів крізь нещільності поршневих кілець; тепловою дисоціацією газів.

На лінії розширення, як правило, догоряє робоча суміш, яка не встигла згоріти на лінії згоряння. Це явище більше виявляється в дизелях, ніж у ДВЗ з іскровим запалюванням. Внаслідок впливу перелічених факторів процес розширення відбувається не за адіабатою, а за політропою із змінним показником n_2 .

4.5.1. Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

На початку розширення під впливом догоряння тиск в циліндрі зменшується повільніше, тому показник політропи менший за показник адіабати (рис. 4.34).

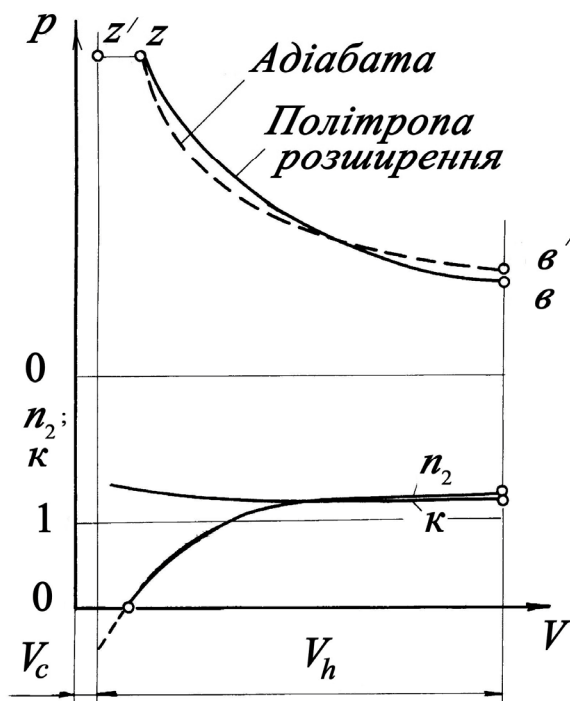


Рис. 4.34. Порівняння адіабати і політропи розширення та їх показників k і n_2

У міру зменшення догоряння й зростання втрат теплоти в стінки циліндра, у днище поршня і в головку циліндра тиск знижується швидше і показник n_2 стає більшим за показник адіабати. Для спрощення розрахунків береться середнє значення n_2 і вважається, що воно стало.

Чим менший показник n_2 , тим пологіша політропа розширення (рис. 4.35). Витікання газу, теплообмін із стінками циліндра і теплова дисоціація газів підвищують показник політропи, вона стає крутішою. Догоряння знижує його. У цілому вплив догоряння більший, тому показник n_2 завжди менший від показника адіабати.

Оцінку впливу різних факторів на значення показника n_2 і на процес розширення доцільно робити в залежності від впливу їх на догорання. Так, коефіцієнт надміру повітря в дизелях при збільшенні α до значень $\alpha = 3 \dots 3,5$ підвищує швидкість згорання і тим самим зменшує догорання, що приводить до росту n_2 . В двигунах із іскровим запалюванням при збільшенні значень α від $\alpha = 1$, швидкість згорання зменшується, догорання зростає, значення n_2 знижується. Із зростанням частоти обертання колінчастого вала збільшується догорання і n_2 зменшується. При зниженні навантаження в дизелі

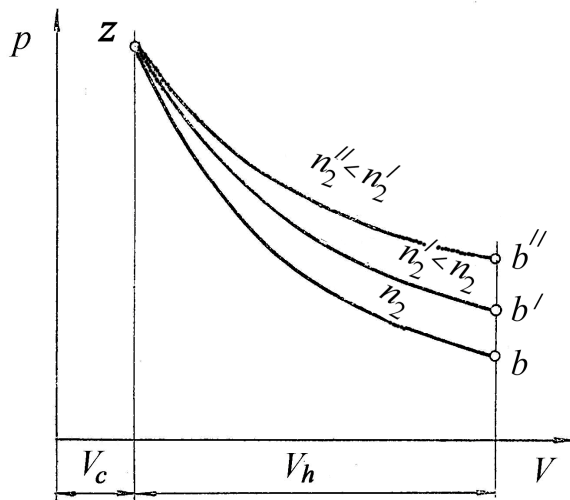


Рис. 4.35. Вплив показника n_2 на характер політропи розширення

збільшується швидкість згорання, зменшується догорання суміші, внаслідок чого n_2 збільшується. В бензиновому двигуні при зміні навантаження в протилежних напрямках діють два фактори: зменшення швидкості згорання, яке приводить до збільшення догорання, і збільшення відносних втрат теплоти у систему охолодження. Сукупна їх дія приводить до того, що зміна навантаження мало впливає на n_2 .

Значення показника політропи розширення n_2 наведено у табл.4.4

4.4. Параметри процесу розширення

Тип двигуна	n_2	p_b , МПа	T_b , К
Бензинові ДВЗ	1,23...1,30	0,35...0,5	1200...1700
Дизелі	1,18...1,28	0,2...0,4	1000...1250
Газові ДВЗ	1,25...1,35	0,4...0,6	1300...1700
Газодизелі	1,20...1,28	0,2...0,4	970...1250

4.5.2. Розрахунок процесу розширення

Мета розрахунку - визначення параметрів робочого тіла (p_b, T_b) в кінці розширення, в точці b на діаграмі.

Тиск p_b і температура T_b наприкінці розширення обчислюються за рівняннями політропи розширення:

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2};$$

$$T_z V_z^{n_2-1} = T_b V_b^{n_2-1}.$$

Звідки для дизелів:

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = p_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{n_2};$$

$$T_b = T_z \left(\frac{T_z}{T_b} \right)^{n_2-1} = T_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{n_2-1}. \quad (4.62)$$

Відношення $V_b / V_z = \delta$ називається ступенем наступного розширення.

Для ДВЗ з іскровим запалюванням $\delta = \varepsilon$, тому

$$p_b = p_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}}; \quad T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}. \quad (4.63)$$

Значення параметрів кінця розширення для сучасних автомобільних двигунів наведені в табл. 4.4.

У дизелів температура T_b менша, бо температура T_z , на початку розширення менша і відбувається більш глибоке розширення продуктів згорання.

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Чим різняться процеси розширення в дійсному і розрахунковому циклах?
2. Які фактори і як впливають на догорання і тепловіддачу в процесі розширення і відповідно на показник політропи розширення?
3. Напишіть залежності для визначення тиску і температури для кінця розширення. В яких межах змінюються ці показники для автомобільних двигунів?

4.6. Процес випуску

Треба, щоб випуск відбувався з найменшими втратами на його здійснення. Для цього в перший момент випуску відпрацьованих газів

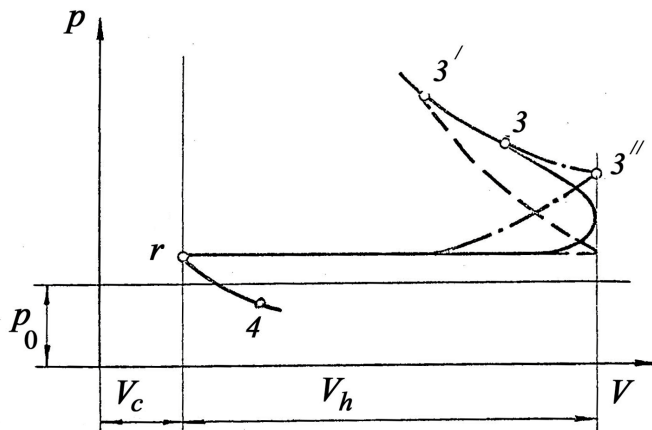


Рис. 4.36. Вплив моменту відкриття випускного клапана на індикаторну діаграму:

- 3' - клапан відкривається рано;
- 3 - нормальний момент відкриття клапана;
- 3'' - клапан відкривається пізно;
- 4 - закриття випускного клапана

повинні витікати з найбільшою швидкістю. Тому випускний клапан починає відкриватися за $40...80^\circ$ п.к.в. до в.м.т. (рис. 4.36, точка 3). Момент відкриття випускного клапана вибирають експериментально, щоб забезпечити найменшу втрату корисної площі індикаторної діаграми порівняно з розрахунковою (нескругленою).

На рис. 4.36 показано вплив моменту відкриття клапана на повноту індикаторної діаграми в ділянці початку випуску. Видно, що перевагу має оптимальний момент відкриття клапана.

Закривається випускний клапан через $15...60^\circ$ п.к.в. після в.м.т. (рис. 4.36, точка 4) для підвищення якості

очищення циліндра за рахунок продування в період перекриття клапанів.

Розрізняють три стадії випуску.

1. Надкритична ділянка витікання. Тиск відпрацьованих газів у циліндрі ще високий. Швидкість витікання стала й дорівнює швидкості звуку в відпрацьованих газах (порядку $500...700$ м/с) у залежності від температури газів.

2. Підкритична ділянка витікання. Швидкість витікання газів поступово зменшується в міру зниження тиску в циліндрі.

3. Виштовхування газів поршнем. Швидкість витікання визначається швидкістю поршня.

Під час витікання відпрацьованих газів з великою швидкістю створюється різкий шум. Тому на випускній трубі встановлюють глушник. Його опір повинен бути якомога менший, оскільки із збільшенням опору випускної системи підвищується тиск у циліндрі в період випуску, що приводить до зниження коефіцієнта наповнення (порівняйте рівняння (4.9) і (4.12)). Тиск на випуску підвищується й у ДВЗ з газотурбінним наддувом через додатковий опір, який створює газова турбіна. Але в цьому разі

збільшення втрат випускної системи компенсується позитивним ефектом від застосування наддуву.

У випускній системі відбуваються різкі коливання тиску газів. В розрахунках для спрощення приймають середній тиск газів за процес випуску. Значення p_r і T_r для автомобільних двигунів наведені в табл. 4.1. Уточнені методи розрахунку процесу випуску приведені в науковій і навчальній літературі [4 – 6].

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Назвіть і охарактеризуйте фази випуску.
2. Які фактори мають найбільший вплив на процес випуску?
3. За яким термодинамічним процесом моделюється випуск в розрахунках за методом проф. В. І. Гриневецького?

4.7. Показники робочого циклу і двигуна

4.7.1. Індикаторні показники робочого циклу

Робочий цикл характеризується індикаторними показниками. Ці показники стосуються процесів, що відбуваються всередині циліндра двигуна, й характеризують досконалість циклу за тепловикористанням. До них належать: середній індикаторний тиск p_i , індикаторна потужність N_i , індикаторний ККД η_i , відносний ККД, питома індикатора витрата палива g_i .

Середній індикаторний тиск p_i . У кожному робочому циклі за чотири робочих ходи поршня тиск газів у циліндрі різко змінюється. Це ускладнює виконання розрахунків, тому введено умовний середній тиск.

Середнім індикаторним тиском p_i називається умовний, сталий тиск на поршень, який за один хід поршня виконав би роботу, що дорівнює роботі газів за цикл.

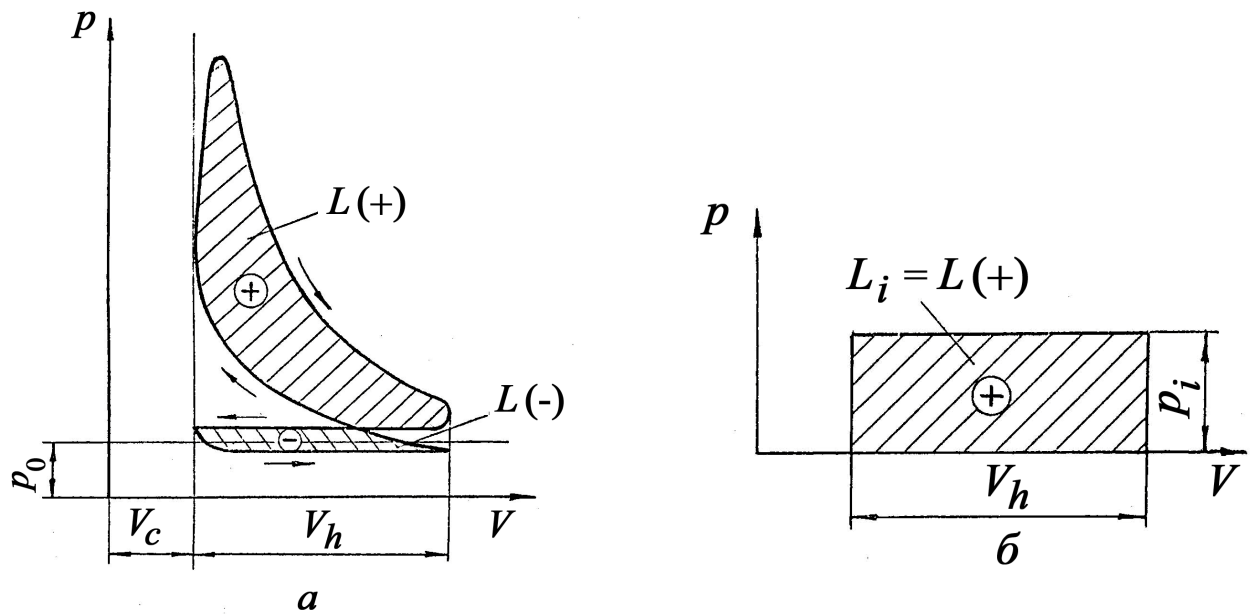


Рис. 4.37. Діаграми до визначення роботи дійсного циклу ДВЗ (а) і середнього індикаторного тиску (б)

Розглянемо індикаторну діаграму дійсного циклу (рис. 4.37, а). Заштриховані площі на цій діаграмі виражають роботу $L = pV$:

$L(+)$ - позитивна робота; $L(-)$ - робота, затрачена на газообмін (впуск і випуск). Корисна або індикаторна робота

$$L_i = L(+) - L(-).$$

Звичайно роботу $L(-)$, яка затрачена на здійснення газообміну (або на насосні втрати), відносять до механічних втрат, про які йтиметься далі. Тому $L_i = L(+)$.

Замінімо площу $L(+)$ рівновеликим прямокутником з основою V_h (рис. 4.37, б). Висота цього прямокутника $p_i = L_i / V_h$ і є середній індикаторний тиск.

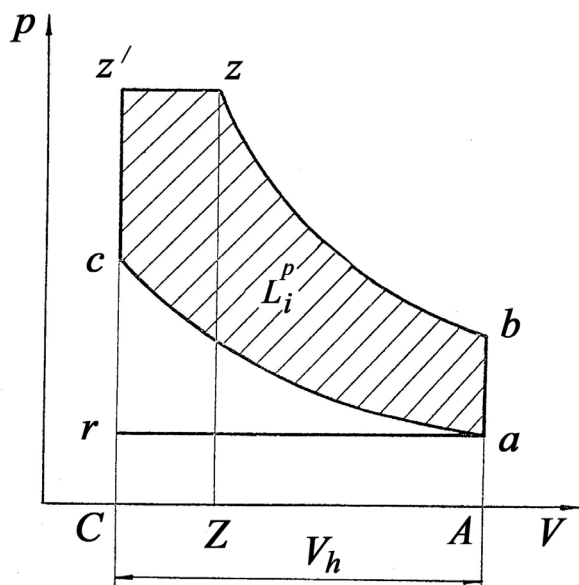


Рис. 4.38. Діаграма до розрахунку середнього індикаторного тиску

Визначимо аналітичну залежність між p_i і основними параметрами циклу. Для цього замінимо дійсний цикл розрахунковим, у якого не враховуються процеси впуску і випуску й індикаторна діаграма не округлена. На рис. 4.38 приведений розрахунковий цикл дизеля, як найбільш узагальнений.

Середній індикаторний тиск розрахункового циклу

$$p_i^p = \frac{L_i^p}{V_h}. \quad (4.64)$$

Робота розрахункового циклу виражається різницею площ

$$L_i^p = F_{Cz'zZ} + F_{ZzbA} - F_{CcaA}, \quad (4.65)$$

де F - площі ділянок індикаторної діаграми, позначені на рис. 4.38.

Робота індикаторного розширення на ділянці $c - z' - z$

$$F_{Cz'zZ} = p_z V_z - p_z V_{z'} = p_z (V_z - V_c) = \lambda p_c V_c (\rho - 1). \quad (4.66)$$

Робота політропного розширення на ділянці $z - b$

$$\begin{aligned} F_{ZzbA} &= \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b) = \\ &= \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{\lambda p_c V_c \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right). \end{aligned} \quad (4.67)$$

Робота політропного стиску на ділянці $a - c$

$$F_{CcaA} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) =$$

$$= \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right). \quad (4.68)$$

Підставляючи рівняння (4.66) - (4.68) у рівняння (4.65), а потім (4.64), дістаємо

$$p_i^p = \frac{L_i^p}{V_h} = \frac{L_i^p}{V_c(\varepsilon - 1)} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (4.69)$$

Середній індикаторний тиск дійсного циклу

$$p_i = \varphi p_i^p,$$

де φ - коефіцієнт повноти діаграми. Значення φ для двигунів з примусовим запалюванням суміші становлять 0,95...0,97; для дизелів – 0,92...0,95.

Для двигунів з примусовим запалюванням суміші в залежності (4.69) $\rho = 1$ і $\delta = \varepsilon$. Тоді

$$p_i = \frac{\varphi p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (4.70)$$

Значення p_i для автомобільних двигунів на номінальному режимі роботи наведені у табл. 4.5. Як видно з таблиці, значення p_i у двигунах з примусовим запалюванням суміші вище, ніж у дизелів. Це пов'язано, головним чином, з більш високим значенням коефіцієнта надміру повітря в останніх. У зв'язку з цим робота, яка знімається з одиниці робочого об'єму, у них менша.

Індикаторна потужність. За один цикл в одному циліндрі виконується індикаторна робота, Н·м:

$$L_i = p_i \cdot V_h.$$

Кількість робочих циклів за одну секунду

$$z = \frac{2n}{60\pi},$$

де n - частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ; τ - тактність двигуна: для двотактного двигуна $\tau = 2$, для чотиритактного двигуна $\tau = 4$.

З урахуванням відміченого, залежність для індикаторної потужності двигуна, має вигляд, кВт:

$$N_i = L_i z_i = \frac{p_i V_h n \cdot i}{30 \tau}, \quad (4.71)$$

де p_i виражається в МПа, V_h - у літрах, i - кількість циліндрів.

Індикаторний ККД - це відношення роботи, виконаної газами в циліндрі ДВЗ, до енергії, що міститься у витраченому паливі

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{H_u G_{\text{пал}}}, \quad (4.72)$$

де N_i виражається в кВт; H_u - у кДж/кг; $G_{\text{пал}}$ - у кг/год.

Питома індикаторна витрата палива - це витрата палива на один кіловат індикаторної потужності за одну годину, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$:

$$g_i = \frac{G_{\text{пал}}}{N_i}, \quad (4.73)$$

або з урахуванням рівняння (4.72)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}. \quad (4.74)$$

Відносний ККД оцінює ступінь досконалості дійсного робочого циклу порівняно з термодинамічним

$$\eta_{\text{відн}} = \frac{\eta_i}{\eta_t}. \quad (4.75)$$

Для сучасних автомобільних двигунів $\eta_{\text{відн}} = 0,6 \dots 0,8$.

Середній індикаторний тиск можна виразити через параметри, які характеризують робочий цикл. Для цього скористаємося рівнянням витрати повітря двигуном за одну годину, $\text{кг}/\text{год}$:

$$G_{\text{пов}} = \alpha l_0 G_{\text{пал}} = V_h i \eta_v \rho_{\text{пов}} \frac{120 n}{\tau}, \quad (4.76)$$

де l_0 - кількість повітря, теоретично необхідне для повного згоряння 1 кг палива, кг/кг; V_h - робочий об'єм циліндра, м³; $\rho_{\text{пов}}$ - густина повітря, кг/м³; n - частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹; τ - тактність двигуна.

Годинна витрата палива, кг/год:

$$G_{\text{пал}} = N_i g_i = \frac{p_i V_h^{in}}{30\tau} g_i. \quad (4.77)$$

Підставивши рівняння (4.77) з урахуванням (4.74) у рівняння (4.76), одержимо

$$p_i = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \rho_{\text{пов}}. \quad (4.78)$$

Індикаторний ККД η_i газового ДВЗ з іскровим запалюванням суміші обчислюється за формулою

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{Q_u V_\Gamma}, \quad (4.79)$$

де N_i виражається в кВт, Q_u - в кДж/м³, V_Γ - в м³/год.

Питому індикаторну витрату газового палива прийнято оцінювати в об'ємних одиницях, м³/(кВт·год):

$$\nu_i = \frac{V_\Gamma}{N_i} = \frac{3600}{Q_u \eta_i}. \quad (4.80)$$

При порівнянні газових двигунів з бензиновими або з газодизелями зручно оцінювати їхню економічність за питомою витратою теплоти.

Питома індикаторна витрата теплоти газового ДВЗ, кДж/(кВт·год):

$$q_i = \nu_i Q_u. \quad (4.81)$$

Індикаторний ККД газодизелів обчислюється за формулою

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{Q_u V_\Gamma + H_u G_{\text{пал}}}. \quad (4.82)$$

Питома індикаторна витрата теплоти в газодизелі, кДж/(кВт·год), може бути оцінена за залежністю

$$q_i = \frac{Q_u V_{\Gamma} + H_u G_{\text{пал}}}{N_i}. \quad (4.83)$$

Решту індикаторних показників газових ДВЗ і газодизелів визначають, як для бензинових ДВЗ та дизелів.

Значення основних індикаторних показників автомобільних двигунів наведені в табл. 4.5 [1; 2; 4].

4.5. Індикаторні показники автомобільних ДВЗ

<i>Тип ДВЗ</i>	p_i , МПа	η_i	g_i , г/(кВт·год), для газових ДВЗ в МДж/(кВт·год)
Бензиновий	0,8...1,2	0,28...0,36	205...290
Дизель без наддуву	0,75...1,05	0,40...0,50	170...210
Дизель з наддувом	До 2,5	0,42...0,53	160...200
Газовий	0,6...0,9	0,28...0,34	10,5...13,5
Газодизель без наддуву	0,75...1,1	0,40...0,50	7...9
Газодизель з наддувом	До 2,2	0,42...0,53	6,8...8,5

Вплив різних факторів на індикаторні показники циклу

Двигуни з іскровим запалюванням

Ступінь стиску. Термодинамічний аналіз циклу цих двигунів свідчить, що вплив ε на індикаторні показники вагомий. Підвищення значення ε поліпшує тепловикористання, що веде до збільшення η_i , а отже і до покращення економічності циклу (зниження g_i), і до збільшення p_i , а отже і до підвищення N_i . При збільшенні ε поліпшуються умови запалення суміші, що дозволяє розширити концентраційні межі ефективного збіднення її і одержати приріст η_i , а також підвищення економічності при часткових навантаженнях двигуна. Крім того, при збільшенні ε зменшуються об'єм і поверхня камери згоряння, що приводить до зменшення втрат теплоти в систему охолодження, що також підвищує η_i . Отже, збільшення ε , якщо виходити з умов впливу його значення на індикаторний процес двигунів з іскровим запалюванням, корисне. Найбільше значення ε для кожного конкретного виду двигуна встановлюється із умов забезпечення бездетонаційного згоряння і припустимого виходу з відпрацьованими газами токсичних компонентів (оксидів азоту і вуглеводнів).

Якість суміші оцінюється за значенням коефіцієнту α . Він істотно впливає на хід згоряння, а тому і на індикаторні показники циклу. Найбільшому значенню η_i , відповідає збіднена суміш ($\alpha \approx 1,05...1,15$). Це

пояснюється повнотою згоряння палива завдяки надміру повітря. При подальшому збільшенні α різко зменшується швидкість згоряння (див. рис. 4.16), внаслідок чого погіршується тепловикористання і знижується значення η_i . Найбільше значення p_i досягається при збагаченій суміші ($\alpha \approx 0,85 \dots 0,95$), в якій забезпечується максимальна швидкість згоряння.

Кут випередження запалювання. Вплив його на індикаторні показники циклу просліджується через процес згоряння. При аналізі згоряння було показано, що кожному сполученню режимних факторів двигуна (n і N_e) і виду палива відповідає свій оптимальний кут випередження запалювання, який забезпечується на двигуні спеціальним регулятором.

Частота обертання колінчастого вала впливає на індикаторні показники двигуна через процес згоряння. При аналізі згоряння було показано, що при застосуванні оптимального кута випередження запалювання суміші досягнутий у сучасних автомобільних двигунах рівень частоти обертання мало впливає на процес згоряння, а відповідно і на індикаторні показники циклу.

Навантаження. При кількісному способі регулювання навантаження, характерному для цих двигунів, зменшення його рівня від номінального приводить до погіршення запалювання і згоряння суміші і одночасно збільшення відносних втрат теплоти в системі охолодження і випуску. Тому в карбюраторному двигуні найбільші значення p_i і N_i забезпечуються на номінальному режимі роботи за рахунок примусового збагачення суміші економайзером (при цьому η_i знижується), а найбільше значення η_i досягається при середніх навантаженнях, коли $\alpha > 1$.

Дизелі

Ступінь стиску. Термодинамічний аналіз циклу дизелів свідчить, що збільшення ε веде до покращення процесів сумішоутворення і згоряння, особливо при використанні низькоцетанових палив. Разом з тим у сучасних автомобільних дизелях застосовуються достатньо високі значення $\varepsilon = 16 \dots 20$. Тому подальше їх підвищення не дає значного приросту η_i , а навантаження на деталі при цьому значно зростають. Ось чому доцільне значення ε для кожного конкретно дизеля встановлюється з урахуванням впливу цих протилежних факторів.

Вид і сорт палива впливають на індикаторні показники дизеля через характеристики паливоподачі і показники процесів сумішоутворення і згоряння. Цей вплив неоднозначний і залежить від інших конструктивних та експлуатаційних факторів.

Розміри двигуна (S/D). Діаметр циліндра D і хід поршня S є основними конструктивними параметрами двигуна. Ці розміри дизеля пов'язані з частотою обертання колінчастого вала n , тому що разом вони визначають середню швидкість поршня, м/с, $C_{\Pi} = \frac{Sn}{30}$, від якої залежать

механічні втрати, надійність і стійкість проти спрацювання двигуна. Ось чому при підвищенні n , як правило, потрібно зменшувати S , а щоб зберегти незмінним робочий об'єм циліндра, треба збільшувати D . Досвід свідчить, що це можливо робити лише до певних значень S/D . При дальшому зменшенні цього відношення погіршується тепловикористання у циклі внаслідок збільшення частини повітря, яке розташоване в «мертвих» зонах камери згоряння; збільшуються механічні і термічні навантаження двигуна; несприятливо змінюються його масові і габаритні показники. Ось чому, як показує досвід, в автомобільних дизелях найкращі індикаторні показники забезпечуються при $S/D = 1,0...1,4$.

Кількість циліндрів. Сумарні індикаторні робота і крутний момент при незмінних розмірах циліндра пропорційні кількості циліндрів i . Однак через обмежені габаритні розміри моторного відсіку автомобіля у дизелів кількість циліндрів рідко перевищує дванадцять.

Кут випередження впорскування палива впливає на індикаторні показники дизеля через показники процесу згоряння. Кожному режиму роботи дизеля відповідає свій оптимальний кут $\theta_{впр}$. На практиці часто для дизелів назначають кут $\theta_{впр}$ трохи менший, ніж оптимальний, при якому досягаються $p_{i\max}$, $\eta_{i\max}$, $g_{i\min}$. При цьому вдається забезпечити при незначному погіршенні індикаторних показників значне зниження максимального тиску p_z , жорсткості згоряння $(dp/d\phi)_{\max}$ і виходу токсичних компонентів з відпрацьованими газами.

Частота обертання колінчастого вала впливає на індикаторні показники дизеля через процеси сумішоутворення і згоряння. При аналізі цих процесів було показано, що при застосуванні оптимального $\theta_{впр}$ при досягнутому в автомобільних дизелях рівні n , вона мало впливає на процес згоряння, а відповідно і на індикаторні показники циклу. При незмінному значенні α і підвищенні n можливе навіть збільшення p_i і η_i через зменшення втрат в систему охолодження.

Навантаження. Найбільші значення p_i і N_i досягаються в автомобільних дизелях на номінальному режимі при $\alpha = 1,3...1,7$ в залежності від способу сумішоутворення. Дизель - двигун з якісним регулюванням потужності. Тому зниження N_i досягається в ньому шляхом зменшення кількості палива, яке подається в циліндр за цикл. При цьому α зростає. Досвід показує, що до значень $\alpha = 3,5...4,0$ значення η_i також зростає через зниження місцевого перебагачення суміші, скорочення тривалості згоряння і, як результат, поліпшення тепловикористання в циклі. Значення α , при якому досягається $\eta_{i\max}$, зветься межею ефективного збіднення суміші.

Наддув є ефективним способом збільшення $\rho_{пов}$, а отже, p_i і N_i . На автомобільних двигунах переважно застосовується газотурбінний наддув, при якому звичайно вдається навіть поліпшити тепловиділення в циклі за рахунок збільшення α . При спілкуванні із меншим відносним розміром

втрат в систему охолодження цей спосіб наддуву забезпечує підвищення η_i і зниження g_i . Крім того, при збільшенні α знижується теплонапруженість деталей. Однак при цьому приріст p_i буде меншим через більше значення α .

4.7.2. Механічні втрати

Частина індикаторної потужності витрачається на так звані механічні втрати в двигуні, які складаються з втрат на тертя $N_{\text{тер}}$, втрат на газообмін $N_{\text{газ}}$ і втрат на привід допоміжних агрегатів $N_{\text{доп.аг}}$:

$$N_{\text{м}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{газ}} + N_{\text{доп.аг}}.$$

Основну частину механічних втрат становлять втрати на тертя (65...80 %). Втрати на газообмін і на привід допоміжних агрегатів відповідно складають 14...20 % і 7...14 % [1; 2].

По аналогії з залежністю (4.71)

$$N_{\text{м}} = \frac{p_{\text{м}} V_h n \cdot i}{30\tau}, \quad (4.84)$$

де $p_{\text{м}}$ - середній тиск механічних втрат, МПа.

Середній тиск механічних втрат - це умовний, сталий за значенням тиск, який, діючи на поршень, виконав би за один хід поршня роботу, що дорівнює роботі, яка витрачена на механічні втрати в двигуні за один робочий цикл. Введення цього ще більше умовного, ніж p_i показника дозволяє перейти від індикаторних показників циклу до ефективних показників двигуна.

Статистичні дані свідчать, що $p_{\text{м}}$ майже лінійно залежить від середньої швидкості $C_{\text{п}}$ поршня і для автомобільних ДВЗ може бути визначеним за залежністю [1; 2; 4]

$$p_{\text{м}} = a + b C_{\text{п}}, \quad (4.85)$$

де a , b - сталі коефіцієнти які визначаються експериментально, значення їх наведені в табл. 4.6. [1; 2; 7].

Середня швидкість поршня, м/с:

$$C_{\text{п}} = \frac{S \cdot n}{30}.$$

Механічний ККД характеризує частку індикаторної потужності, що відповідає механічним втратам:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_i - N_{\text{м}}}{N_i} = 1 - \frac{N_{\text{м}}}{N_i}. \quad (4.86)$$

Значення η_M для сучасних автомобільних двигунів наведені у табл. 4.7.

4.6. Значення коефіцієнтів a і b для ДВЗ різних типів

Двигун	a , МПа	b , МПа·с/м
Дизелі		
з неразділеною камерою згоряння	0,105	0,120
з розділеною камерою згоряння	0,105	0,138
Двигуни		
з іскровим запалюванням:		
$S/D > 1$	0,05	0,0155
$S/D < 1$	0,04	0,0135

4.7.3. Ефективні показники двигуна

Досконалість двигуна в цілому оцінюється ефективними показниками. Вони реєструються на виході з двигуна, на його колінчастому валі і враховують механічні втрати в двигуні.

По аналогії з індикаторними показниками розрізняють: середній ефективний тиск p_e , ефективну потужність двигуна N_e , ефективний ККД η_e , питому ефективну витрату палива g_e .

Середній ефективний тиск - це умовний, сталий за значенням тиск, який, діючи на поршень, виконав би за один хід поршня роботу, що дорівнює роботі, здобутій на колінчастому валу за один робочий цикл

$$p_e = p_i - p_M, \quad (4.87)$$

або

$$p_e = p_i \cdot \eta_M. \quad (4.88)$$

Ефективна потужність двигуна - це потужність, яка розвивається на колінчастому валу двигуна і використовується для корисної роботи, кВт

$$N_e = N_i - N_M. \quad (4.89)$$

За аналогією з індикаторною потужністю можна записати

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau}. \quad (4.90)$$

Ефективний ККД - це відношення роботи, здобутої на валу двигуна, до енергії, що містилася у витраченому паливі

$$\eta_e = \frac{3600 \cdot N_e}{H_u \cdot G_{\text{пал}}}, \quad (4.91)$$

або

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M.$$

Для газових двигунів

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^3 N_e}{Q_u V_\Gamma} \quad (4.92)$$

Для газодизелів

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^3 N_e}{Q_u V_\Gamma + H_u \cdot G_{\text{пал}}}. \quad (4.93)$$

Питома ефективна витрата палива - це витрата палива на один кіловат ефективної потужності за одну годину, кг/(кВт·год):

$$g_e = \frac{G_{\text{пал}}}{N_e}, \quad (4.94)$$

або з урахуванням рівняння (4.90)

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}. \quad (4.95)$$

Для газових двигунів питома ефективна витрата газу, м³/(кВт·год):

$$\nu_e = \frac{V_\Gamma}{N_e} = \frac{3600}{Q_u \eta_e} \quad (4.96)$$

питома ефективна витрата теплоти, кДж/(кВт·год):

$$q_e = \nu_e Q_u. \quad (4.97)$$

Для газодизеля питома ефективна витрата теплоти, кДж/(кВт·год):

$$q_e = \frac{Q_u V_\Gamma + H_u \cdot G_{\text{пал}}}{N_e}. \quad (4.98)$$

Значення ефективних показників автомобільних двигунів наведені у табл. 4.7.

4.7. Ефективні показники автомобільних ДВЗ

Тип ДВЗ	η_M	p_e , МПа	η_e	g_e , г/(кВт·год) (для газових ДВЗ ν_e , МДж/(кВт·год))
Бензинові	0,7...0,85	0,6...0,95	0,25...0,32	250...320
Дизелі				
Без наддуву	0,7...0,82	0,55...0,85	0,33...0,40	212...255
з наддувом	0,8...0,92	0,7...2,2	0,35...0,42	200...242
Газові	0,75...0,85	0,5...0,75	0,23...0,28	12...17
Газодизелі				
Без наддуву	0,7...0,82	0,55...0,85	0,33...0,40	9...11
з наддувом	0,8...0,92	0,7...2,2	0,35...0,42	8,5...10,5

Вплив різних факторів на ефективні показники двигунів

Значення кожного з ефективних показників складається із значення відповідного індикаторного показника і показника механічних втрат. Вплив різних факторів на індикаторні показники проаналізовано вище

Рівень механічних втрат в двигуні визначається: на стадії конструювання і виготовлення двигуна - ступенем оптимізації його конструкції, раціональним вибором матеріалу і технології виготовлення; на стадії експлуатації - доцільним застосуванням експлуатаційних матеріалів (палива, оливи, охолоджуючої рідини та ін.); підтриманням оптимальних експлуатаційних режимів двигуна і його агрегатів; експлуатацією тільки технічно справного і відрегульованого двигуна та ін.

4.7.4. Питомі показники двигуна

До цих показників відносять літрову N_L і поршневу N_P потужності та літрову g_L і питому g_N маси двигуна.

Літрова потужність - це ефективна потужність, що припадає на один літр робочого об'єму циліндра, кВт/л:

$$N_L = \frac{N_e}{V_{hi}} = \frac{p_e n}{30\tau}. \quad (4.99)$$

Залежність для неї з урахуванням рівнянь (4.78), (4.88), (4.90) може бути наведена у вигляді

$$N_L = A_1 \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_M \eta_v \rho_{пов}^n, \quad (4.100)$$

$$\text{де } A_1 = \frac{H_u}{l_0 30 \tau}.$$

Для встановлення резервів підвищення $N_{\text{Л}}$ оцінимо можливості збільшення кожної складової, що входять у залежність (4.100).

Оцінка резервів збільшення η_v , η_i/α , η_M для сучасних автомобільних двигунів зроблена раніше. Можливості тут обмежені. Можливість форсування як двигунів з іскровим запалюванням, так і дизелів за частотою обертання колінчастого вала є в наявності, але обмеження на реалізацію його накладає міцність матеріалів, з яких виготовлені деталі двигуна, і, насамперед, кривошипно-шатунного механізму.

Тому збільшення густини повітря $\rho_{\text{пов}}$ застосуванням наддуву і проміжного охолодження повітря - важливий резерв на шляху форсування двигуна щодо $N_{\text{Л}}$. Завдяки реалізації цієї можливості у сучасних автомобільних дизелів здобутий відносно високий приріст $N_{\text{Л}}$, що вже дозволяє їм конкурувати за цим показником з двигунами із запалюванням від іскри.

У автомобільних двигунів $N_{\text{Л}}$ кВт/л, становить двигуни з іскровим запалюванням - 20...55; дизелі - 10...25 [2; 4].

Поршнева потужність - це ефективна потужність, що припадає на 1 м^2 поверхні днища поршня, кВт/м²:

$$N_{\text{П}} = \frac{N_e}{i F_{\text{П}}} = \frac{p_e S n}{30 \tau}, \quad (4.101)$$

де $F_{\text{П}}$ - площа днища поршня, м²; S - хід поршня, м; i - кількість циліндрів.

Підставивши в (4.101) вираз для середньої швидкості поршня, маємо

$$N_{\text{П}} = \frac{1}{\tau} p_e C_{\text{П}}. \quad (4.102)$$

З цього рівняння видно, що $N_{\text{П}}$ залежить від середнього ефективного тиску і швидкохідності двигуна.

У сучасних автомобільних двигунів $N_{\text{П}}$, складає: двигуни з іскровим запалюванням - 0,25...0,45; дизелі - 0,20...0,35 кВт/м².

Літрова маса - це маса незаправленого (сухого) двигуна $G_{\text{ДВЗ}}$, віднесена до одиниці робочого об'єму циліндра, кг/л:

$$g_{\text{Л}} = \frac{G_{\text{ДВЗ}}}{V_h i}. \quad (4.103)$$

Цей питомий показник характеризує досконалість конструкції, раціональність вибору матеріалу і технології виготовлення двигуна і безпосередньо пов'язаний з його собівартістю. Літрова маса дизелів більша, ніж літрова маса двигунів з іскровим запалюванням однакового з ними літражу. Для сучасних автомобільних двигунів g_D , кг/л, становить: двигуни з іскровим запалюванням - 75...150; дизелі - 100...200кг/л.

Питома маса - це маса не заправленого двигуна, що припадає на одиницю його номінальної потужності, кг/кВт:

$$g_N = \frac{G_{ДВЗ}}{N_e}. \quad (4.104)$$

Для сучасних автомобільних двигунів g_N становить: двигуни з іскровим запалюванням - 1...6; дизелі - 4...10 кг/кВт.

4.7.5. Тепловий розрахунок та визначення основних розмірів автомобільного двигуна

Проектування ДВЗ починається з виконання теплового розрахунку, метою якого є (див. підрозд. 9.2): знаходження значень тиску p і температури T газів у характерних точках циклу; побудова індикаторної діаграми циклу; визначення індикаторних показників робочого циклу й ефективних показників двигуна; розрахунок основних параметрів двигуна: діаметра циліндра D і ходу поршня S .

Розрахунок за методом проф. В. І. Гриневецького починається з вибору вихідних даних, які беруться на основі нагромадженого досвіду проектування ДВЗ, врахування умов його експлуатації та особливостей конструкції. До них належать: тип і тактність двигуна τ ; вид палива - бензин, дизельне, газове; частота обертання колінчастого вала n ; фази газорозподілу; температура T_0 і тиск p_0 навколишнього середовища; ступінь стиску ε ; коефіцієнт надміру повітря α ; підігрів свіжого заряду ΔT ; температура T_r і тиск p_r наприкінці випуску; показники політроп стиску n_1 і розширення n_2 ; коефіцієнт використання теплоти ξ_Z ; коефіцієнти згасання швидкості і гідравлічного опору впускної системи β і $\xi_{ВП}$; середня швидкість заряду в прохідному перерізі клапана $W_{КЛ}$; ступінь підвищення тиску при згорянні λ (тільки для дизелів); відношення ходу поршня до діаметра циліндра S/D ; коефіцієнт округлення індикаторної діаграми φ .

Решта параметрів розраховується за наведеними в четвертому розділі рівняннями.

За здобутими значеннями тиску газів у характерних точках циклу будуються індикаторна діаграма, потім розраховуються індикаторні й ефективні показники двигуна. За обчисленим значенням середнього

ефективного тиску p_e розраховуються основні конструктивні параметри ДВЗ: діаметр циліндра D і хід поршня S . Для розрахунку треба знати номінальну потужність N_e , яку повинен розвивати двигун, і номінальну частоту обертання n , кількість циліндрів i , тактність τ . Потужність N_e зазначається в технічному завданні на проектування ДВЗ, а параметри n , i , τ або здаються, або вибираються конструктором. Потім визначається робочий об'єм циліндра. З рівняння ефективної потужності, кВт:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n i}{30\tau},$$

одержуємо робочий об'єм циліндра, м³:

$$V_h = \frac{30N_e\tau}{p_e n i},$$

де p_e - здобуто в результаті теплового розрахунку.

Діаметр циліндра визначається з рівняння робочого об'єму циліндра:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{\pi D^2 S}{4} \frac{D}{D} = \frac{\pi D^3}{4} \frac{S}{D}.$$

Звідси діаметр циліндра, м:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi S/D}}. \quad (4.105)$$

Відношення ходу поршня до діаметра циліндра S/D приймає конструктор. Воно істотно впливає на габаритні розміри і масу ДВЗ, а також на його робочі процеси.

Із зменшенням відношення S/D : знижуються висота і маса двигуна; знижується середня швидкість поршня, що сприяє зменшенню механічних втрат та інерційних сил, а отже, підвищенню механічного ККД й сповільненню зношення деталей ДВЗ; поліпшується наповнення циліндрів, підвищується індикаторний ККД.

Але при малих значеннях S/D збільшується діаметр циліндра, що підвищує схильність бензинових ДВЗ до детонації. Значення S/D для сучасних автомобільних ДВЗ наведені в табл. 4.8.

4.8. Значення n і S/D для автомобільних ДВЗ

<i>Тип ДВЗ</i>	$n, \text{хв}^{-1}$	S/D
Бензинові	до 3000	1,1...1,0
	3000...3600	0,95...0,85
	3600...5000	0,85...0,75
Дизелі	2100...2800	1,0...1,2
	понад 2800	0,8...1,0

Газові ДВЗ з іскровим запалюванням і газодизелі звичайно є переобладнаними бензиновими ДВЗ і дизелями. Тому відношення S/D в них такі самі.

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Що таке середній індикаторний тиск? Виведіть залежність для p_i . Що враховує коефіцієнт повноти індикаторної діаграми ϕ ?
2. Як визначається p_i за індикаторною діаграмою? Як визначається індикаторна потужність циклу?
3. Що називається індикаторним ККД? Які теплові втрати він враховує?
4. Як визначається питома індикаторна втрата палива? Як пов'язані між собою η_i і g_i ?
5. Які конструктивні та експлуатаційні параметри і як впливають на індикаторні показники робочого циклу?
6. Які втрати в двигуні відносять до механічних?
7. Який зв'язок існує між p_M і середньою швидкістю поршня C_{Π} ? Які можливості він відкриває для переходу від індикаторних до ефективних показників ДВЗ?
8. Укажіть фактори, що впливають на механічні втрати в автомобільних двигунах?
9. Що таке ефективні показники двигуна? В яких двигунах (з іскровим запалюванням чи в дизелях) показники p_e, η_e , і g_e мають більші значення і чому?
10. Назвіть питомі показники двигуна і проаналізуйте їх зв'язок із ступенем оптимізації основних параметрів ДВЗ.

4.8. Тепловий баланс і теплова напруженість двигуна

4.8.1. Тепловий баланс

Розрізняють зовнішній і внутрішній теплові баланси.

Зовнішній тепловий баланс характеризує розподілення теплоти, яка виділяється в двигуні при згорянні палива, на окремі складові.

Внутрішній тепловий баланс оцінює рух теплоти всередині двигуна й розкриває складові частини зовнішнього теплового балансу. Він достатньо складний за реалізацією і складається лише при дослідницьких експериментах або розрахунках (наприклад, для оцінки теплонапруженості поршня, головки циліндрів, інше).

Зовнішній тепловий баланс складається або за даними теплового розрахунку (розрахунковий), або за даними експериментального дослідження (дослідний). В першому випадку тепловий баланс є заключним етапом теплового розрахунку і дозволяє: встановити складові частини витрат теплоти і намітити шляхи їх зменшення та утилізації; перевірити достовірність теплового розрахунку шляхом оцінки спілкування прибутку і витрат теплоти; одержати вихідні дані для розрахунку систем охолодження і змащення.

В другому випадку за даними теплового балансу можна: визначити або уточнити ті чи інші дослідні дані, які при проектуванні двигуна приймалися орієнтовно; перевірити і уточнити найкращі експериментальні режими роботи двигуна.

Якщо обійти всі джерела теплових потоків по зовнішньому контуру ДВЗ, то одержимо таку залежність, в якій кількість теплоти віднесена до одиниці часу:

$$Q_3 = Q_e + Q_{\text{охол}} + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{\text{н.з}} + Q_{\text{інш}}, \quad (4.107)$$

де Q_3 - загальна теплота, уведена в ДВЗ на розглядуваному режимі роботи; Q_e , $Q_{\text{охол}}$, Q_{Γ} , Q_M , - теплота відповідно еквівалентна ефективній роботі ДВЗ; відведена від ДВЗ в навколишнє середовище з охолоджуючою рідиною; виведена з ДВЗ із відпрацьованими газами; виведена з ДВЗ з оливою; $Q_{\text{н.з}}$ - втрати теплоти палива через неповноту згорання; $Q_{\text{інш}}$ - інші види втрат теплоти.

Кожну складову відносять до одиниці часу або виражають у процентах від загальної уведеної теплоти. В останньому випадку всі члени рівняння треба поділити на Q_3 й помножити на 100. Одержимо рівняння

$$q_e + q_{\text{охол}} + q_M + q_{\Gamma} + q_{\text{н.з}} + q_{\text{інш}} = 100 \%. \quad (4.108)$$

Приблизні значення складових теплового балансу під час роботи ДВЗ на номінальному і близьких до нього режимах у процентах, наведені в табл.4.9.

4.9. Значення складових теплового балансу в автомобільних ДВЗ

Тип ДВЗ	q_e	$q_{охол}$	q_{Γ}	$q_{н.з}$	q_M	$q_{інш}$
Бензинові	21...28	12...27	30...55	0...45	3...5	3
Дизелі:						
без наддуву	29...42	5...35	25...45	0...5	2...3	3
з наддувом	35...45	10...25	25...40	0...5	2...3	3

Залежно від режиму роботи двигуна відбувається перерозподілення теплоти за окремими складовими. Для ілюстрації цього на рис. 4.39, а, б наведені діаграми розподілення теплоти в залежності від частоти обертання колінчастого вала для дизеля і навантаження для бензинового двигуна. Як видно з діаграм, при повному навантаженні (номінальній потужності) найбільшу питому вагу мають складові q_e і q_{Γ} . На рис. 4.39, а втрати теплоти $q_{охол}$ зменшуються, а q_{Γ} збільшуються при підвищенні n , що пов'язано із зменшенням часу на теплообмін і згоряння.

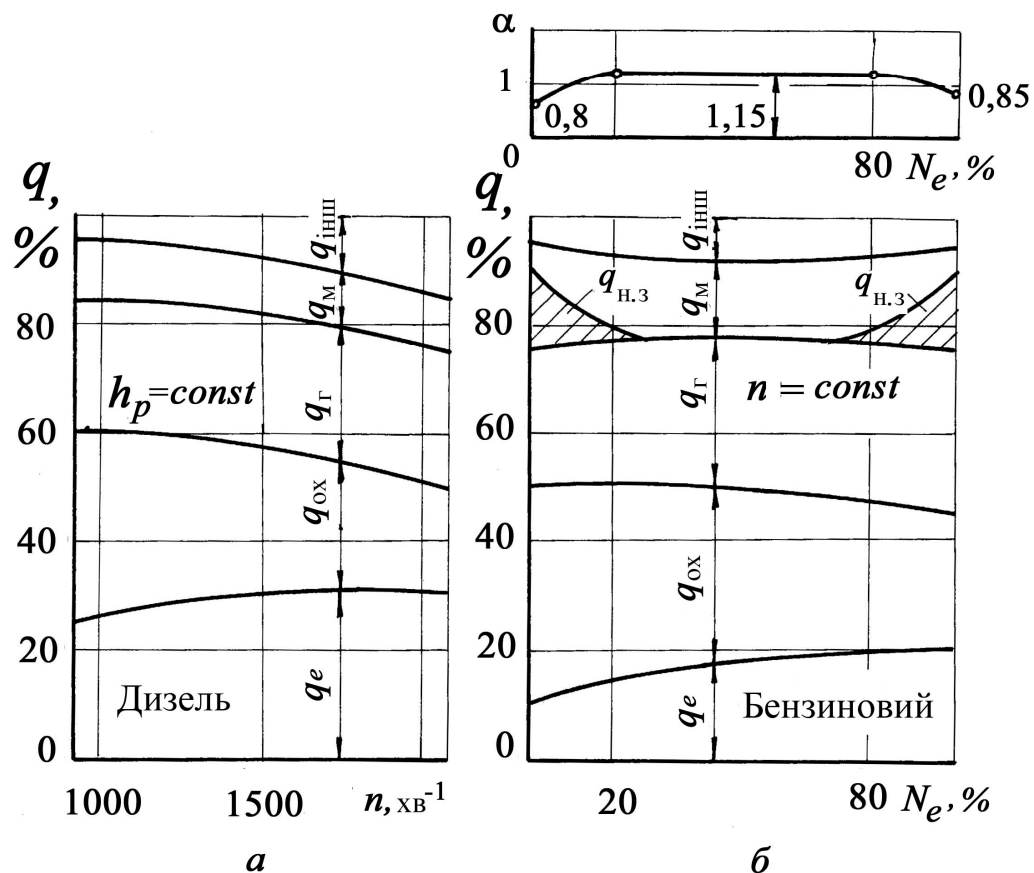


Рис. 4.39. Складові зовнішнього теплового балансу двигуна та зміна їхнього значення в залежності від швидкісних (а) та навантажувальних (б) режимів роботи

На характер зміни q_M з частотою n впливає зміна частки індикаторної роботи, яка витрачається на механічні втрати. Значення $q_{інш}$ слабо залежить від режиму роботи двигуна. Як видно з рис. 4.39, b істотне зменшення q_e відбувається в режимі холостого ходу і на ділянці зміни навантаження від 80 до 100 %. Це пояснюється примусовим збагаченням суміші на цих режимах. На цих же режимах збільшується q_T внаслідок зростання через збагачення суміші неповноти згоряння палива.

Проаналізований характер розподілення теплоти за складовими і зміни його в залежності від режиму роботи двигуна дозволяє встановити такі головні напрямки поліпшення тепловикористання в автомобільних двигунах: подальше удосконалення процесів робочого циклу, від якого залежить q_e ; застосування газотурбінного наддуву, при якому відкриваються можливості глибокої утилізації q_T ; значне зменшення втрат теплоти в систему охолодження $q_{охол}$ в результаті збільшення адіабатності двигуна.

Треба завжди використовувати і можливості часткових рішень, наприклад, підвищення температури в системі охолодження та ін.

4.8.2. Теплова напруженість

Сучасні ДВЗ розвиваються в напрямі форсування їх за частотою обертання і потужністю, яка визначається середнім ефективним тиском p_e . З підвищенням p_e зростає теплова напруженість основних деталей ДВЗ і насамперед - вогневого днища поршня та внутрішньої поверхні камери згоряння, а також випускного клапана. Від рівня температури залежить міцність матеріалів, з яких зроблені ці деталі. Тому теплова напруженість, визначає допустиму межу форсування ДВЗ.

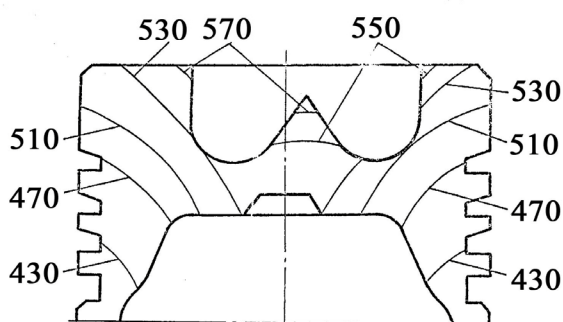


Рис. 4.40. Розподіл температур у поршні дизеля ЯМЗ-238 на номінальному режимі роботи (у Кельвінах)

Перегрівання поршня приводить до закоксування поршневого кільця, задирок на третєвих поверхнях поршня і циліндра, заклинювання поршня.

Поле температур нерівномірно розподіляється в днищі поршня і головці, що призводить до їх деформацій та виникнення тріщин і прогарів.

На рис. 4.40 показано розподіл температур по поверхні днища і бічних стінок днища поршня дизеля ЯМЗ-238 на номінальному режимі

роботи. Видно, що найбільше нагріті поверхні днища поршня і заглибини в ньому, де температура досягає 550...570 К, а в дизелях з наддувом вона доходить до 670 К.

Температура деталей залежить від режиму роботи ДВЗ. На рис. 4.41 показано, як змінюється температура в найбільш «гарячих» точках поршня 1 і головки циліндра 2 дизеля залежно від коефіцієнта надлишку повітря α і середнього індикаторного тиску p_i . Із зменшенням α і підвищенням p_i температура зростає.

Підвищення теплової напруженості ДВЗ обмежує можливості його форсування застосуванням наддуву. Щоб її знизити, у дизелях з наддувом підвищують коефіцієнт надлишку повітря до $\alpha = 1,8 \dots 2,2$, збільшують перекриття клапанів для продувки циліндрів повітрям, застосовують охолодження наддувного повітря, яке надходить з нагнітача.

В експлуатації треба стежити за додержанням нормального теплового режиму двигуна.

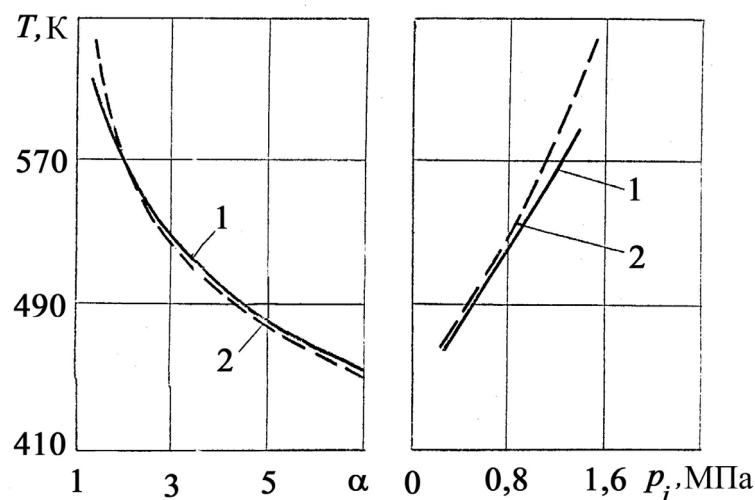


Рис. 4.41. Вплив α і p_i на температуру в дизелі:

1 - днище поршня; 2 - головка циліндрів

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Для чого складається тепловий баланс двигуна? Види теплового балансу? Які складові входять в зовнішній тепловий баланс?
2. Як змінюються складові зовнішнього теплового балансу в залежності від режиму роботи двигуна?
3. Укажіть головні напрямки покращення тепловикористання в ДВЗ.
4. Що включає в себе поняття «теплова напруженість ДВЗ»? Як вона пов'язана з надійністю роботи двигуна?

4.9. Екологічні показники автомобільних двигунів

4.9.1. Основні шкідливі речовини, що виділяються при роботі двигунів

Джерелами викидів шкідливих речовин в ДВЗ є відпрацьовані, картерні гази та пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами.

У даний час для живлення автомобільних двигунів найбільш широко використовуються рідке та газове палива, основними складовими яких є вуглеводні. В процесі згоряння утворюються як нетоксичні (водяна пара), так і токсичні речовини. Останні є продуктами неповного згоряння або побічних реакцій, що мають місце при високих температурах. Крім того, деякі шкідливі речовини містяться в паливі і при роботі двигуна викидаються в оточуюче середовище. Використовуваний в двигунах спосіб сумішоутворення і запалювання паливоповітряної суміші значно впливає на кількість і склад шкідливих викидів, тому доцільно окремо розглядати шкідливі речовини, що викидаються різними типами автомобільних двигунів.

У *бензинових двигунах з іскровим запалюванням*, в яких здійснюється зовнішнє сумішоутворення, як було показано вище, теоретично для згоряння одного кілограму бензину необхідно 14,95 кг повітря ($\alpha=1,0$). Однак регулювання карбюратора на такий склад суміші приведе до нестійкої роботи двигуна в режимах малих навантажень, холостого ходу, в режимах розгону і не забезпечить максимальних енергетичних показників при повних навантаженнях. Все це обумовлює використання в цих ДВЗ в багатьох режимах роботи збагачених паливоповітряних сумішей. Недостатня кількість кисню є основною причиною підвищення викидів з відпрацьованими газами бензинових двигунів продуктів неповного згоряння, в першу чергу оксиду вуглецю CO і вуглеводнів C_nH_m , що являють собою газоподібні частини палива, яке не згоріло. При збідненні суміші кількість вуглеводнів зменшується, а потім різко збільшується. Мінімум вуглеводнів відповідає найбільш стабільній роботі двигуна і, як правило, найкращій паливній економічності.

Часто причиною підвищених викидів C_nH_m є незадовільна робота системи запалювання. Особливо багато вуглеводнів викидається в режимах холостого ходу.

Основні напрямки зниження викидів цих речовин - збіднення суміші і стабілізація її запалювання. Однак в цих умовах у відпрацьованих газах двигуна збільшується вміст оксидів азоту NO і NO_2 , що пояснюється підвищенням температури в зоні реакції і наявністю надлишкового кисню, який вступає в реакцію з азотом, що є складовою повітря, і інертним газом в звичайних атмосферних умовах. Окислення азоту починається при

температурі вище 1600 К, а з підвищенням її час реакції різко скорочується. Тому в режимах часткових навантажень і холостого ходу внаслідок зниження температури в зоні реакції, кількість оксидів азоту різко знижується. Концентрація їх у відпрацьованих газах досягає максимального значення в режимах високих частот обертання при навантаженнях, що передують початку роботи збагачувального пристрою.

Розглянуті шкідливі речовини - продукти реакцій вуглеводнів палива і складових повітря. Поряд з цими речовинами в відпрацьованих газах містяться шкідливі речовини, що утворюються з домішок бензину. До таких домішок належить сірка. В циліндрі двигуна сірка окислюється і в вигляді двооксиду викидається в оточуюче середовище.

В країнах Європейського Союзу (ЄС) вміст сірки в бензинах з 2000 року за Директивою 98/70/ЄС не повинен перевищувати 150 млн^{-1} . З 2005 року ця межа буде знижена до 50 млн^{-1} . В Україні згідно ДСТУ 4063-2001 масова частка сірки не повинна перевищувати 500 млн^{-1} . Ця величина в подальшому буде знижуватись.

В процесі згоряння паливоповітряної суміші, особливо при роботі, коли має місце детонаційне згоряння, утворюються проміжні з'єднання - недоокислені вуглеводні, відомі під назвою альдегіди. Останні утворюються в основному в вигляді формальдегіду ($\text{H}_2\text{C}=\text{O}$) та акролеїну ($\text{CH}_2=\text{CH}=\text{CH}=\text{O}$).

В бензині містяться поліциклічні ароматичні вуглеводні, наприклад, бензапірен ($\text{C}_{20}\text{H}_{12}$), які мають канцерогенні властивості. Крім того, поліциклічні вуглеводні утворюються і в робочій порожнині двигуна.

Для забезпечення бездетонаційного згоряння бензину при високих ступінях стискування, тобто для підвищення октанового числа в бензин додають антидетонатори. Найбільш розповсюдженою до недавнього часу речовиною, забезпечуючою підвищення октанового числа бензину, була етилова рідина, що складається з тетраетилосвинцю - антидетонатора і виносника (хлорнафталін, діброметен та ін.), що запобігає відкладанню свинцю на деталях двигуна. Близько 70 % з'єднань свинцю при роботі двигуна викидалася в атмосферу.

В країнах ЄС етильовані бензини заборонені з 01.01.2000 р., проте на прохання деяких країн-членів ЄС термін їх використання подовжений до 01.01.2005 р.

В Україні згідно з постановою Кабінету Міністрів від 1 жовтня 1999 р. № 1825 затверджена Програма поетапного припинення використання етильованого бензину, згідно з якою до 1 січня 2005 р. планується заборонити імпорт та використання таких бензинів.

В останні час для підвищення детонаційної стійкості бензинів широко застосовується метилтретичнобутиловий ефір (МТБЕ), хоча в окремих дослідженнях теж встановлено його шкідливий вплив на оточуюче середовище.

Крім відпрацьованих газів, джерелом забруднення оточуючого середовища при експлуатації бензинових двигунів є картерні гази і пари палива. По відношенню до викидів з відпрацьованими газами викиди з картерними по CO складають 2...8 %, C_nH_m - 150...300 %, NO_x - до 2 % [3; 10]. В оточуюче середовище пари попадають з паливного бака та карбюратора. Досліди [11] показують, що в повітрі міст склад вуглеводнів більш ближчий до складу палива, ніж відпрацьованих газів, що вказує на значні розміри випаровувань.

У **дизелях** для згоряння одного кілограма дизельного палива теоретично необхідно 14,3 кг повітря ($\alpha=1,0$). Однак при такому складі суміші енергетичні показники дизеля будуть незадовільними. Тривала робота дизеля з таким складом суміші неможлива в зв'язку з високою димністю. Найбільш високих значень енергетичні показники досягають на збідненій ($\alpha = 1,3...1,4$) суміші. З зниженням навантаження в дизелі суміш збіднюється. В цьому і полягає одна з переваг дизеля в порівнянні з бензиновим двигуном. В міру зниження навантаження внаслідок збіднення суміші концентрація CO зменшується і лише в режимах малих навантажень і холостого ходу дещо підвищується, що є наслідком зниження температури і уповільнення окислювальних реакцій, а також зниження якості сумішоутворення.

Вміст C_nH_m у відпрацьованих газах внаслідок роботи на значно збідненій суміші також значно менший в порівнянні з бензиновим двигуном, а зміна його від навантаження аналогічна зміні оксиду вуглецю.

Надлишок кисню в циліндрах дизеля, а також висока температура в процесі згоряння сприяють утворенню в циліндрах оксидів азоту, які викидаються з відпрацьованими газами дизеля. Концентрація NO_x з збільшенням навантаження дизеля підвищується, хоча при наближенні до повного навантаження інтенсивність росту сповільнюється внаслідок нестачі кисню.

В дизелях процес сумішоутворення займає надто малий проміжок часу і при загальному для циліндра надміру повітря є окремі ділянки в камерах згоряння, де кисню не вистачає, зокрема в ядрі факела палива, що вприскується. При недостатній концентрації кисню в умовах високих тиску та температури має місце піроліз палива з виділенням чистого вуглецю (сажі). Вуглець виділяється і в місцях, де є надлишок кисню, але в подальшому він тут повністю згоряє. Кількість сажі у відпрацьованих газах дизеля збільшується з підвищенням навантаження і збагаченням суміші. Особливо багато сажі викидається в оточуюче середовище при наявності несправностей в системі паливоподачі (збільшена циклова подача палива, неякісне його розпилювання форсунками, неправильний кут випередження впорскування та ін.).

У процесі самозаймання дизельного палива утворюються проміжні з'єднання - альдегіди, які в основному, як і в бензиновому двигуні,

викидаються з відпрацьованими газами в вигляді формальдегіду та акролеїну.

У дизельному паливі в значно більшій кількості, ніж в бензині, міститься сірка. Згідно названої вище Директиви в країнах ЄС межа вмісту сірки в дизельному паливі з 2000 року встановлена 350 мг л^{-1} , а з 2005 року, як і в бензинах, 50 мг л^{-1} . При наявності надлишкового кисню в процесі згоряння вона окислюється до двооксиду і викидається з відпрацьованими газами.

Є у відпрацьованих газах дизеля і поліциклічні вуглеводні, які в значній кількості адсорбуються розвиненою поверхнею сажі і переміщуються з її частками.

Кількість шкідливих речовин, що викидаються з картерними газами дизеля менша, ніж у бензинового двигуна. Викиди NO_x становлять 0,2 %, CO - 0,3...0,5 %, вуглеводнів - 0,1...3,0% шкідливих викидів із відпрацьованими газами [10].

Значно менше в порівнянні з бензиновим двигуном при експлуатації дизеля виділяється в оточуюче середовище випаровувань палива.

У газових двигунах, як з іскровим запалюванням, так і з запалюванням вприскнутою дозою дизельного палива, вміст шкідливих речовин в відпрацьованих газах значно нижчий в порівнянні з показниками за роботи на бензині та дизельному паливі. При роботі двигуна з іскровим запалюванням на стиснутому природному газі, якщо ступінь стискання така ж, як на бензині, концентрація CO у відпрацьованих газах в декілька разів нижча в порівнянні з бензином, а концентрації вуглеводнів і оксидів азоту знаходяться приблизно на тому ж рівні, що і при використанні бензину.

При використанні стиснутого природного газу для живлення дизеля (газодизеля) значно зменшуються викиди CO і SO_2 , а також димність відпрацьованих газів, оксиди азоту залишаються практично на тому ж рівні, що і для дизельного палива, а концентрація вуглеводнів дещо підвищується за рахунок метану, який має невисоку токсичність в порівнянні з іншими вуглеводнями.

4.9.2. Нормування шкідливих викидів ДВЗ

Нормування шкідливих викидів з відпрацьованими газами ДВЗ має місце в процесі виробництва ДВЗ і автомобілів і в умовах експлуатації.

В процесі виробництва визначення викидів двигунів легкових автомобілів і автомобілів невеликої вантажопідйомності здійснюється в процесі випробування автомобіля. Викиди двигунів великовантажних автомобілів визначаються в процесі випробування двигуна.

В умовах експлуатації нормується вміст шкідливих речовин в відпрацьованих газах двигуна, встановленого на автомобілі.

Нормування викидів шкідливих речовин в процесі виробництва розпочалося в 1970 р. після прийняття Правил ЄЕК ООН № 15 та ідентичної їм Директиви ЄС 70/220.

Згідно цим документам обмежувались викиди оксиду вуглецю CO та C_nH_m з відпрацьованими газами автомобілів для перевезення до восьми пасажирів та автомобілів для перевезення вантажів максимальною масою до 3,5 т, оснащених бензиновими двигунами.

Випробування згідно з Правилами ЄЕК ООН № 15 здійснюється на стенді з біговими барабанами при умовному русі автомобіля за міським їздовим циклом. Цикл складається з чотирьох однотипних режимів. При виконанні цих режимів автомобіль умовно проїжджає 4,052 км за 820 с. Максимальна швидкість – 50 км/год, середня швидкість – 18,7 км/год. Нормувались викиди CO і C_nH_m в г/км умовного шляху.

Протягом наступних років до названих Правил та Директиви вносились поправки, якими більш жорстко обмежувались викиди CO і C_nH_m та введені обмеження викидів оксидів азоту NO_x , при цьому обмеження введені на викиди автомобілів з дизелями.

З 1989 року для названих категорій автомобілів були введені Правила ЄЕК № 83, які діють до теперішнього часу. В ці Правила постійно вводяться поправки, які змінюють процедуру випробувань та встановлюють більш жорсткі норми викидів.

Нормування шкідливих викидів двигунів автомобілів більших пасажиромісткості і вантажопідйомності розпочалось в 1982 році після прийняття Правил ЄЕК ООН № 49. Згідно з цими Правилами випробування проводяться на двигуні, встановленому на гальмівному стенді за тринадцятиступінчастим циклом, який включає різні сталі навантажувальні і швидкісні режими. В останній час в процедуру випробувань великонавантажувальних автомобілів і їх двигунів внесені значні зміни. Випробування проводяться на двигуні за двома циклами, які включають сталі режими і за їздовим циклом, який включає режими, характерні для різних умов експлуатації, в тому числі і несталі режими.

Нормуються викиди CO , C_nH_m , NO_x та твердих частинок в г/(кВт·год) виробленої двигуном енергії.

Крім того, автомобілі з дизелями згідно Правил № 24, прийнятих в 1972 р., перевіряються на димність відпрацьованих газів в шести режимах повних навантажень та режимі вільного прискорення. Нормованим параметром димності є коефіцієнт поглинання, який характеризує оптичну густину відпрацьованих газів і вимірюється в m^{-1} .

Україна в 2000 році приєдналась до Женевської Угоди від 20 березня 1958 року про прийняття єдиних технічних приписів для колісних транспортних засобів, тому, починаючи з 2003 року, автомобілі, що виробляються в Україні, повинні відповідати вимогам Правил ЄЕК ООН.

Як вказувалось вище, перевірка автомобілів на шкідливі викиди з відпрацьованими газами їх двигунів передбачається не тільки на стадії виробництва, а й в процесі експлуатації. Згідно з Директивою ЄС 77/143 та змінами до неї, зареєстрованими за номером 96/96/ЄС, автомобілі з двигунами з іскровим запалюванням без систем нейтралізації перевіряються

на вміст оксиду вуглецю у відпрацьованих газах під час роботи двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу. Граничні значення вмісту CO становлять для автомобілів випуску до 1986 р. – 4,5 %, після 1986 р. – 3,5 %. Для автомобілів з системою нейтралізації перевірка здійснюється в режимах мінімальної і підвищеної частот обертів на холостому ходу. Граничні значення вмісту CO при мінімальній частоті обертів – 0,5 %, на підвищеній (не менше 2000 $хв^{-1}$) – 0,3 %.

Для автомобілів з дизелями контроль за димністю відпрацьованих газів здійснюється в режимі вільного прискорення. Значення димності повинно відповідати рекомендаціям заводу-виробника. Якщо такі рекомендації відсутні, або контрольна служба вважає їх неприйнятними, граничні значення димності становлять для дизелів без наддуву 2,5 $м^{-1}$, з наддувом – 3,0 $м^{-1}$.

В Україні, поки що, автомобілі з бензиновими двигунами в режимі експлуатації на вміст шкідливих викидів перевіряються за ГОСТ 17.2.2.03-87 з змінами. Згідно з ними перевіряється і обмежується вміст оксиду вуглецю і вуглеводнів в двох режимах роботи двигуна: при мінімальній і підвищеній частотах обертання на холостому ходу. Підвищена частота приймається на рівні 2000 $хв^{-1}$ – 0,8 номінальної частоти обертання колінчастого вала. В режимі мінімальної частоти обертання вміст оксиду вуглецю не повинен перевищувати 1,5 %, вуглеводнів для автомобілів з двигунами, які мають до 4 циліндрів – 1200 $млн^{-1}$, з більшою кількістю циліндрів – 3000 $млн^{-1}$. В режимі підвищеної частоти обертання вміст оксиду вуглецю обмежується 2 %, вміст вуглеводнів – 600 $млн^{-1}$ для автомобілів, двигуни яких мають до 4 циліндрів та 1000 $млн^{-1}$ для автомобілів з більшою кількістю циліндрів. Для автомобілів з каталітичними нейтралізаторами в першому режимі вміст оксиду вуглецю не повинен перевищувати 1 %, в другому – 0,7 %. Вміст вуглеводнів в першому режимі для автомобілів з двигунами до 4 циліндрів повинен бути до 400 $млн^{-1}$, більше 4 циліндрів – до 600 $млн^{-1}$, в другому режимі – до 200 і 300 $млн^{-1}$ відповідно.

Автомобілі з дизелями в процесі експлуатації перевіряються згідно з ГОСТ 21393-75, який встановлює допустиму димність відпрацьованих газів. Перевірка димності здійснюється в двох режимах – вільного прискорення і максимальної частоти обертання на холостому ходу. В режимі вільного прискорення здійснюється 6-разовий розгін дизеля без зовнішнього навантаження від мінімальної до максимальної частоти обертання. За результат приймається середнє арифметичне значення димності в процесі чотирьох останніх розгонів. Параметром димності може бути прийнята оптична густина газів, яка оцінюється у відсотках за стовідсотковою шкалою. Димність відпрацьованих газів в режимах вільного прискорення не повинна перевищувати для дизелів без наддуву 40 % або 1,2 $м^{-1}$, з наддувом – 50 % або 1,6 $м^{-1}$, в режимі максимальної частоти обертання холостого ходу – 15 % або 0,4 $м^{-1}$.

Зараз в Україні розроблені і підготовлені до видання Державні стандарти України (ДСТУ), що визначають норми вмісту оксиду вуглецю і

вуглеводнів у відпрацьованих газів автомобілів з двигунами, які працюють на бензині або газовому паливі, та норми димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями. Ці стандарти гармонізовані з нормативними документами, прийнятими в інших європейських країнах.

4.9.3. Вплив різних факторів на токсичність двигунів

До основних *конструктивних факторів*, що впливають на токсичність ДВЗ, належать: форма камери згоряння, ступінь стискання, розміри циліндрів. Форма камери згоряння особливо значний вплив має в дизелях. Дослідження показують, що дизелі з розділеною камерою згоряння в порівнянні з дизелями з нерозділеною камерою викидають менше CO (в 2,5...3,0 рази), NO_x (на 20...30 %), C_nH_m (в 2,0...2,5 рази) і мають меншу димність відпрацьованих газів [12]. Тому розділені камери згоряння є перспективними для легкових і вантажних автомобілів малої вантажопідйомності, що широко використовуються в населених пунктах.

Менший вплив на токсичність має форма камери згоряння в бензинових двигунах. В них токсичність головним чином залежить від відношення поверхні камери згоряння до її об'єму. З збільшенням цього відношення, як правило, збільшується кількість у відпрацьованих газах вуглеводнів. Через цей фактор впливає на токсичність і ступінь стискання, збільшення якого приводить до зростання відношення поверхні камери згоряння до її об'єму.

З збільшенням ступеню стискання підвищується максимальна температура робочого тіла в циклі, що приводить при роботі двигуна на збідненій суміші до підвищення концентрації NO_x . Концентрація CO у відпрацьованих газах практично не залежить від ступеню стискання.

До *експлуатаційних факторів*, які мають значний вплив на токсичність двигунів, належать склад паливоповітряної суміші, навантаження двигуна, частота обертання, кут випередження запалювання або впорскування палива. В бензинових та газових двигунах вплив складу паливоповітряної суміші оцінюють шляхом визначення регульовальної характеристики за складом суміші при роботі двигуна в даному швидкісному та навантажувальному режимі. Детальний розгляд токсичної характеристики за складом суміші бензинового двигуна наведено в підрозд. 4.10. В дизелях залежність концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах від складу суміші аналогічна залежності від навантаження, так як потужність в дизелях регулюється складом суміші. Детально ця залежність аналізується при розгляді токсичної характеристики дизеля (підрозд. 4. 10). В бензинових та газових двигунах навантаження має значний вплив на склад відпрацьованих газів. На рис. 4.42 показані залежності концентрацій CO , C_nH_m , NO_x і CO_2 від навантаження двигуна 4Ч 9,2/9,2(ЗМЗ-24). На цих залежностях виділяються дві області. Починаючи з режиму холостого ходу у міру збільшення навантаження паливоповітряна суміш збіднюється, що

призводить до зменшення концентрацій CO , і C_nH_m і збільшення концентрації NO_x . При цьому концентрація CO_2 також зростає. Така тенденція зміни вмісту шкідливих речовин спостерігається до навантаження, коли в роботу вступає збагачувальний пристрій.

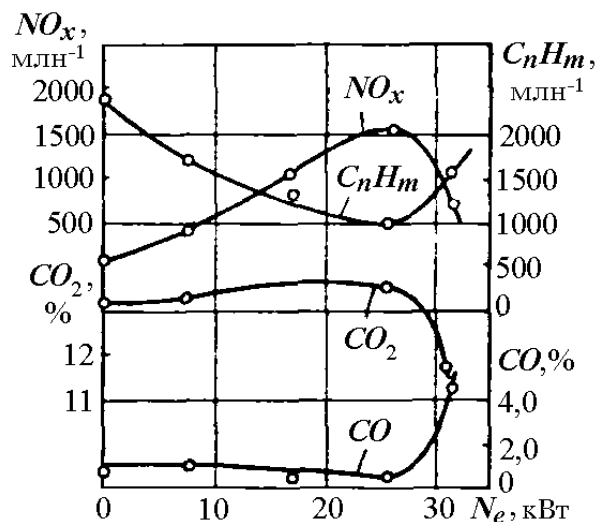


Рис. 4.42. Залежність концентрацій CO , C_nH_m , NO_x в відпрацьованих газах двигуна 4Ч9,2/9,2(ЗМЗ-24) від навантаження ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$)

Збагачення суміші призводить до збільшення концентрацій CO , C_nH_m та зниження концентрацій NO_x і CO_2 .

Зростання частоти обертання вала двигуна призводить до покращення сумішоутворення і, як наслідок, зменшення продуктів неповного згоряння CO , C_nH_m та росту NO_x .

Вплив кута випередження запалювання на склад відпрацьованих газів двигуна 4Ч9,2/9,2(ЗМЗ-24) показано на рис. 4.43. Кут випередження запалювання практично не впливає на вміст у відпрацьованих газах CO і CO_2 .

Збільшення кута призводить до росту вмісту NO_x і C_nH_m . Ріст C_nH_m спостерігається внаслідок зниження догоряння C_nH_m в процесах розширення та випуску. Відомо, що збільшення кута випередження запалювання до певних меж призводить до підвищення економічності двигуна, тому в експлуатаційних умовах потрібно установлювати як можливо раніший кут, але такий, що не викликає роботи двигуна з детонацією. Якщо паливоповітряна суміш збагачена, то кут випередження запалювання впливає значно менше на вміст NO_x у відпрацьованих газах.

В дизелях кут випередження впорскування палива впливає на вміст основних шкідливих речовин у відпрацьованих газах так, як і кут випередження запалювання в бензинових та газових двигунах.

4.9.4. Основні напрями зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

Як зазначалось вище, однією з основних причин підвищених викидів CO і C_nH_m двигунами з іскровим запалюванням є використання збагаченої паливоповітряної суміші на більшості режимів роботи. Тому основним напрямом удосконалення бензинових і газових двигунів є розробка заходів щодо забезпечення їх стабільної роботи на збіднених паливоповітряних

сумішах. Визначились два шляхи вирішення цієї задачі. Перший - створення в камері згоряння нерівномірного складу паливоповітряної суміші з забезпеченням збагаченої суміші в зоні свічки, або, як звичайно називають цей шлях - створення розшарування паливоповітряної суміші. Такий її розподіл створює сталий початковий осередок полум'я, здатний до розповсюдження в збідненій суміші, що знаходиться в решті об'єму камери. Розшарувати суміш можна в розділених і нерозділених камерах згоряння. В основну камеру розділеної камери згоряння поступає збіднена суміш, в додаткову, де розміщується свічка, збагачена. Остання легко загоряється і факел газів, що горять, викидається через з'єднуючі канали в основну камеру, забезпечуючи надійне спалахнення збідненої суміші. В нерозділених камерах розшарування суміші має місце при направленому русі повітря і впорскуванні в нього бензину так, щоб до моменту проскакування іскри в зоні свічки знаходилась збагачена суміш. Розшарування суміші в нерозділених камерах можна отримати і при карбюраторному сумішоутворенні шляхом спрямованого руху паливоповітряної суміші.

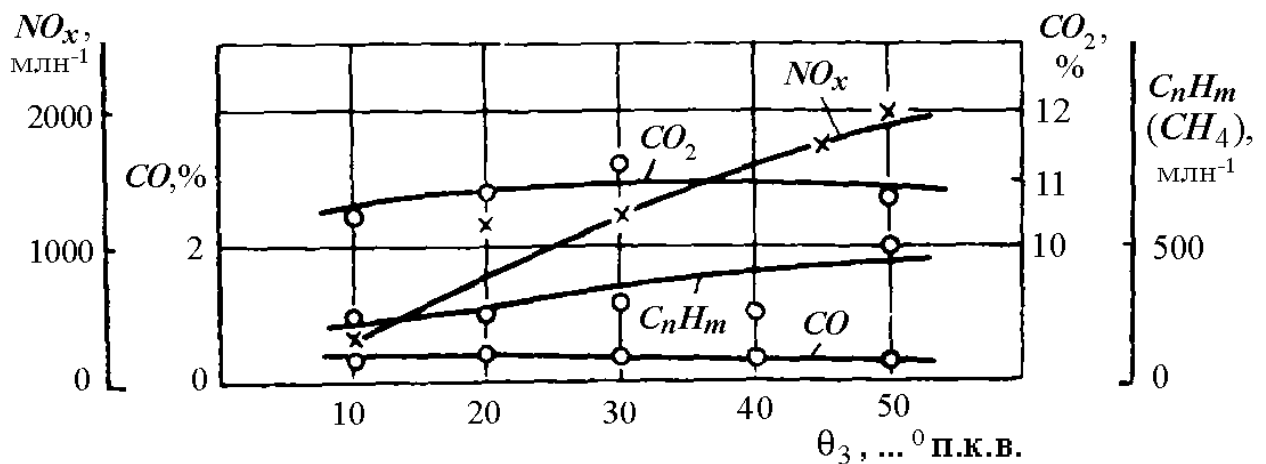


Рис. 4.43. Вплив кута випередження запалювання θ_3 на склад відпрацьованих газів двигуна 4Ч9,2/9,2(ЗМЗ-24)
($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$; розрідження на впуску 15 кПа; $\alpha = 1,05$)

Створені конструкції двигунів з іскровим запалюванням, які стабільно працюють з коефіцієнтами надміру повітря $\alpha = 1,4 \dots 1,6$. При цих значеннях α мають місце низькі концентрації всіх основних шкідливих компонентів в відпрацьованих газах, в тому числі і оксидів азоту. Однак камери згоряння з розшаруванням суміші мають такі недоліки: трудність забезпечення оптимального складу суміші в різних режимах роботи двигуна, деяке зниження потужності при роботі на повних навантаженнях, ускладнення конструкції. Тому поряд з розшаруванням суміші все більш широкое розповсюдження отримує спалювання в камері згоряння однородної сильно турбулізованої збідненої суміші. Турбулізація суміші здійснюється

закручуванням потоку різними пристроями: гвинтовими впускними каналами, заслінками, що встановлюються у впускному трубопроводі, радіальними ширмами на впускних клапанах та ін.

Спалахнення збіднених паливоповітряних сумішей забезпечується застосуванням в циліндрі двох свічок запалювання, багатоелектродних свічок і свічок з підвищеною енергією і збільшеною тривалістю розряду. Перспективними системами запалювання є плазменні.

Для зниження викидів із відпрацьованими газами оксидів азоту найбільш ефективним методом є *рециркуляція відпрацьованих газів*, яку застосовують як в двигунах з іскровим запалюванням, так і в дизелях. Частина відпрацьованих газів відбирається з випускної труби і подається у впускну. Відпрацьовані гази, що поступають при рециркуляції в циліндр, знижують температуру суміші, так як збільшується загальна теплоємність заряду, тобто цей вплив рециркуляції є аналогічним збідненню суміші. Однак на відміну від збіднення суміші рециркуляція зменшує концентрацію кисню в циліндрі, що призводить до значного зниження інтенсивності утворення оксидів азоту. Вважалось, що рециркуляція, як правило, призводить до погіршення паливної економічності двигунів. Однак при інтенсивній турбулізації заряду домішка певної кількості відпрацьованих газів до свіжої суміші не погіршує паливної економічності, а в деяких випадках навіть знижує витрату палива.

Серед режимів роботи автомобільних двигунів є такі, на яких токсичність відпрацьованих газів за окремими шкідливими компонентами значно виростає. Таким режимом для дизелів є розгін. В цьому режимі в дизелях, зокрема з турбонаддувом, спостерігається різке збагачення суміші, що приводить до інтенсивного димлення і підвищення викидів продуктів неповного згоряння. Для усунення цього недоліку застосовують автоматичні обмежувачі димлення, які змінюють циклову подачу палива у відповідності з кількістю повітря, що надходить в циліндри двигуна.

Відомо, що кількість повітря, що надходить в циліндр дизеля в зоні швидкісних режимів знижується, а циклова подача палива насосами високого тиску з широко застосовуваними коректорами зростає зі зниженням частоти обертання. Це приводить до того, що дизелі при роботі за зовнішньою характеристикою в зоні низьких частот обертання мають підвищену димність відпрацьованих газів, збільшені викиди CO , C_nH_m і низьку економічність. Для усунення цього недоліку використовують спеціальні *протиповодимні негативні коректори*, які при зниженні частоти обертання нижче значення, відповідного максимальному крутному моменту, зменшують циклову подачу палива. Негативні коректори сприяють зниженню димності відпрацьованих газів в зоні низьких частот обертання на 40 % при підвищенні паливної економічності автомобіля на 1...2 %.

В експлуатаційних умовах автомобільні двигуни часто працюють в режимі примусового холостого ходу, коли індикаторний крутний момент

двигуна менший, ніж момент механічних витрат і обертання вала двигуна забезпечується в результаті того, що енергія підводиться від ведучих коліс автомобіля.

В дизелях при повністю відпущеній педалі подача палива виключається і включається тільки при зниженні частоти обертання до значення, близького до мінімальної частоти обертання холостого ходу. Це виключає непродуктивні витрати палива і забруднення довкілля.

В бензинових двигунах при повністю закритих дросельних заслінках і високій частоті обертання паливо витікає через систему холостого ходу приблизно в тій же кількості, що і в режимі мінімальної частоти обертання. Крім того, високе розрідження у впускній трубі і циліндрах двигуна приводить до зриву паливної плівки зі стінок, а також до погіршення або повного припинення згоряння. Як результат, крім непродуктивної втрати палива, має місце забруднення повітря продуктами неповного згоряння. Для поліпшення показників роботи бензинових двигунів в режимі примусового холостого ходу виключають подачу палива через систему холостого ходу або знижують розрідження у впускному трубопроводі шляхом подачі в нього додаткового повітря. Випробування показують, що використання таких систем знижує викиди CO на 12 %, суми C_nH_m і NO_x на 27 % при підвищенні паливної економічності на 3...5 % [3].

Найбільш ефективним напрямом зниження шкідливих викидів автомобільних двигунів є **нейтралізація шкідливих речовин** в процесі випуску. Широке розповсюдження отримали каталітичні нейтралізатори. Суть каталітичної нейтралізації полягає в хімічних перетвореннях шкідливих речовин в присутності каталізаторів, прискорюючих протікання хімічних реакцій, внаслідок яких ці речовини перетворюються в нешкідливі для людини і оточуючого середовища. Для знешкодження продуктів неповного згоряння CO і C_nH_m використовуються окисні реакції, NO_x - відновлювальні.

Каталітичні нейтралізатори для зменшення викидів тільки продуктів неповного згоряння CO і C_nH_m виконують у вигляді однієї камери, заповненої каталізатором, в якій створюється окислювальне середовище шляхом подачі повітря. Каталітичні нейтралізатори для одночасного зниження CO і C_nH_m , NO_x , як правило, складаються з двох камер: в першій - відновлювальне середовище, в другій - окисне.

Одночасно знизити викиди CO , C_nH_m і NO_x бензинових двигунів можна і в однокамерному нейтралізаторі з платиновородієвим каталізатором. Найбільш ефективний такий нейтралізатор, якщо склад суміші близький до стехіометричного. Ефективним вважається нейтралізатор, який знешкоджує не менше 80 % CO , C_nH_m і NO_x . Для забезпечення такої ефективності зміна складу суміші повинна знаходитись в межах $\pm 0,7$ %, що значно менше меж,

що мають місце в експлуатаційних умовах. Для забезпечення складу суміші, близького до стехіометричного застосовують електронні системи регулювання з зворотним зв'язком, коли склад суміші коректується за складом відпрацьованих газів, який оцінюють за вмістом кисню, що вимірюється кисневим датчиком.

Знизити викиди продуктів неповного згоряння можна з допомогою термічних нейтралізаторів. Суть термічної нейтралізації полягає в допалюванні цих речовин. Сучасні термічні нейтралізатори являють собою ізольовану жарову трубу, в якій забезпечується збільшення часу перебування відпрацьованих газів шляхом неодноразової зміни напрямку їх руху. Перед тим, як відпрацьовані гази надходять в термічний реактор, до них в певному співвідношенні підмішується повітря. Термічні реактори забезпечують зниження викидів CO і C_nH_m на 60...80 %.

На дизелях автомобілів, які працюють в підземних умовах, в місцях з обмеженим повітрообміном часто використовують рідинні нейтралізатори, робота яких полягає в затримці твердих частинок, поглинанні водорозчинних та хімічному перетворенні газоподібних шкідливих речовин при пропусканні відпрацьованих газів через водні розчини різних хімічних з'єднань.

Поряд з заходами, направленими на зниження димності відпрацьованих газів, розробляються методи **уловлювання сажі в процесі випуску**. Найбільший інтерес викликають процеси уловлювання сажі в електричному полі і фільтрами, виготовленими з різних матеріалів. Ефективність очистки такими методами досягає 70...90 %.

Для зменшення викидів шкідливих речовин з картерними газами бензинових двигунів застосовують **закриті системи вентиляції картера**, коли гази, що прорвалися з камери згоряння, направляються у впускний трубопровід

Поряд з паливами нафтового походження для живлення автомобільних двигунів починають широко використовуватись **нетрадиційні палива**. В першу чергу це водень. Водень як паливо для теплових двигунів давно привертає увагу. Це пояснюється тим, що водень має нижчу теплоту згоряння в 2,7...2,9 разів вище нижчої теплоти згоряння традиційних моторних палив. Енергія займання водню приблизно в 10 разів нижча, ніж вуглеводневих палив. Швидкість згоряння водневоповітряної суміші висока, особливо збагаченої воднем. Межі запалювання за коефіцієнтом надміру повітря дуже широкі і становлять 0,15...10, що дозволяє здійснювати економічне якісне регулювання потужності двигуна. При згорянні водневоповітряних сумішей утворюється водяна пара і виключається утворення продуктів неповного згоряння. Якщо суміш буде значно збіднена ($\alpha > 1,8$), то і оксиди азоту будуть відсутні у відпрацьованих газах. Однак є і труднощі в використанні водню для живлення двигунів. Вони пов'язані з отриманням водню, його зберіганням на борту автомобіля, а також деякими

негативними особливостями роботи двигуна на водневоповітряній суміші. До останніх відноситься зниження потужності двигуна, жорстка робота і можливість зворотних спалахів. Перспективним вважається використання домішок водню до вуглеводневих палив.

Зниження забруднення оточуючого середовища зв'язують і з використанням для живлення двигунів спиртових палив - метанолу і етанолу. Використання їх в двигунах з іскровим запалюванням приводить до зниження викидів NO_x , CO і C_nH_m і лише кількість альдегідів зростає в порівнянні з роботою на бензині.

4.9.5. Шум двигунів

Двигуни внутрішнього згоряння є одними з основних джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум - це комплекс звуків, що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо, звук має хвильову природу, розповсюджується в будь-якому середовищі і сприймається органами слуху людини в результаті дії на них звукових хвиль. Двигуни випромінюють хвилі в основному з частотою від 20 до 8000 Гц [2].

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між миттєвим значенням тиску в хвилі і барометричним тиском.

Найменший тиск звуку, що сприймається людиною, який називають пороговим, становить $2 \cdot 10^{-5}$ Н/м².

Сила звуку - кількість енергії, яка переноситься хвилею в одиницю часу через одиницю площі. Сила звуку вимірюється в Вт/м² і є величиною, пропорційною квадратові тиску звуку. Порогове значення сили звуку становить 10^{-12} Вт/м². Тиск і сила звуку змінюються в широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці - децибели (дБ). Рівнем шуму називають двадцятикратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її порогового значення.

Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу.

З іншого боку, це шум газодинамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають у процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливоповітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі досягає 110...120 дБ. Він у значній мірі залежить від таких експлуатаційних

факторів як навантаження та частота обертання. Із зменшенням навантаження рівень шуму бензинових двигунів зменшується на 7...10 дБ, дизеля - на 2...3 дБ. Зменшення частоти обертання знижує рівень шуму на 10...15 дБ.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками.

Капотування двигунів автомобілів спеціальними звукопоглинаючими прокладками значно зменшує вплив шуму двигуна на водія, пасажирів та населення.

До конструктивних засобів, що направлені на зниження шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, застосування дезаксимального кривошипно-шатунного механізму, кулачка розподільного валу з безударним профілем, використання шумопоглинаючих накладок, збільшення товщини стінок циліндра в тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування конструкції камер згоряння, забезпечуючих плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, в яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні роширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму впуску на 30...35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника і його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Для інших моделей цей глушник не буде забезпечувати необхідного зниження шуму. Найбільш розповсюджені глушники, в яких використовуються для глушіння розширювальні і резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Назвіть основні токсичні компоненти, які знаходяться в продуктах згоряння двигунів з іскровим запалюванням.

2. Які токсичні компоненти знаходяться в продуктах згоряння дизелів?

3. Які фактори і яким чином впливають на токсичність відпрацьованих газів ДВЗ?

4. Назвіть основні заходи, які знижують токсичність відпрацьованих газів в ДВЗ.

5. В яких одиницях вимірюється рівень шуму? Назвіть основні джерела шуму ДВЗ.

6. Назвіть основні способи зниження шуму ДВЗ.

4.10. Режими роботи і характеристики автомобільних двигунів

В експлуатаційних умовах режим роботи автомобільного двигуна визначається багатьма факторами, які характеризують конструктивні особливості автомобіля, дорожні умови, кваліфікацію водія, умови руху автомобіля в транспортному потоці, кліматичні умови та інші. Під дією цих факторів режим роботи двигуна безперервно змінюється. І лише в тих випадках, коли розглядається невеликий проміжок часу, можна вважати, що режим роботи двигуна сталий.

В залежності від впливу різних факторів потужність двигуна, необхідна для руху автомобіля, змінюється в широких межах. Із теорії автомобіля відомо, що необхідна для руху автомобіля тягова потужність N_T на ведучих колесах без урахування буксування визначається як сума потужностей опорів: коченню N_K , підйому N_{Π} , повітря N_W та розгону N_j . Необхідна для руху автомобіля ефективна потужність двигуна визначається через тягову потужність і ККД трансмісії η_T , яким враховуються втрати енергії в трансмісії

$$N_e = N_T / \eta_T.$$

Названі вище потужності опорів визначаються за формулами:

$$N_K = G_a f_a \cos \alpha v_a / 1000;$$

$$N_{\Pi} = G_a \sin \alpha v_a / 1000;$$

$$N_W = kF v_a^3 / 1000;$$

$$N_j = m_a \delta_{об} v_a j_a / 1000,$$

де G_a - сила тяжіння автомобіля, Н; f_a - коефіцієнт опору коченню; α - кут підйому (спуску) дороги; v_a - швидкість автомобіля, м/с; kF - фактор обтічності автомобіля, Н·с²/м²; m_a - маса автомобіля, кг; $\delta_{об}$ - коефіцієнт врахування мас, що обертаються; j_a - прискорення автомобіля, м/с².

В експлуатаційних умовах потужності опорів можуть змінюватись в широких межах, що й визначає можливі значні зміни в навантаженні двигуна. Це видно з рис. 4.44, де показано графік потужнісного балансу при русі автомобіля на різних передачах. Коли автомобіль рухається по дорозі зі значним опором коченню чи підйому (великі значення N_K і N_{Π}), або з високою швидкістю (високе значення N_W), то в цих випадках можливе використання потужності двигуна, яка має місце при повній подачі палива. Такому використанню відповідає точка I на графіку при максимальній швидкості руху.

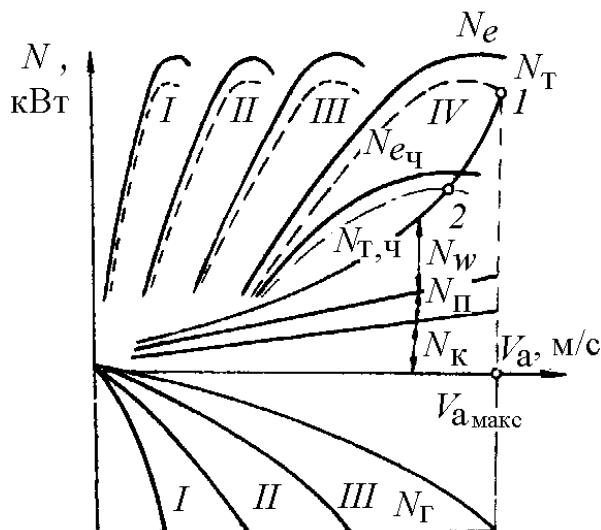


Рис. 4.44. Графік потужнісного балансу автомобіля:

N_e - ефективна потужність двигуна;
 N_T - тягова потужність автомобіля;
 N_K , $N_П$, N_W - потужності опорів коченню, підйому, повітря; I – IV - передачі автомобіля; 1, 2 - точки на характеристиках, які відповідають повній і частковій потужності двигуна

В умовах експлуатації потужність при повній подачі палива використовується відносно рідко. Найбільш розповсюдженими є часткові навантаження, коли сума потужностей опорів менша повної потужності двигуна (точка 2). Можливі умови експлуатації, коли сума потужностей опорів дорівнює нулю (рух автомобіля на ухилі), тоді двигун працює в режимі холостого ходу (вісь абсцис). В умовах руху в населених пунктах, а також при русі автомобіля на великих ухилах можливе використання двигуна, як гальма, коли енергія від ведучих коліс автомобіля витрачається на обертання вала двигуна при положенні органа управління подачею палива, що відповідає роботі двигуна в режимі мінімальної частоти обертання. Тоді умовно можливо показати гальмову потужність N_T двигуна на різних передачах,

як таку що має від'ємний знак (рис. 4.44).

Таким чином, режими роботи автомобільного двигуна в умовах експлуатації різноманітні і показники автомобіля щодо витрати палива, викиду шкідливих речовин будуть залежати від показників двигуна на цих режимах. Для того, щоб знати ці показники двигуна в різних режимах, а також вплив регулювальних параметрів систем на них, визначають різноманітні характеристики двигуна. Характеристиками двигуна називаються графічні залежності основних показників його роботи від параметрів, що характеризують режим або умови роботи. Визначення характеристик регламентується ГОСТами (зараз діє ГОСТ 14846 - 81) і здійснюється на стенді випробування автомобільних двигунів.

4.10.1. Швидкісні характеристики

Швидкісні характеристики поділяються на зовнішні і часткові.

Швидкісними зовнішніми характеристиками бензинового і газового двигунів називають залежності показників їх роботи від частоти обертання колінчастого вала n при повному відкритті дросельних заслінок. При експлуатації двигунів основними вважаються показники, що характеризують

їх енергетичні та економічні властивості. Тому швидкісні зовнішні характеристики зображують у вигляді графічних залежностей ефективного крутного моменту M_e (або M_K), ефективного потужності N_e , витрати палива за одну годину $G_{\text{пал}}$ та питомої витрати палива g_e від частоти обертання вала двигуна.

Закономірності протікання зовнішніх швидкісних характеристик бензинових і газових двигунів з іскровим запалюванням аналогічні, тому розглянемо ці характеристики на прикладі бензинового двигуна.

Зручно починати розглядати ці характеристики з кривої індикаторного моменту M_i .

Індикаторний момент двигуна M_i (кН·м) можна визначити за формулою

$$M_i = A_i \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v, \quad (4.108)$$

де A_i - коефіцієнт, що об'єднує всі постійні величини; η_i - індикаторний ККД двигуна; α - коефіцієнт надміру повітря; η_v - коефіцієнт наповнення.

Форма кривої моменту M_i буде залежати від того, як змінюються в залежності від частоти обертання такі складові виразу (4.108), як $\frac{\eta_i}{\alpha}$ і η_v .

Як було показано вище, для отримання максимальних енергетичних показників необхідно мати $\alpha = 0,85 \dots 0,95$. При цих значеннях α відношення $\frac{\eta_i}{\alpha}$ буде максимальним. Такий склад суміші витримується на всіх частотах обертання. Тому значення $\frac{\eta_i}{\alpha}$ практично не впливає на характер зовнішньої характеристики бензинового двигуна (рис. 4.45).

Коефіцієнт наповнення, як було показано раніше (рис. 4.13), в залежності від частоти обертання являє собою випуклу криву, що має максимум в зоні середніх частот обертання двигуна. Звідси крива індикаторного моменту також має випуклу форму.

Ефективний крутний момент M_K можна визначити як різницю моментів індикаторного M_i та опору M_T . Так як значення M_T приблизно пропорційне частоті обертання (рис. 4.45), то залежність $M_K = f(n)$ є випуклою кривою з нульовими значеннями в двох точках. Проте використовувати весь швидкісний діапазон між цими значеннями n неможливо. При низькій частоті обертання двигун працює нестійко, а при високій - збільшуються інерційні навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, що може привести до їх поломки. Тому робочий швидкісний діапазон бензинового двигуна за зовнішньою характеристикою обмежують зліва - мінімальною робочою частотою обертання $n_{\text{мін}}$, справа - максимальною робочою частотою $n_{\text{макс}}$. Частота $n_{\text{мін}}$ - найменша частота, при якій

двигун працює стабільно не менше 10 хв. Частота $n_{\text{макс}}$ наводиться в технічних умовах на двигун. В технічних характеристиках двигунів також вказується номінальна частота обертання $n_{\text{ном}}$ і частота обертання, що відповідає максимальному крутному моменту $n_{\text{м}}$.

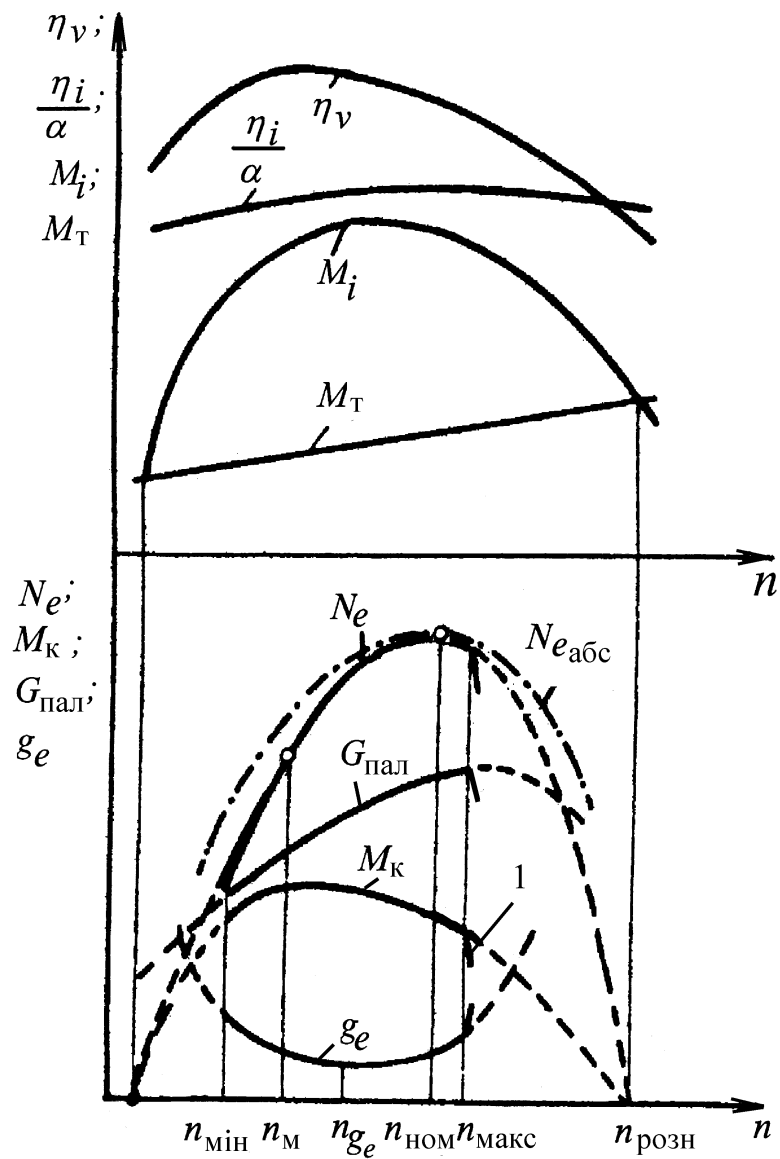


Рис. 4.45. Швидкісна зовнішня характеристика бензинового двигуна

За значеннями M_K (Н·м) та n розрахунками можна визначити ефективну потужність (кВт) за формулою

$$N_e = \frac{M_K n}{9550}. \quad (4.109)$$

Так як залежність $M_K(n)$ є злегка випуклою кривою, то залежність $N_e(n)$, буде являти криву, що піднімається з зростанням частоти обертання.

Витрата палива за одну годину (кг/год) визначається за залежністю

$$G_{\text{пал}} = \frac{3,6 g_{\text{ц}} i n}{30\tau}, \quad (4.110)$$

де $g_{\text{ц}}$ - циклова подача палива г/цикл; i - число циліндрів двигуна; τ - показник тактності двигуна.

Так як коефіцієнт надміру повітря α в межах зовнішньої характеристики змінюється незначно, то й циклова подача палива в залежності від частоти обертання повинна змінюватись незначно. Із залежності (4.110) видно, що при збільшенні n і незначній зміні $g_{\text{ц}}$ витрата палива за одну годину росте, досягаючи максимуму при тій частоті обертання, при якій інтенсивність зниження $g_{\text{ц}}$ більше інтенсивності зростання n . Як правило, витрата палива за одну годину досягає максимуму при частоті обертання, яка дещо перевищує значення $n_{\text{макс}}$, тобто за межами робочого діапазону. В цьому діапазоні залежність $G_{\text{пал}} = f(n)$ являє собою злегка випуклу криву, що піднімається із зростанням n (рис. 4.45).

Як було показано в підрозд. 4.6, паливна економічність роботи двигуна оцінюється питомою витратою палива (залежність 4.94), г/кВт·год:

$$g_e = 10^3 \frac{G_{\text{пал}}}{N_e}.$$

В точках, де крива N_e наближається до осі абсцис, питома витрата палива рівняється нескінченності. Між цими точками крива $g_e = f(n)$ ввігнута і має мінімум при частоті обертання n_{g_e} , що розміщується між $n_{\text{м}}$ і $n_{\text{ном}}$ (як правило, ближче до $n_{\text{м}}$). Крива $g_e = f(n)$ в діапазоні $n_{\text{мін}} - n_{\text{макс}}$ не підкоряється чіткому закону і характер її залежить від багатьох факторів роботи двигуна.

Швидкісні зовнішні характеристики бензинового двигуна визначають без зміни регулювань. Якщо для кожного значення частоти обертання підбирають оптимальне регулювання (склад суміші, кут випередження запалювання, температуру охолоджуючої речовини), то забезпечується отримання максимальних значень N_e на кожному швидкісному режимі. Таку характеристику називають абсолютною. Абсолютна характеристика $N_{e\text{абс}} = f(n)$ в одній точці торкається зовнішньої характеристики $N_e = f(n)$ (рис. 4.45). Ця характеристика дозволяє оцінювати потенційні можливості двигуна, її можна також використати для перевірки правильності регулювання.

Щоб не виникли великі інерційні навантаження в деталях, на двигунах вантажних автомобілів застосовують обмежувачі частоти обертання, які

прикривають дросельну заслінку, коли максимальна частота перевищується. При цьому різко зменшуються N_e , M_k , $G_{\text{пал}}$ та зростає g_e (вітка 1).

На двигунах легкових автомобілів обмежувачі частоти обертання, як правило, не застосовуються. Це пояснюється тим, що перевищення максимальної частоти обертання для цих двигунів не є настільки небезпечним внаслідок менших мас рухомих деталей кривошипно-шатунного механізму.

При визначенні швидкісних характеристик в залежності від укомплектованості двигуна допоміжним обладнанням, визначають потужність нетто і потужність брутто. Комплектність двигуна визначається ГОСТами.

На рис. 4.46 показані швидкісні характеристики двигуна 8Ч9,2/8,0(ЗМЗ-53), що підтверджують основні закономірності протікання швидкісних зовнішніх характеристик бензинових двигунів.

Згідно ГОСТу при випробуванні двигунів з іскровим запалюванням, що працюють при повному відкритті дросельної заслінки, крутний момент і потужність приводять до стандартних атмосферних умов: барометричного тиску $p_0=100$ кПа і температури повітря $T_0=298$ К. На рис. 4.46 пунктирними лініями показані значення M_{k0} і N_{e0} , які приведені до нормальних атмосферних умов.

Швидкісні часткові характеристики бензинових і газових двигунів визначають при постійному, відмінному від повного, відкритті дросельних заслінок. Як і зовнішні, часткові швидкісні характеристики бензинових і газових двигунів аналогічні, тому розглянемо закономірності їх протікання для бензинового двигуна.

При постійній частоті обертання з прикриттям дросельної заслінки від повного відкриття паливоповітряна суміш спочатку збіднюється до виключення збагачувального пристрою, а потім її необхідно збагачувати для забезпечення сталої роботи двигуна. Це значить, що для кожного положення

дросельних заслінок величина $\frac{\eta_i}{\alpha}$ - має певне значення. В залежності від

частоти обертання величина $\frac{\eta_i}{\alpha}$, як і для зовнішньої характеристики,

змінюється незначно (рис. 4.45). Тому на залежність M_i від n величина $\frac{\eta_i}{\alpha}$

впливає мало. Криві залежності $\eta_v = f(n)$ при різних положеннях дросельних заслінок показані на рис. 4.6 і проаналізовані в підрозд. 4.2.3.

У відповідності з рівнянням (4.108) при незначній зміні $\frac{\eta_i}{\alpha}$ залежність $M_i = f(n)$ аналогічна залежності $\eta_v = f(n)$ (рис. 4.47).

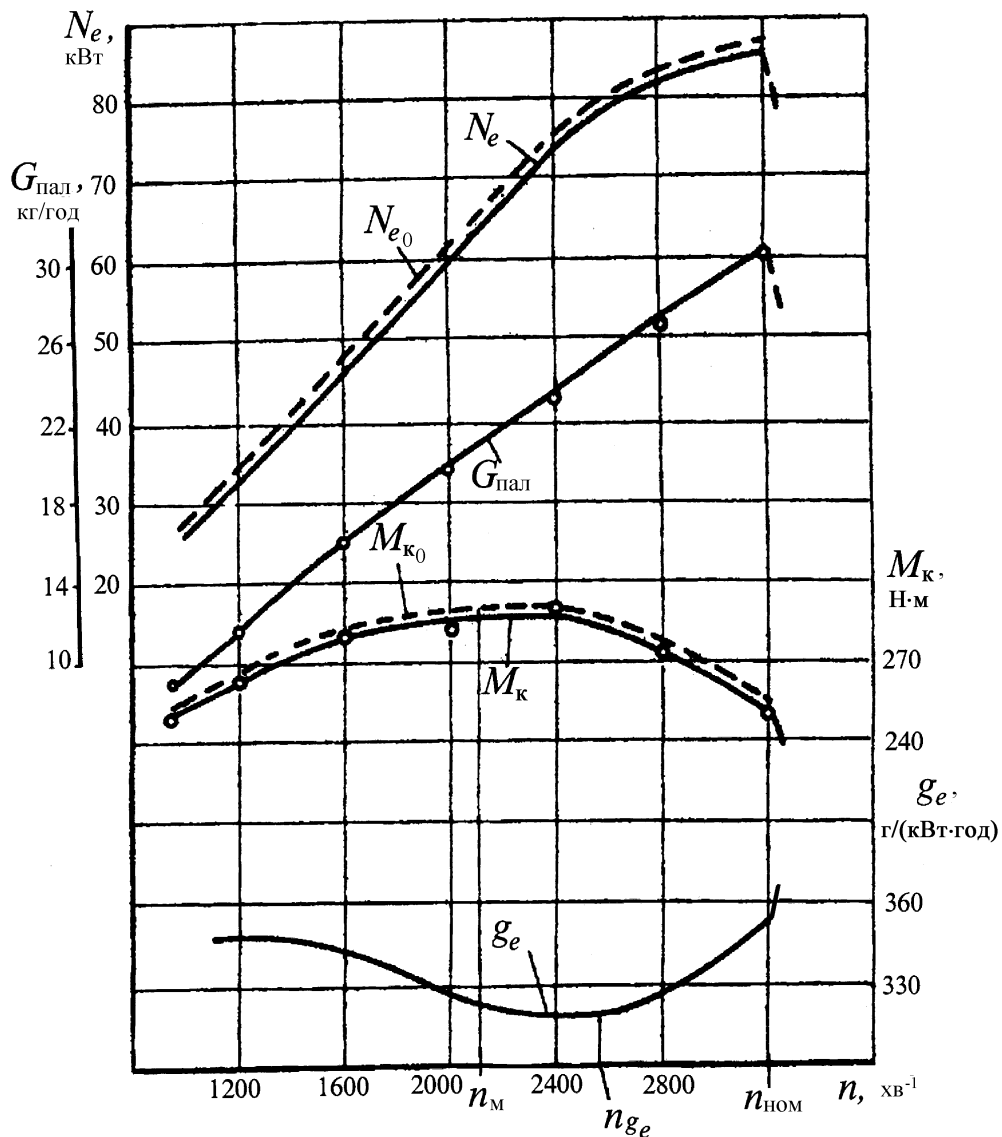


Рис. 4.46. Швидкісні зовнішні характеристики двигуна 8Ч9,2/8,0(ЗМЗ-53):

З прикриттям дросельної заслінки при незмінному швидкісному режимі момент опору M_T дещо збільшується, так як незважаючи на зменшення зусилля в парах тертя, значно виростають насосні витрати. Однак на протікання кривої $M_T = f(n)$ це значно не впливає, тому залежність $M_T = f(n)$ можна прийняти однаковою для всіх положень дросельних заслінок. Графічно ця залежність являє собою пряму, що піднімається при збільшенні n .

Графічне віднімання M_T від M_i , дозволяє отримати криві залежностей $M_K = f(n)$ при різних положеннях дросельної заслінки: крива 1 відповідає повному відкриттю дросельної заслінки, криві 2 - 6 - частковим відкриттям. До особливостей швидкісних часткових характеристик крутного моменту бензинового двигуна слід віднести: збільшення крутості падіння кривих

$M_K = f(n)$ по мірі прикриття дросельної заслінки, що забезпечує підвищення стабільності роботи бензинового двигуна при малих навантаженнях і в режимі холостого ходу; зміщення максимуму моменту в сторону низьких частот обертання в міру прикриття дросельної заслінки, що пояснюється аналогічним зміщенням максимуму коефіцієнта наповнення; починаючи з деякого положення дросельної заслінки, частота обертання холостого ходу стає меншою, ніж номінальна частота і при дальшому прикритті дросельної заслінки зміщується вліво.

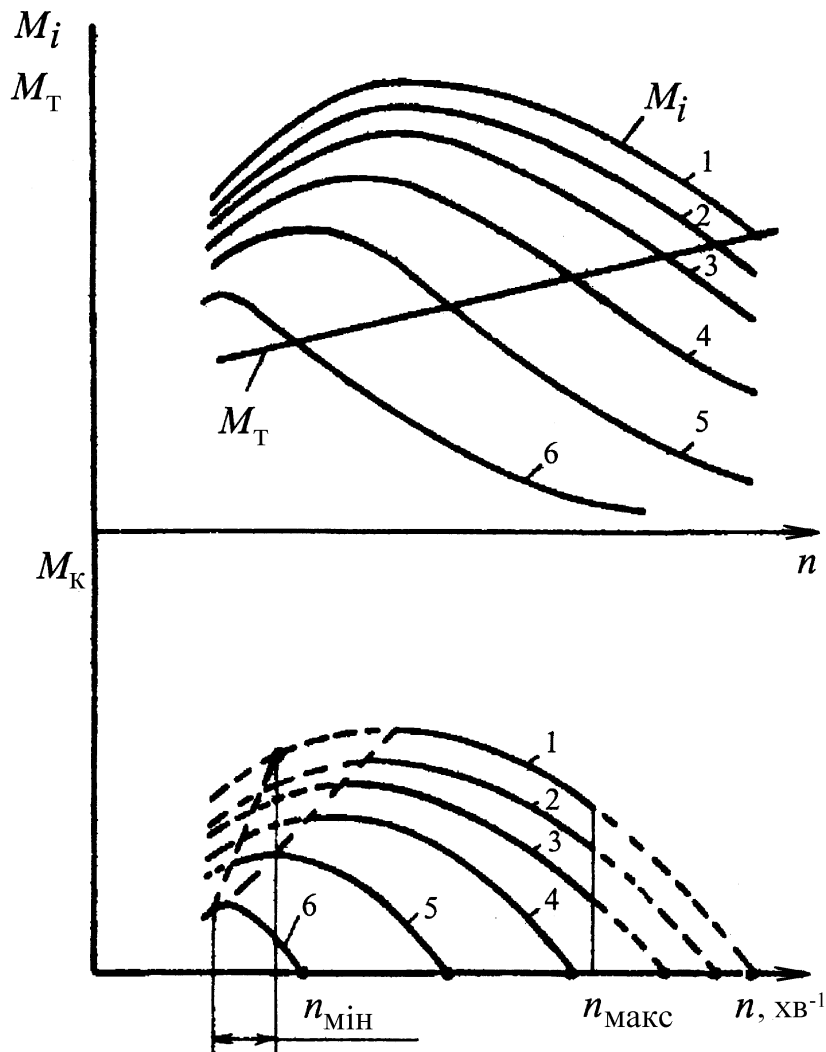


Рис. 4.47. Швидкісні характеристики крутного моменту

Використовуючи криві крутного моменту, можна розрахувати швидкісні характеристики потужності (рис. 4.48). Особливості цих характеристик: більш пологий характер кривих потужності у міру прикриття дросельної заслінки; максимум потужності при зменшенні навантаження зміщується в сторону низьких частот обертання.

З прикриттям дросельних заслінок витрата палива за одну годину $G_{\text{пал}}$ зменшується, але характер залежності її від частоти обертання

залишається тим самим (рис. 4.48). Питома витрата палива g_e при постійній частоті обертання і незначному прикритті дросельної заслінки (крива 2) в порівнянні з максимальним відкриттям (крива 1) дещо знижується в результаті виключення економайзера (збіднення суміші), а при подальшому прикритті заслінки (криві 3 - 6) зростає через збільшення відносної частки механічних та насосних втрат, а також в результаті збагачення суміші і збільшення кількості теплоти, що не використовується із-за нестачі кисню.

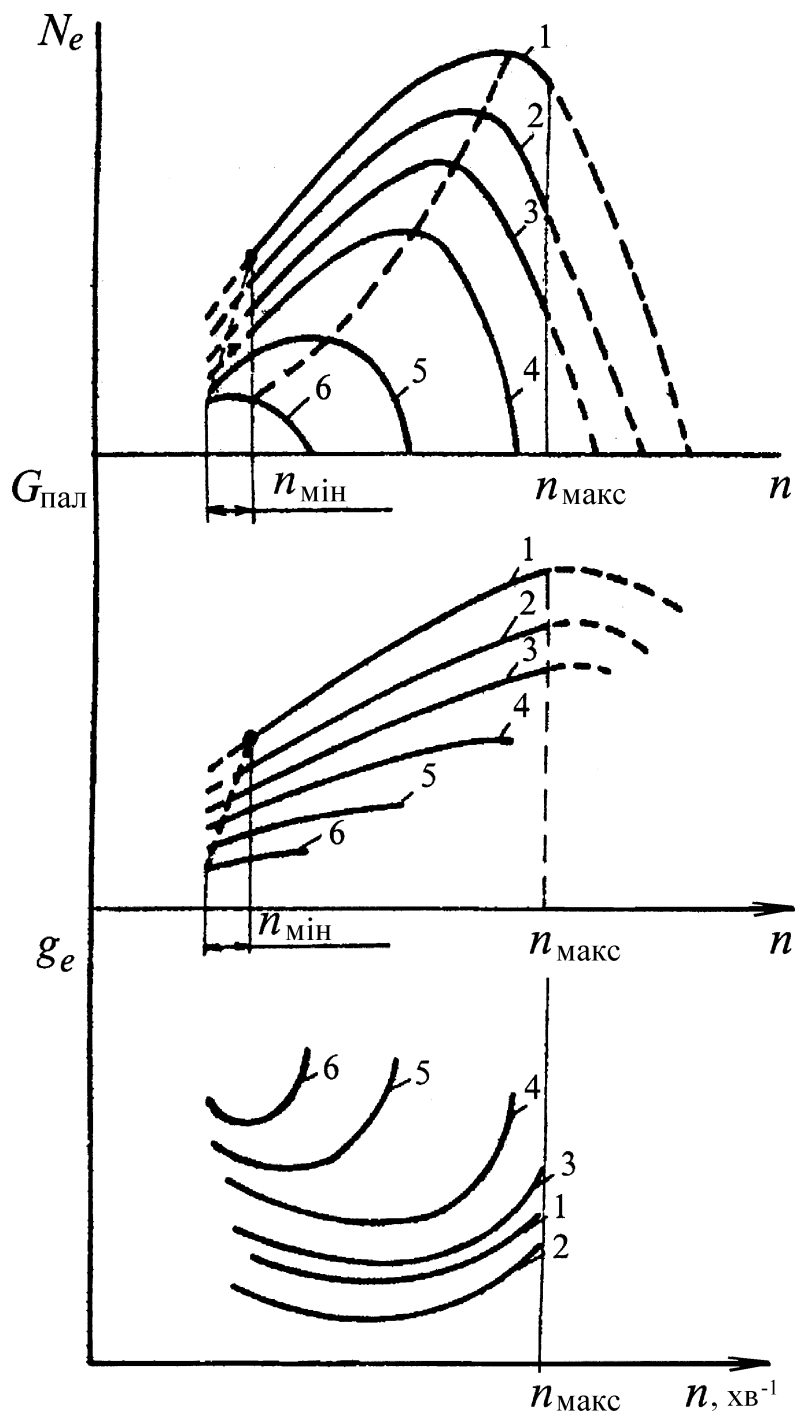


Рис. 4.48. Швидкісні часткові характеристики потужності і витрат палива бензинового двигуна

Швидкісними зовнішніми характеристиками дизеля називають залежності показників його роботи від частоти обертання при положенні органу управління паливоподачею, що відповідає максимальній подачі палива.

В дизелях сумішоутворення внутрішнє, тому має місце значна нерівномірність складу суміші, і повнота згоряння палива тим вище, чим більше забезпеченість його киснем повітря. Тому η_i дизеля тим вище, чим вище середнє значення α . Значення $\frac{\eta_i}{\alpha}$, що входить у формулу (4.108), буде максимальним при $\alpha = 1,04 \dots 1,06$. Однак, як показують дослідження і практика експлуатації дизелів, при α , менших $1,25 \dots 1,3$, не забезпечується повне згоряння палива і має місце інтенсивне димлення.

Тривала робота дизеля в зоні димлення неприпустима, тому що, крім забруднення оточуючого середовища, може привести до нагароутворення і зв'язаних з ним закоксування отворів паливних форсунок, залягання поршневих кілець, перегріву клапанів та інше. Тому на відміну від бензинових двигунів тривала експлуатація дизелів при $(\eta_i/\alpha)_{\text{макс}}$ не повинна мати місця.

Склад робочої суміші дизеля на всіх швидкісних режимах повинен знаходитись поза межами області димлення, тобто повинно забезпечуватись співвідношення $\alpha > \alpha_{\text{дим}}$. Тому розрізняють абсолютні (граничні) зовнішні характеристики дизеля, які отримують при $(\eta_i/\alpha)_{\text{макс}}$ і зовнішні характеристики за початком димлення при $(\eta_i/\alpha)_{\text{дим}}$. Залежності η_i/α від частоти обертання дизеля визначають експериментально. Як правило, характер протікання залежностей $(\eta_i/\alpha)_{\text{макс}}$ і $(\eta_i/\alpha)_{\text{дим}}$ від n майже однаковий. Криві цих залежностей злегка випуклі (рис. 4.49). Зменшення параметра η_i/α від максимального значення при зниженні частоти обертання пояснюється погіршенням сумішоутворення при понижених швидкостях повітряних потоків у камері згоряння, а зменшення η_i/α при підвищенні частоти обертання пояснюється зменшенням часу на сумішоутворення і впливом місцевого перебагачення суміші.

Характер зміни $\eta_i/\alpha = f(n)$ практично не впливає на криву індикаторного моменту дизеля, але різні значення $(\eta_i/\alpha)_{\text{макс}}$ і $(\eta_i/\alpha)_{\text{дим}}$ визначають наявність двох характеристик моменту M_i в залежності від n (максимального і за початком димлення). Коефіцієнт наповнення дизеля в залежності від n являє випуклу криву. На відміну від бензинового двигуна зниження η_v з ростом n є менш інтенсивним, що пояснюється відсутністю в системі впуску карбюратора. Внаслідок цього і крива індикаторного, а відповідно і ефективного крутного моменту дизеля більш полого, ніж бензинового двигуна.

Умовний момент M_T опору дизеля змінюється приблизно пропорційно швидкісному режимові. Віднімаючи значення M_T від M_i , отримуємо залежність крутного моменту від частоти обертання. При цьому утворюються дві криві $M_{K_{\max}}$ і $M_{K_{\dim}}$. Відповідні їм криві ефективної потужності розраховують за рівнянням (4.109) і характер їх аналогічний залежності N_e від n для бензинового двигуна. Криві N_e дизеля більш круті в порівнянні з бензиновим двигуном внаслідок більш плавного протікання кривих крутного моменту. Область характеристики, що знаходиться між $M_{K_{\max}}$ і $M_{K_{\dim}}$ і відповідно між $N_{e_{\max}}$ і $N_{e_{\dim}}$ є областю димлення. Верхні криві $M_{K_{\max}}$ і $N_{e_{\max}}$ - граничні, показують можливості двигуна, але використовувати двигун в цій області не можна. Нижні криві обмежують область бездимної роботи дизеля. При роботі дизеля за зовнішньою характеристикою використовується частина цієї області. Робочий діапазон $n_{\min} \div n_{\max}$ визначається технічними умовами на двигун. У цьому діапазоні паливна апаратура повинна забезпечити таку характеристику подачі палива, щоб при кожному значенні n потужність була близькою до потужності дизеля за початком димлення.

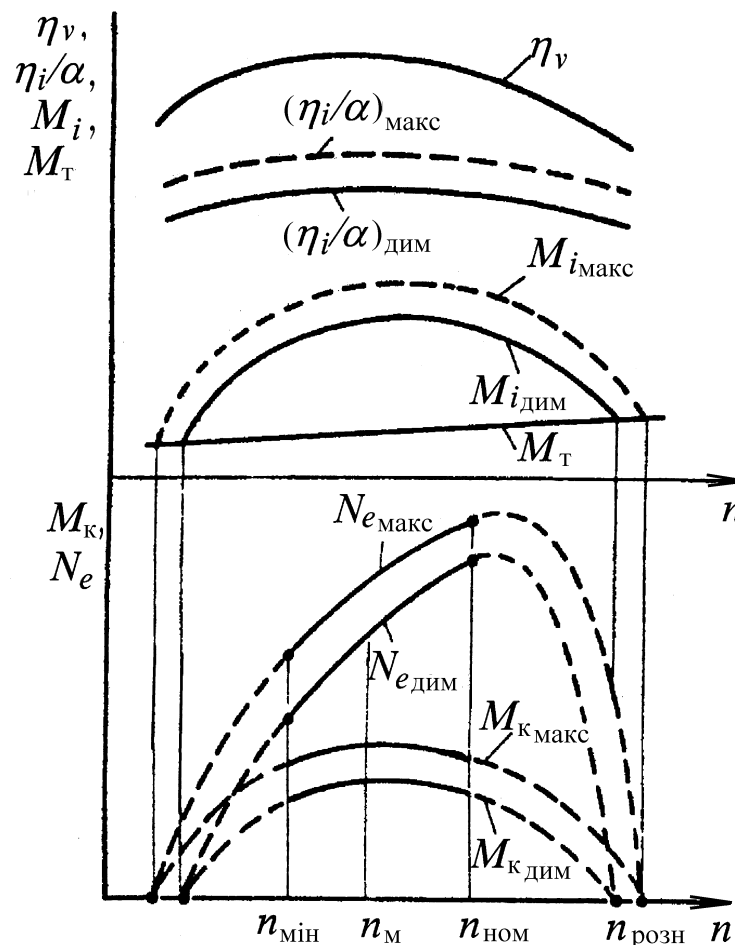


Рис. 4.49. Швидкісні зовнішні характеристики дизеля

(з індексом макс - абсолютні; з індексом дим - за початком димлення)

Швидкісна характеристика циклової подачі сучасних паливних систем не відповідає тій, що необхідна за початком димлення. Тому, щоб скорегувати її, на всіх насосах застосовують коректори подачі палива, які допомагають отримати характеристику циклової подачі палива, близьку до характеристики початку димлення. Але, так як ці характеристики для різних двигунів неоднакові, паливні насоси регулюють таким чином, щоб швидкісна характеристика паливоподачі забезпечувала експлуатаційну зовнішню характеристику дизеля, розташовану трохи нижче в порівнянні з зовнішньою характеристикою, отриманою за початком димлення. На рис. 4.50 показані швидкісні зовнішні характеристики ефективних потужності і крутного моменту дизеля: граничні, за початком димлення, експлуатаційні з коректором і експлуатаційні без коректора. Щоб на робочих швидкісних режимах дизель не працював з димленням, паливний насос регулюють за початком димлення дизеля в номінальному швидкісному режимі. При відсутності коректора значно недовикористовуються потужність і крутий момент в області пониженої частоти обертання.

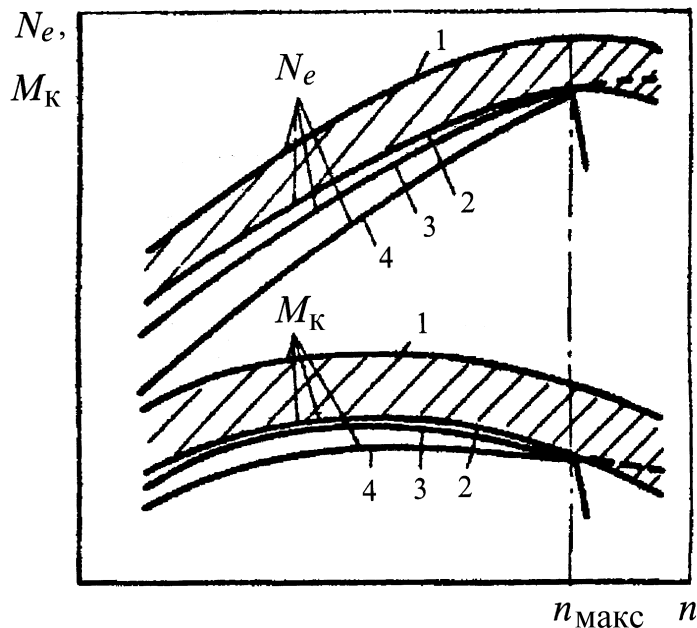


Рис. 4.50. Швидкісні зовнішні характеристики ефективної потужності і крутного моменту дизеля:

- 1 – граничні; 2 – за початком димлення;
- 3 – експлуатаційні з коректором ;
- 4 – експлуатаційні без коректора

піднімається з ростом швидкісного режиму (рис. 4.51).

Питому витрату палива. g_e визначають за формулою (4.94). Строгого закону протікання залежності $g_e = f(n)$ не існує, але, як правило, вона являє собою ввігнуту криву, яка має мінімум між n_M і $n_{\max}$. Збільшення g_e при

Для зменшення циклової подачі палива при досягненні $n_{\text{ном}}$ всі дизелі обладнуються регуляторами максимальної частоти обертання, які запобігають значному підвищенню частоти обертання в порівнянні з номінальною, що могло б привести до виникнення перевантажень в деталях двигуна і його димленню.

Для визначення характеру залежності витрати палива за одну годину $G_{\text{пал}}$ від n можна скористатись формулою (4.110). Так як крива залежності $g_{\text{ц}} = f(n)$ являє собою випуклу криву невеликої кривизни, то і швидкісна характеристика $G_{\text{пал}}$ від n являє собою криву невеликої кривизни, що

підвищенні n пояснюється погіршенням сумішоутворення внаслідок зменшення часу, що відводиться на цей процес. Ріст g_e у зоні низьких швидкісних режимів пояснюється погіршенням сумішоутворення внаслідок зниження швидкостей повітряних потоків у камері згоряння і погіршенням розпилювання палива при низьких n . Як правило, знімають швидкісну характеристику з регуляторною віткою. Ці характеристики знімають при положенні важеля управління, відповідному повній подачі палива, в діапазоні від $n_{\min}$ до $n_{x.x_{\max}}$ - максимальної частоти обертання колінчатого вала в режимі холостого ходу.

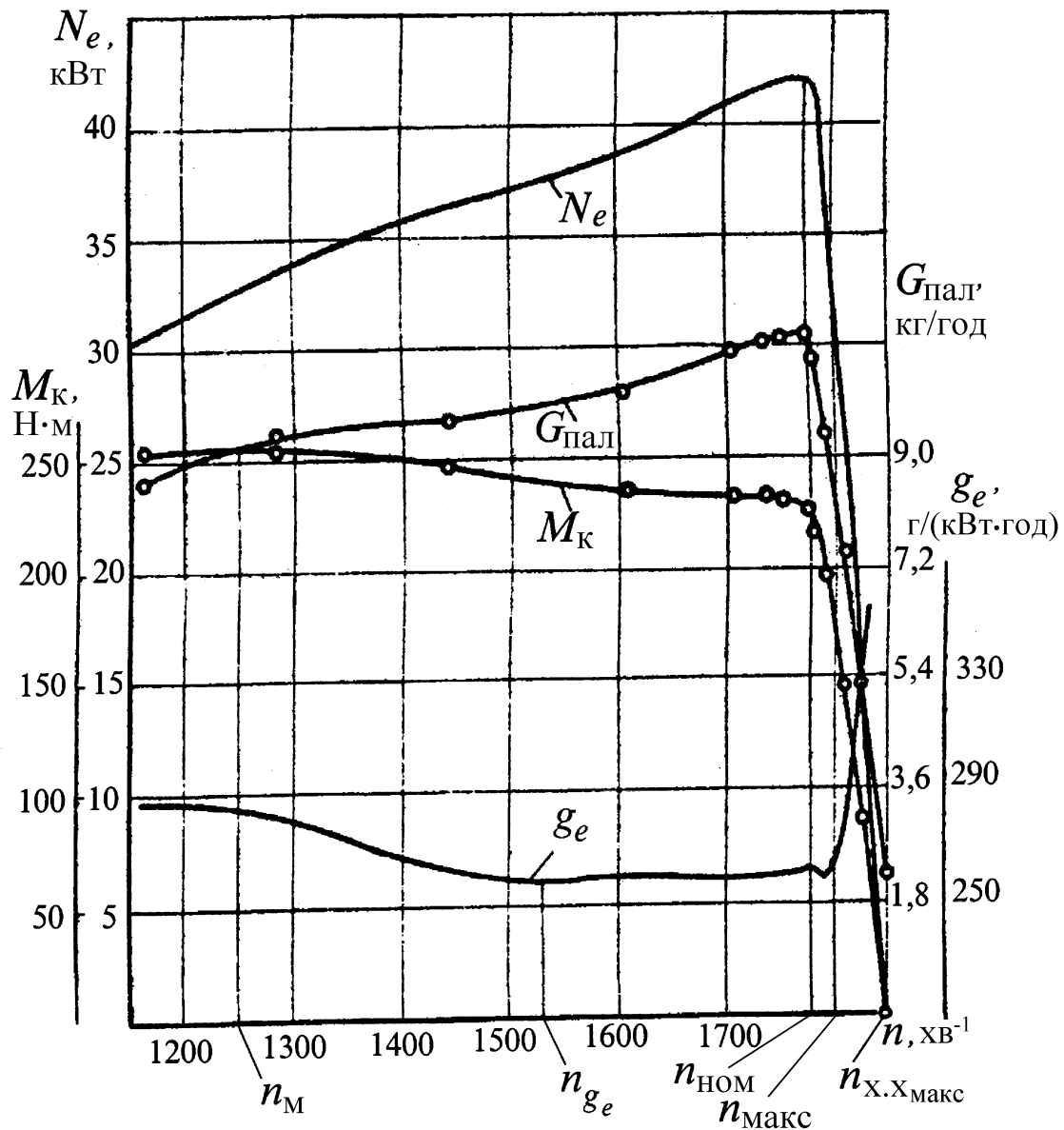


Рис. 4.51. Швидкісні зовнішні характеристики дизеля

Протікання кривої крутного моменту за зовнішньою характеристикою бензинових двигунів і дизелів оцінюють запасом крутного моменту (M), що являє собою відношення різниці між максимальним значенням крутного

моменту і значенням крутного моменту, відповідного максимальній потужності, до значення крутного моменту при максимальній потужності

$$M = \frac{M_{K_{\max}} - M_{K_{N_{\max}}}}{M_{K_{N_{\max}}}} \cdot 100\% \quad (4.111)$$

Запас крутного моменту характеризує стабільність режиму роботи ДВЗ та його пристосовність, тобто здатність підтримувати рівноважний режим при короточасних змінах зовнішнього навантаження.

У карбюраторних і газових двигунах необхідний запас крутного моменту (25...40 %), як правило, забезпечується автоматично. У дизелях для цього необхідно додатково здійснювати спеціальні засоби: підбирати фази газорозподілу, корегувати циклову подачу палива, використовувати динамічний наддув та ряд інших.

Швидкісними частковими характеристиками дизеля називають залежності показників його роботи від частоти обертання колінчастого вала при незмінних положеннях органа управління паливоподачею, які відрізняються від положення, що відповідає повній подачі палива.

За роботи з частковим навантаженням внаслідок зменшення підігріву повітря на впуску коефіцієнт наповнення дизеля дещо збільшується, але характер його залежності від n залишається тим же, тобто це злегка випукла крива. Тому η_v дизеля практично не впливає на характер зміни швидкісних часткових характеристик. Для з'ясування характеру швидкісних часткових характеристик дизеля доцільно в залежність (4.108) підставити змінену залежність (3.14) для коефіцієнта надміру повітря:

$$\alpha = \frac{\eta_v V_h \rho_0}{g_{\text{ц}} l_0}, \quad (4.112)$$

де V_h - робочий об'єм циліндра, м^3 ; ρ_0 - густина повітря за даних умов, $\text{кг}/\text{м}^3$; l_0 - кількість повітря, теоретично необхідного для повного згоряння одного кілограма палива, $\frac{\text{кг повітря}}{\text{кг палива}}$.

Отримаємо такий вираз для визначення індикаторного моменту

$$M_i = B_1 \eta_i g_{\text{ц}}, \quad (4.113)$$

де B_1 - постійний коефіцієнт.

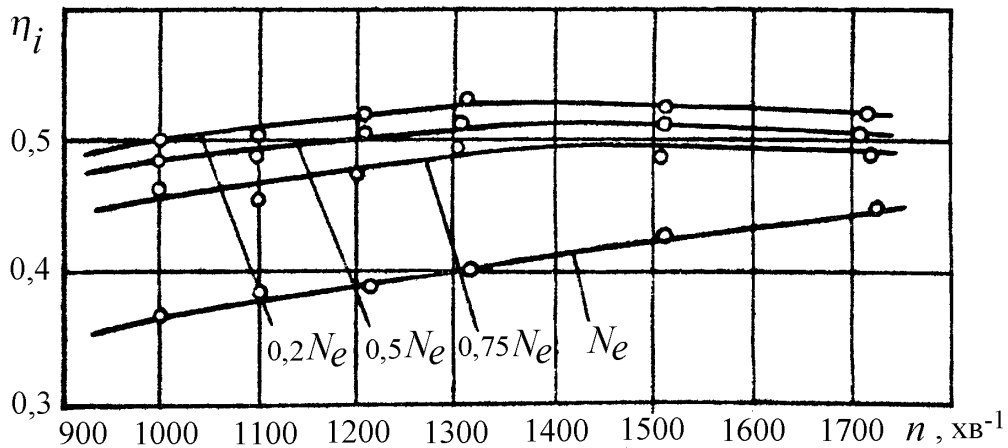


Рис. 4.52. Швидкісні часткові характеристики індикаторного ККД дизеля

Таким чином характер залежності M_i на часткових навантаженнях визначається законом зміни добутку індикаторного ККД на циклову подачу палива. При зниженні навантаження внаслідок збіднення суміші η_i дещо підвищується. На часткових навантаженнях паливо повністю згоряє, тому η_i від n практично не залежить, і криві $\eta_i = f(n)$ змінюються незначно (рис. 4.52).

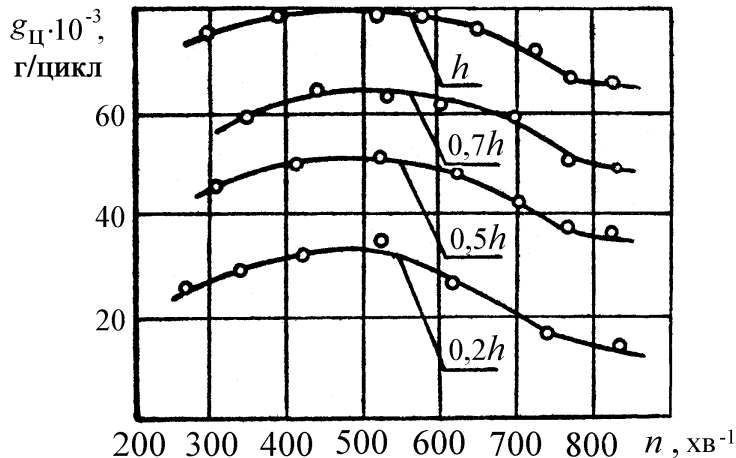


Рис. 4.53. Швидкісні характеристики паливного насоса високого тиску дизеля, обладнаного коректором:

h - положення рейки на упорі;
 $0,7h$; $0,5h$; $0,2h$ - часткові положення рейки

Таким чином, з достатнім наближенням можна вважати, що швидкісні часткові характеристики індикаторного моменту дизеля визначаються швидкісними характеристиками циклової подачі паливного насоса високого тиску.

Як вказувалось вище, для забезпечення роботи дизеля за початком димлення при роботі за зовнішньою характеристикою насоси обладнуються коректорами. Швидкісні характеристики $g_{\text{ц}} = f(n)$

при застосуванні коректора, який впливає на характер часткових характеристик, показані на рис. 4.53. Швидкісні характеристики $M_i = f(n)$ аналогічні характеристикам $g_{\text{ц}} = f(n)$ і являють собою випуклі криві як при повному, так і часткових і навантаженнях (рис. 4.54).

Значення умовного моменту внутрішніх втрат M_T пропорційне частоті обертання вала дизеля. Таким чином, швидкісні часткові характеристики крутного моменту M_K дизеля визначаються відніманням моменту M_T від моменту M_i .

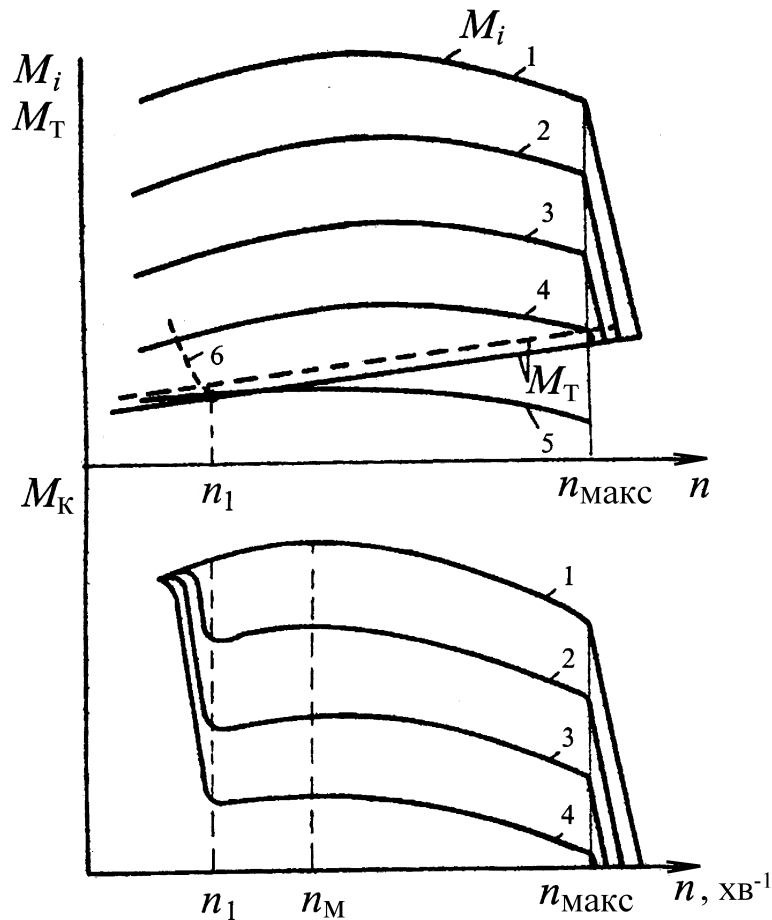


Рис. 4.54. Швидкісні характеристики моментів дизеля:

M_i , M_K , M_T - відповідно індикаторний і ефективний крутні моменти та момент внутрішніх втрат: 1 - зовнішня швидкісна характеристика; 2 - 5 - часткові характеристики

Залежності $M_K = f(n)$ дизеля являють собою пологі криві (2 - 4), майже еквідистантні зовнішній експлуатаційній швидкісній характеристиці 1. Такий характер часткових характеристик дизеля з насосами з дозуванням відсічкою при нагнітанні обумовлює необхідність застосовувати на насосі принаймні дворегімовий регулятор. Призначення регулятора максимальної частоти обертання - обмежувати її при роботі за зовнішньою і частковою характеристиками, щоб частота обертання дизеля не перевищила $n_{\text{х.х.макс}}$. У зоні низьких частот обертання, особливо при роботі в режимі холостого ходу (крива 5), пологі криві індикаторного крутного моменту приводять до того, що режим роботи стає несталим. Невелике збільшення моменту внутрішніх втрат (наприклад, при охолодженні дизеля в режимі холостого ходу) приведе

до його зупинки. Тому для отримання сталої роботи при мінімальній частоті обертання рейку необхідно переміщати в сторону збільшення подачі палива, що приводить до підвищення індикаторного і ефективного моментів двигуна (криві 6). Це виконує регулятор мінімальної частоти обертання.

Швидкісні часткові характеристики потужності при дворегимному регулюванні, отримані з використанням характеристики $M_K = f(n)$, показані на рис. 4.55. Праворуч ці характеристики обмежуються регуляторними вітками регулятора максимальної частоти обертання, ліворуч - регуляторними вітками регулятора мінімальної частоти обертання.

Швидкісні часткові характеристики $G_{\text{пал}} = f(n)$, побудовані з використанням характеристик $q_{\text{ц}} = f(n)$, являють собою випуклі криві, що піднімаються, обмежені зліва і справа регуляторними вітками.

Швидкісні часткові характеристики $g_e = f(n)$ визначаються розрахунком. При зменшенні навантаження суміш в дизелі збіднюється, підвищується η_i , але виростає відносне значення механічних втрат. При навантаженнях, близьких до повних (криві 1), індикаторний ККД виростає в більшій мірі, ніж відносні механічні втрати в тому питома ефективна витрата палива спочатку зменшується (крива 2), а потім виростає внаслідок переважаючого впливу збільшення механічних втрат (криві 3 - 4).

Пологе протікання швидкісних часткових характеристик крутного моменту дизелів з насосами з дозуванням відсічкою при нагнітанні може бути причиною значних змін швидкості автомобіля. Для зміни протікання кривих крутного моменту на часткових навантаженнях використовують всережимні регулятори.

Вони діють на орган управління паливоподачею на всіх експлуатаційних швидкісних режимах роботи двигуна. Водій установлює лише швидкісний режим, при якому дизель повинен працювати, змінюючи натяг пружин регулятора. Всережимна характеристика паливоподачі показана на рис. 4.56. В усьому швидкісному діапазоні залежності $g_{\text{ц}} = f(n)$ являють собою прямі, що круто піднімаються при зниженні частоти обертання і досягають зовнішньої характеристики. Такий характер кривих циклової подачі палива визначає аналогічний характер кривих крутного моменту M_K (рис. 4.57). В області, обмеженій зовнішньою швидкісною характеристикою 1, розміщені регуляторні вітки 1 - 5. При максимальному натязі пружини регулятора крутний момент змінюється по регуляторній вітці 1. При зміні моменту зовнішнього опору від значення, що відповідає номінальній частоті обертання, до нуля частота обертання вала двигуна зміниться незначно (від $n_{\text{ном}}$ до $n_{\text{х.х.макс}}$).

Якщо момент зовнішнього опору більше $M_{K_{\text{ном}}}$ то дизель працює з перевантаженням за зовнішньою безрегуляторною характеристикою.

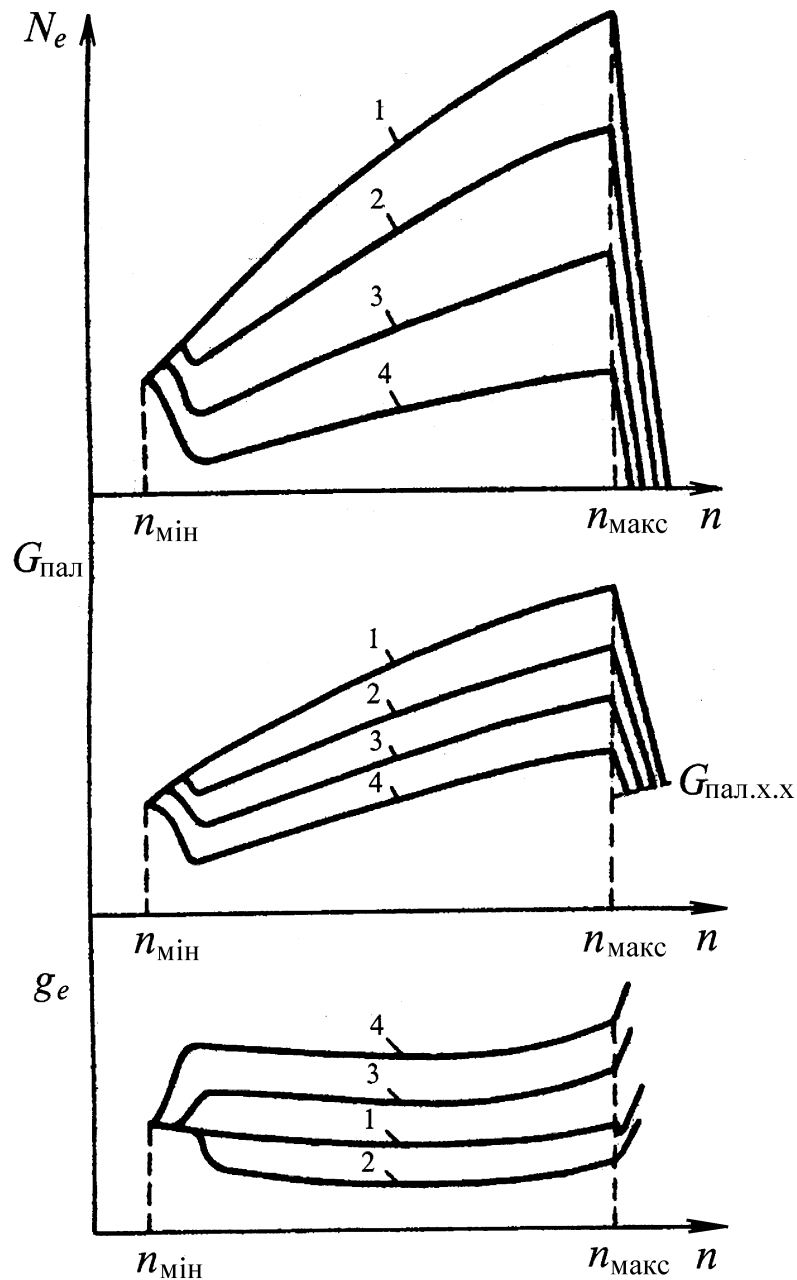


Рис. 4.55. Швидкісні часткові характеристики потужності і витрати палива дизеля при дворегимному регулюванні

Якщо за умовами руху необхідно перейти на меншу частоту обертання, то орган управління ставиться в проміжне положення, яке відповідає меншому натягові пружини. В залежності від рівня цього натягу дизель працює за регуляторними вітками 2 - 5. Таким чином, в усьому швидкісному діапазоні при часткових навантаженнях дизель з всережимним регулятором працює за регуляторними вітками, які є його частковими швидкісними характеристиками.

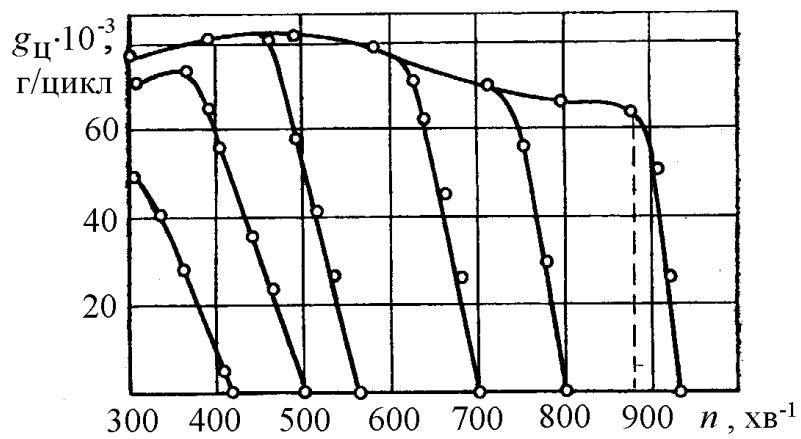


Рис. 4.56. Характеристики циклової подачі палива паливним насосом дизеля із всережимним регулятором

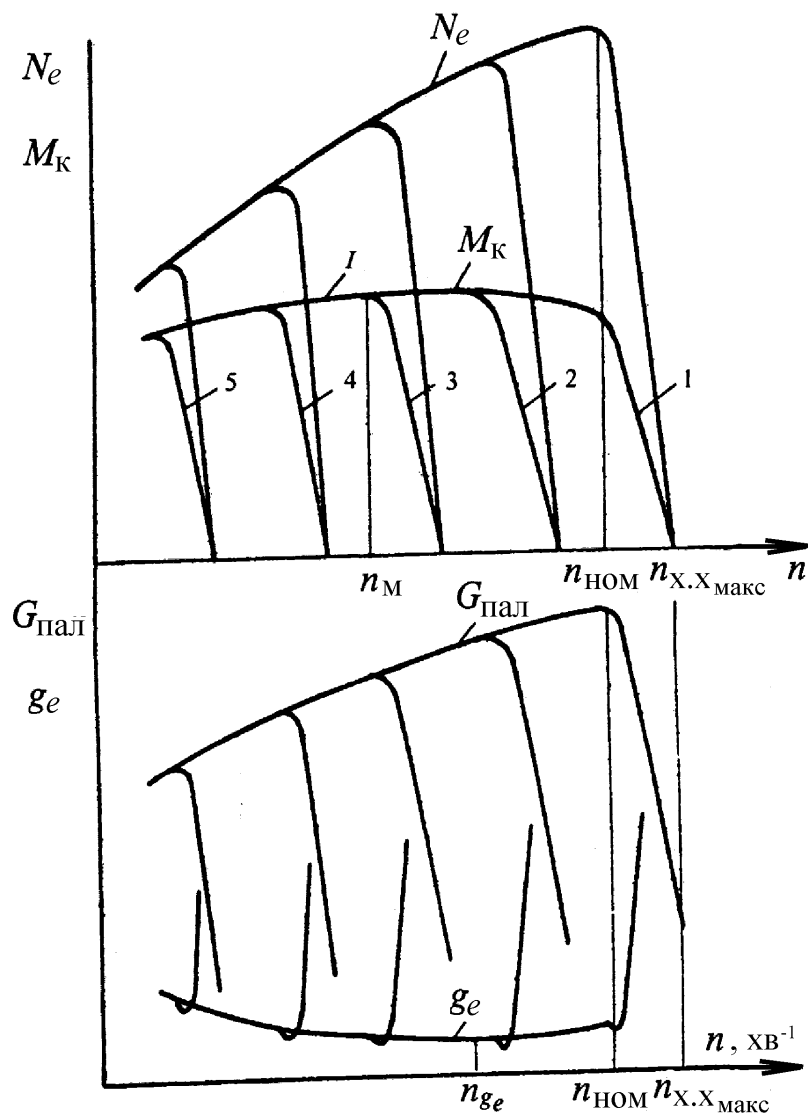


Рис. 4.57. Швидкісні характеристики ефективної потужності, крутного моменту і витрати палива дизеля із всережимним регулятором

Криві залежності $M_K = f(n)$ дозволяють побудувати криві залежності N_e від n при роботі за регуляторними вітками, які аналогічні кривим M_K .

Криві залежності $G_{\text{пал}}$ згідно з формулою (4.110) визначаються цикловою подачею палива. Оскільки при навантаженнях, відмінних від відповідної зовнішньої характеристики, криві циклової подачі палива при всережимному регулюванні мають круто падаючий характер, то витрата палива за одну годину при роботі за регуляторними вітками також буде змінюватись за круто падаючими кривими.

Питому витрату палива g_e визначають розрахунком за характеристиками $G_{\text{пал}} = f(n)$ і $N_e = f(n)$. При роботі за регуляторними вітками при зменшенні навантаження збільшується відносне значення механічних витрат і питома ефективна витрата палива зростає. При зниженні навантаження до нуля регуляторні вітки направлені до нескінченності.

4.10.2. Навантажувальні характеристики

Навантажувальними характеристиками двигуна називають залежності показників його роботи від навантаження. Ці характеристики визначають при постійній частоті обертання. При цьому показники двигуна (потужність, крутний момент і середній ефективний тиск) пропорційні. Таким чином, як незалежний може бути обраний будь-який з цих трьох параметрів.

Навантажувальні характеристики бензинових двигунів. Закономірності протікання навантажувальних характеристик доцільно починати розглядати з роботи бензинового двигуна в режимі холостого ходу. В цьому режимі дросельна заслінка карбюратора знаходиться в положенні, близькому до закритого, коефіцієнт наповнення дорівнює 0,2...0,3 і частка залишкових газів в робочому заряді має максимальне значення. Це погіршує умови займання і згоряння суміші і викликає необхідність збагачення суміші до $\alpha = 0,8...0,9$, що здійснюється системою холостого ходу. Вихідною точкою характеристики є точка 1 (рис. 4.58). Питома витрата палива g_e , що визначається за формулою (4.94), дорівнює нескінченності, так як $N_e = 0$.

Індикаторна питома витрата палива в режимі холостого ходу, г/(кВт·год),

$$g_i = 10^3 \frac{G_{\text{пал}}}{N_M} \quad (4.114)$$

де N_M - потужність механічних витрат, на які витрачається індикаторна потужність, що виробляється в режимі холостого ходу.

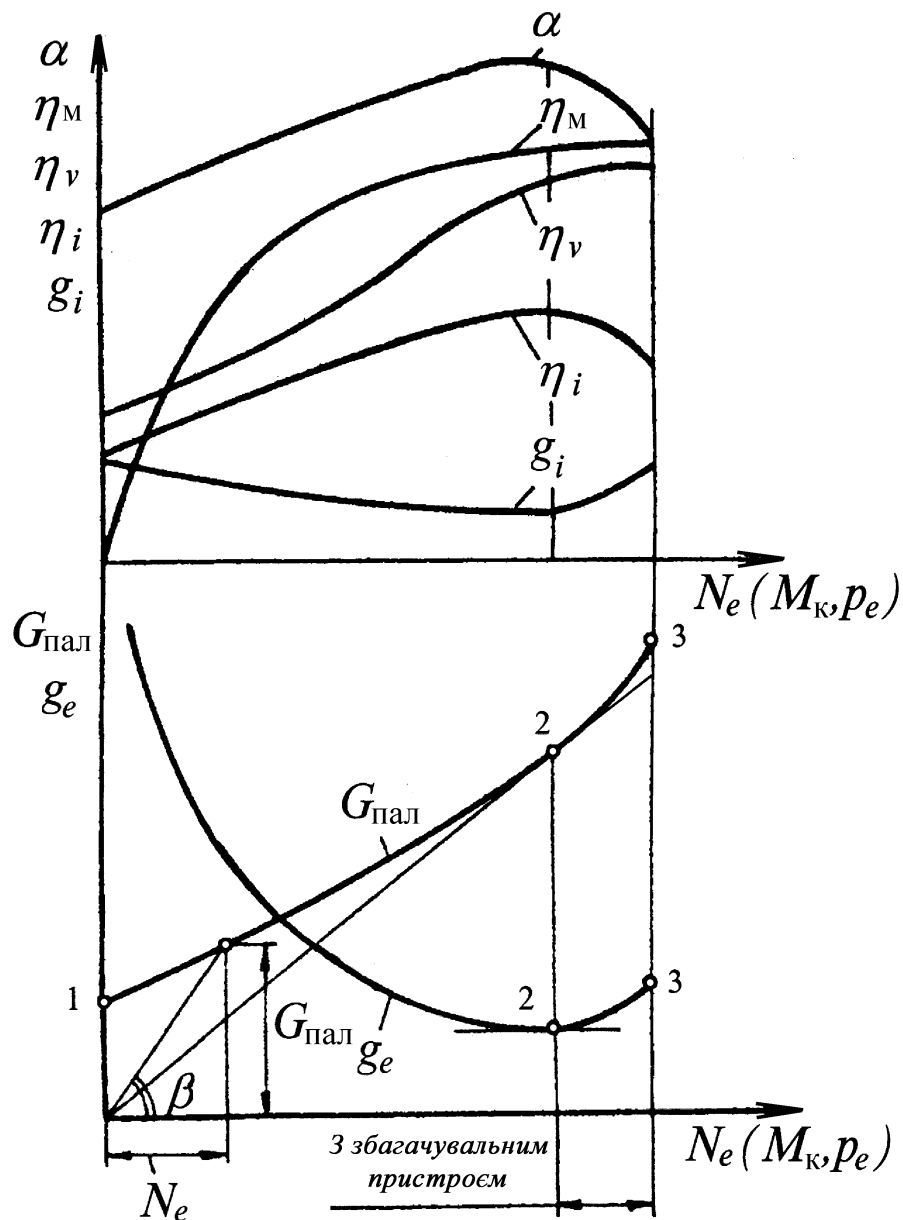


Рис. 4.58. Навантажувальна характеристика бензинового двигуна:
 1 – робота в режимі холостого ходу; 2 – початок роботи збагачувального пристрою;
 3 – максимальна потужність двигуна

Щоб із збільшенням навантаження частота обертання підтримувалась постійною, відкриття дросельної заслінки збільшується, що приводить до росту коефіцієнта наповнення η_v , зниження коефіцієнта залишкових газів γ , поліпшення умов згоряння робочої суміші. Це дає можливість збіднювати суміш, поступово підвищуючи коефіцієнт надміру повітря α , що приводить до підвищення коефіцієнта η_i , характер змінювання якого близький до характеру змінювання коефіцієнта α для використовуваних складів суміші. Індикаторна питома витрата палива g_i відповідно знижується. Питома ефективну витрату палива, г/(кВт·год), можна визначити за формулою

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_M}, \quad (4.115)$$

де H_u - нижча теплота згоряння палива, МДж/кг; η_M - механічний ККД.

Із збільшенням навантаження значення η_M зростає, так як зменшується відносно значення внутрішніх втрат. Ріст η_M , η_v приводить до зменшення питомої ефективної витрати палива. Витрата палива за одну годину $G_{\text{пал}}$ в зоні малих і середніх навантажень зростає приблизно за лінійним законом.

Однією з основних вимог, що ставляться при розробці двигуна, є висока економічність при роботі на всіх режимах. Але при повному і близьких до нього навантаженнях основною вимогою є отримання від двигуна найбільшої потужності, навіть якщо це пов'язано з деяким погіршенням паливної економічності. Тому практично на всіх бензинових двигунах у міру наближення до повного відкриття дросельних заслінок суміш збагачується для отримання максимальної потужності. Збагачення суміші (вправо від точки 2) забезпечується з допомогою спеціального збагачувального пристрою карбюратора або системи впорскування. На цій ділянці значення α зменшується, що приводить до зменшення η_i і підвищення g_i . Так як механічний ККД на цій ділянці змінюється незначно, g_e , починаючи з точки 2, із зростанням навантаження поступово підвищується. На кривій витрати палива за одну годину момент включення збагачувального пристрою характеризується більш інтенсивним збільшенням витрати палива $G_{\text{пал}}$. Точка 3 на кривих $G_{\text{пал}}$ і g_e характеризує значення максимальної потужності в даному швидкісному режимі і відповідні їй економічні показники двигуна.

Графічно питома витрата палива за навантажувальною характеристикою в певному масштабі являє собою тангенс кута β нахилу променя, проведеного з початку координат до розглядуваної точки кривої витрати палива за одну годину. Тому точка дотику променя, проведеного з початку координат, до кривої $G_{\text{пал}}$ відповідає найменшій питомій витраті палива і включенню збагачувального пристрою.

Для прикладу на рис. 4.59 показана навантажувальна характеристика двигуна 4Ч7,2/6,7 (Мем3-245), яка підтверджує наведені вище закономірності.

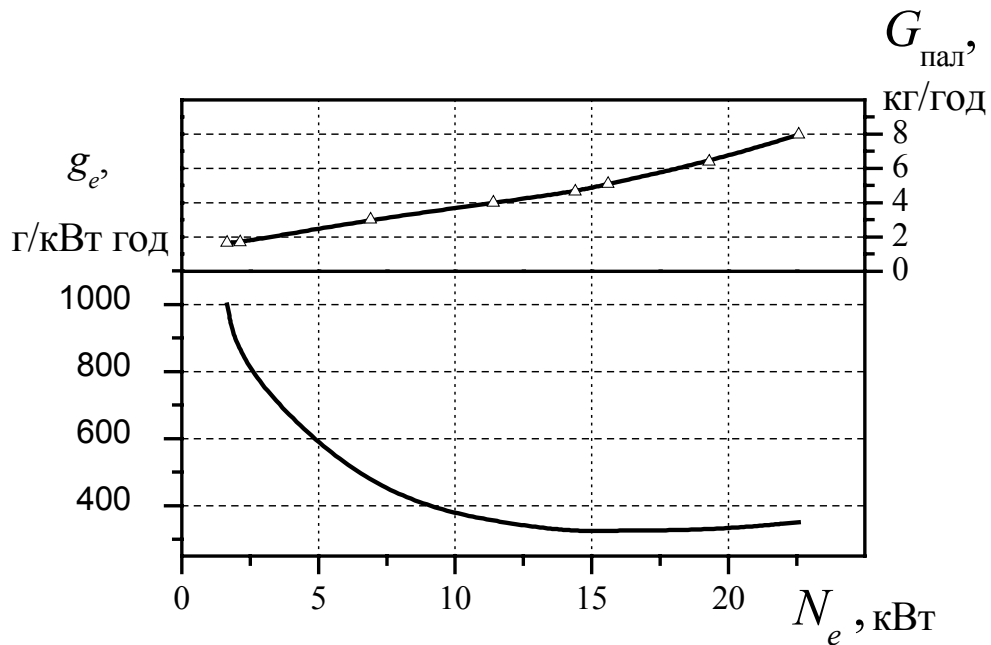


Рис. 4.59. Навантажувальна характеристика двигуна 4Ч7,2/6,7 (Мем3-245)
($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$)

Навантажувальні характеристики дизелів. При визначенні навантажувальних характеристик дизеля заданий швидкісний режим підтримується зміною кількості палива, що подається паливним насосом високого тиску в циліндри. Кількість повітря, що поступає в циліндр дизеля, від навантаження практично не залежить. Хоча при збільшенні його трохи знижується коефіцієнт наповнення внаслідок підвищення температурного режиму двигуна.

Робота дизеля в режимі холостого ходу характеризується високими коефіцієнтом надміру повітря ($\alpha = 4 \dots 5$), η_i і низьким g_i (рис. 4.60). У цьому випадку витрата палива за одну годину $G_{\text{пал}}$ відповідає точці 1. Питома ефективна витрата палива g_e дорівнює нескінченності.

При збільшенні навантаження зростає циклова подача палива, що приводить до зниження α . Але оскільки при малих і середніх навантаженнях значення цього коефіцієнта достатньо високе і значно перевищує межу димлення, η_i змінюється незначно.

Питома ефективна витрата палива g_e в зоні низьких і середніх навантажень знижується в основному в результаті підвищення механічного ККД η_M .

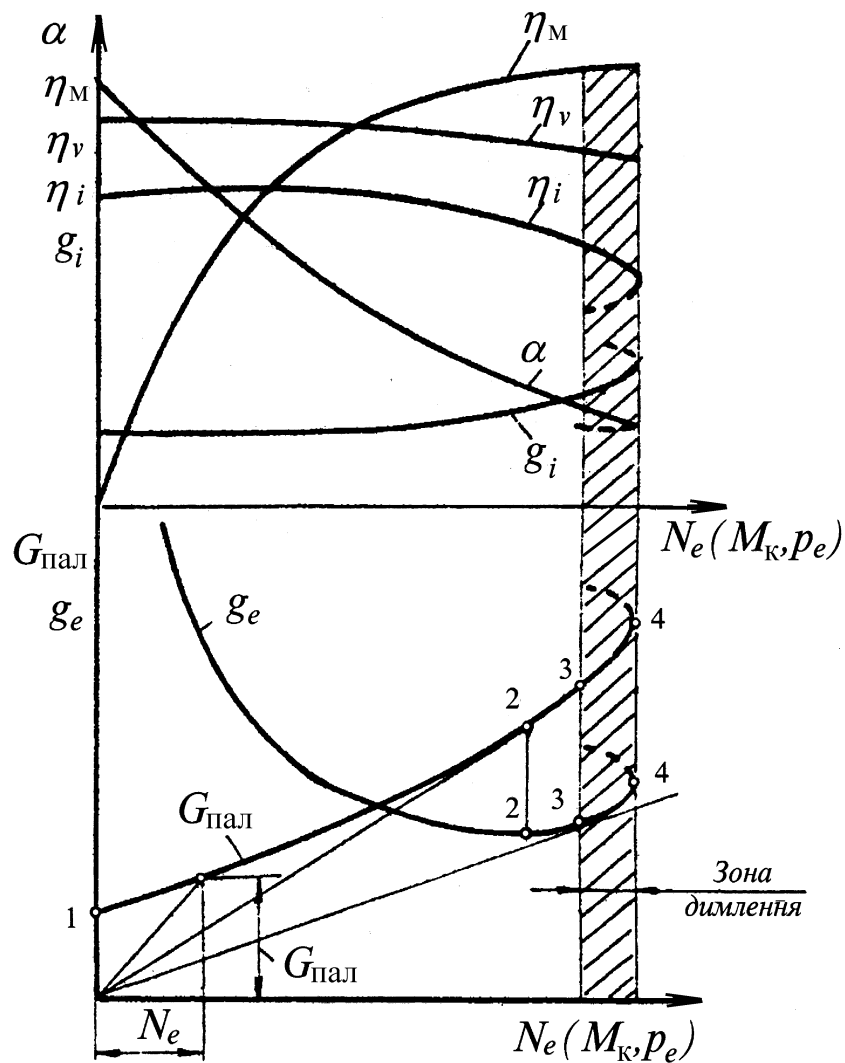


Рис. 4.60. Навантажувальна характеристика дизеля:
 1 - робота в режимі холостого ходу; 2 - мінімальне значення g_e ;
 3 - початок димлення; 4 - максимальна потужність дизеля

У зоні навантажень, близьких до повного, зниження коефіцієнта α приводить до зниження η_i і до збільшення g_i . Коли інтенсивність зниження коефіцієнта η_i перевищить зростання η_M , починається збільшення g_e (точка 2). Збільшення g_e спостерігається до максимальної потужності двигуна в даному швидкісному режимі (точка 4). Але ще до цього настає момент (точка 3), коли починається димлення, так як коефіцієнт надміру повітря знизився до $\alpha = 1,25 \div 1,3$, хоча максимальна потужність досягається при менших значеннях α . Потужність у точці 4 відповідає зовнішній абсолютній характеристиці дизеля, а в точці 3 - характеристиці за початком димлення. Якщо при визначенні навантажувальної характеристики, досягнувши точки 4, збільшувати циклову подачу палива, то це приведе до подальшого зниження α , η_i і збільшення g_e . Процес згоряння при цьому різко

погіршитися, що приведе до зниження потужності двигуна. Ці ділянки навантажувальних характеристик на рис. 4.60 показані штриховими лініями.

Витрата палива за одну годину в області низьких і середніх навантажень являє собою похилу криву, близьку до прямої з крутістю підйому, що поступово збільшується. В точці 2, що визначається точкою дотику променя, проведеного через початок координат до кривої $G_{\text{пал}}$, питома витрата палива досягає мінімального значення, після якого починає збільшуватись. Точку 3, що визначає допустиме навантаження двигуна в відповідному швидкісному режимі, можливо визначити димоміром (при експерименті) або точкою дотику променя, проведеного з початку координат до кривої g_e . Щоб найбільш вірно судити про паливну економічність дизеля в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів, навантажувальні характеристики звичайно знімають серіями (для кількох швидкісних режимів).

Регуляторні характеристики дизелів. *Регуляторними характеристиками дизелів* називають залежності показники їх роботи від навантаження при роботі двигуна з регулятором. Регуляторна характеристика відрізняється від навантажувальної тим, що при її визначенні частота обертання двигуна не підтримується постійною, а встановлюється регулятором. Тому характеристики, побудовані в залежності від M_K і N_e , різняться між собою.

Звичайно регуляторні характеристики будують у вигляді залежностей $(N_e, G_{\text{пал}}, g_e) = f(M_K)$ (рис. 4.61, а) або $(M_K, G_{\text{пал}}, g_e) = f(N_e)$ (рис. 4.61, б).

Характер зміни регуляторних характеристик також зручно починати аналізувати з роботи двигуна в режимі холостого ходу. Частота обертання визначається натягом пружини регулятора. При цьому витрата палива за одну годину $G_{\text{пал}}$ має певне значення, а питома ефективна витрата палива дорівнює нескінченності. При збільшенні зовнішнього навантаження і зменшенні частоти обертання пружина регулятора, долаючи трохи знижене зусилля з боку виконавчого органу, переміщує рейку в бік збільшення циклової подачі палива і відповідно витрати його за одну годину, оскільки частота обертання знижується незначно.

Ефективна питома витрата палива знижується до кінцевого значення внаслідок зменшення відносного значення внутрішніх втрат двигуна. При цьому зростають M_K і N_e . Таке зміння параметрів роботи дизеля спостерігається до моменту досягнення номінального навантаження.

Частота обертання знижується за законом, близьким до лінійного. При подальшому збільшенні навантаження рейка паливного насоса стає на жорсткий або пружний упор і зменшення частоти обертання або не приводить до збільшення циклової подачі палива, або збільшує її незначно. Двигун працює за безрегуляторною віткою.

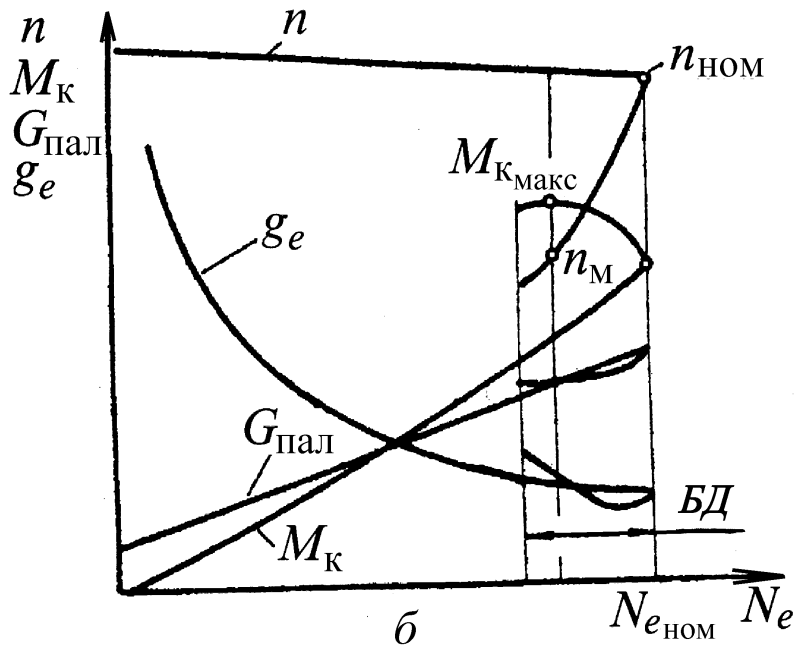
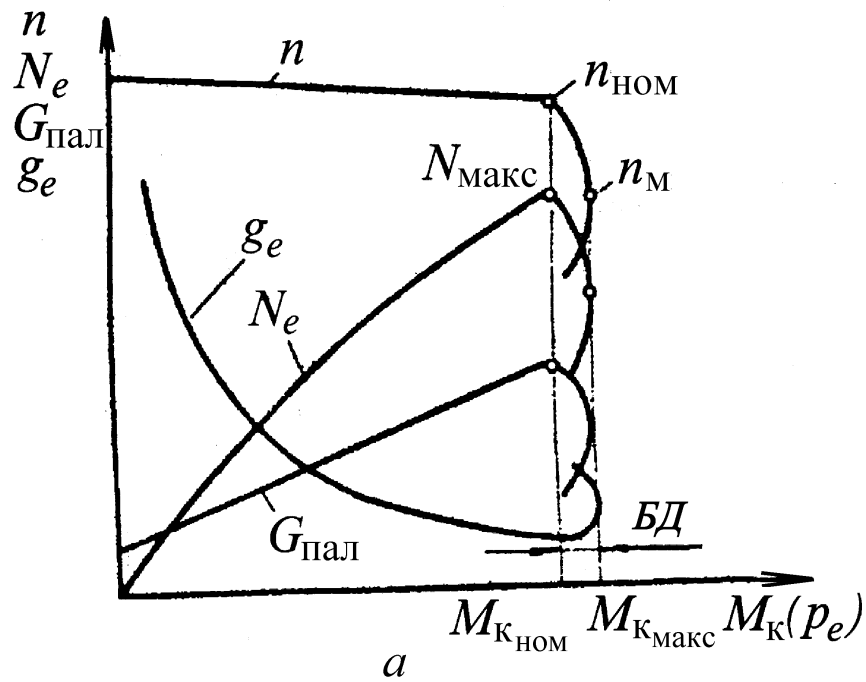


Рис. 4.60. Регуляторні характеристики дизеля:
БД - безрегуляторна ділянка

На безрегуляторній вітці у міру збільшення навантаження крутний момент продовжує рости до максимуму, після чого знижується, а двигун переходить в область нестійкої роботи.

Характеристики, побудовані в залежності від M_k і N_e на безрегуляторній ділянці, відрізняються між собою.

Для характеристик $(N_e, G_{\text{пал}}, g_e) = f(M_k)$ як показано на рис. 4.61, а, при $n_{\text{ном}}$ крутний момент досягає номінального значення і при подальшому

збільшенні навантаження продовжує збільшуватись до свого максимуму. Тому безрегуляторні ділянки характеристики розташовані справа від режиму, що відповідає номінальному.

На безрегуляторній вітці характеристики крутний момент спочатку росте, досягає максимуму, потім зменшується, тому параметри N_e , $G_{\text{пал}}$ і g_e змінюються двічі. На цій ділянці робота двигуна характеризується різким зниженням частоти обертання, потужності і витрати палива за одну годину.

Для характеристик $(M_K, G_{\text{пал}}, g_e) = f(N_e)$ як показано на рис. 4.61, б, безрегуляторні ділянки розташовані зліва від номіналу, оскільки потужність дизеля на цій ділянці знижується. При цьому M_K підвищується до значення $M_{K_{\text{макс}}}$, а потім знижується. Якщо на безрегуляторній ділянці характеристики g_e має менше значення, ніж на регуляторній, то характеристика $g_e = f(N_e)$ має петлю.

Регуляторні характеристики більш зручні при аналізі залежності ефективних параметрів роботи двигуна від навантаження за роботи на регуляторних вітках, ніж швидкісні, так як на них регуляторні вітки розташовані на значно більш широких ділянках.

4.10.3. Регулювальні характеристики

Регулювальними характеристиками називають залежності енергетичних, економічних та інших показників роботи двигунів від того чи іншого параметра, оптимальне значення якого потрібно визначити. Найбільш часто визначають регулювальні характеристики за кутом випередження запалювання, впорскування палива і за складом суміші, хоч можливі і інші характеристики.

Регулювальна характеристика за кутом випередження запалювання бензинових та газових двигунів. Кутом випередження запалювання θ_z (град. п.к.в.), називають кут повороту колінчастого вала між моментом проскакування іскри і в.м.т. Тобто цей кут характеризує момент подачі іскри для запалювання суміші відносно положення поршня при його русі в процесі стиснення.

Для визначення оптимального значення кута випередження запалювання знімають регулювальну характеристику, при отриманні якої додержуються умов, щоб на показники двигуна впливав лише кут випередження запалювання. Для цього характеристику визначають при постійних частоті обертання і положенні дросельних заслінок. За цих умов витрата палива за одну годину залишається незмінною. Визначають характеристику шляхом зміни кута випередження запалювання і відповідно зовнішнього навантаження для підтримки постійної частоти обертання. Графічно така характеристика зображується як залежність потужності двигуна, витрати палива за одну годину та питомої витрати палива від кута випередження запалювання (рис. 4.62). На цій характеристиці можуть бути

зображені залежності і інших показників двигуна від кута θ_3 , які цікавлять дослідника. Так як витрата палива за одну годину при визначенні цієї характеристики залишається постійною, то питома витрата палива є

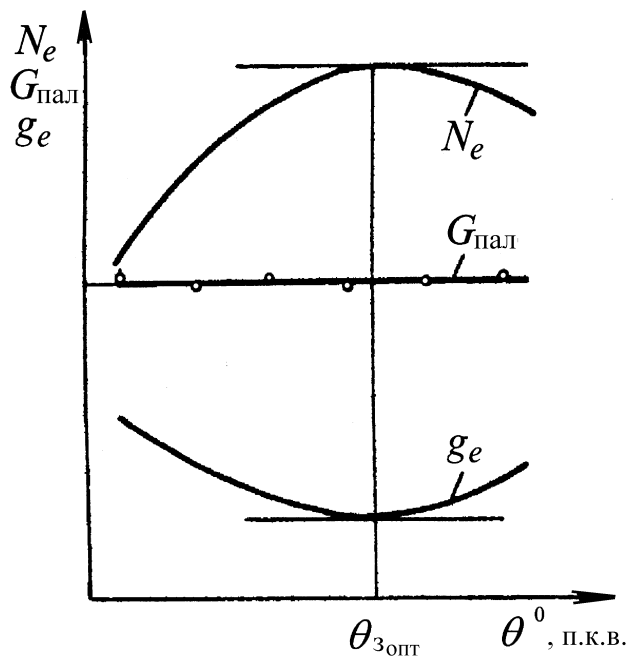


Рис. 4.62. Регулювальна характеристика за кутом випередження запалювання

величиною, оберненою до потужності двигуна. Значення кута, при якому має місце максимальна потужність і мінімальна питома витрата палива, є оптимальним $\theta_{3\text{опт}}$ для даного режиму роботи двигуна.

Визначають регулювальні характеристики при різних швидкісних та навантажувальних режимах. За серією цих характеристик будують сумарні характеристики $\theta_{3\text{опт}} = f(N_e)$, $\theta_{3\text{опт}} = f(n)$ (рис. 4.20, 4.21), за якими можна перевіряти правильність роботи регуляторів, що забезпечують зміну кута випередження запалювання при роботі двигуна або визначити їх параметри на стадії розробки.

Регулювальна характеристика за кутом випередження впорскування палива в дизелях. Кутом випередження впорскування палива дизеля називають кут між моментом початку впорскування дизельного палива форсункою в циліндр і в.м.т., вимірюваний у градусах п.к.в.

Як і в попередній характеристиці, визначається потужність і витрата палива при різних взаємних положеннях колінчастого вала і кулачкового вала паливного насоса високого тиску. Зміна взаємного положення здійснюється за допомогою спеціального пристрою, що встановлюється в паливному насосі. Характеристики визначаються за різних постійних частот обертання і подач палива паливним насосом високого тиску, а за всією серією будується характеристика $\theta_{\text{впр опт}} = f(n)$ або $\theta_{\text{впр опт}} = f(N_e)$ або $\theta_{\text{впр опт}} = f(M_K)$. Підвищення частоти обертання приводить до необхідності збільшення оптимального кута випередження впорскування. Цю функцію в дизелях виконують муфти випередження впорскування, роботу яких і контролюють, або настроюють за цими характеристиками.

По мірі зростання N_e або M_K $\theta_{\text{впр опт}}$ збільшується. В деяких двигунах це досягається застосування спеціальних коректорів.

Регулювальна характеристика за складом суміші бензинових та газових двигунів. Вже сама назва характеристики говорить про те, що незалежним параметром при її визначенні є склад суміші, який характеризується коефіцієнтом надміру повітря α . Графічні залежності енергетичних показників і паливної економичності двигуна від α і називають регулювальною характеристикою за складом суміші. Щоб виключити вплив інших факторів, крім α , цю характеристику визначають при постійних частоті обертання та положенні дросельних заслінок. У цьому разі витрата повітря $G_{\text{пов}}$ залишається постійною, а коефіцієнт надміру повітря α є величиною, оберненою витраті палива за одну годину $G_{\text{пал}}$. Тому часто регулювальні характеристики за складом суміші будують у вигляді залежності енергетичних та економічних показників від витрати палива за одну годину. Зміна витрати палива може здійснюватись зміною перерізу паливного жиклера головної дозуючої системи, або зміною тиску в поплавцевій камері карбюратора.

Регулювальні характеристики двигуна 4Ч9,2/9,2 (ЗМЗ-24), визначені при частковому відкритті дросельних заслінок і частоті обертання 2000 хв^{-1} , побудовані в залежності від α і $G_{\text{пал}}$, показані на рис. 4.63 і 4.64 відповідно.

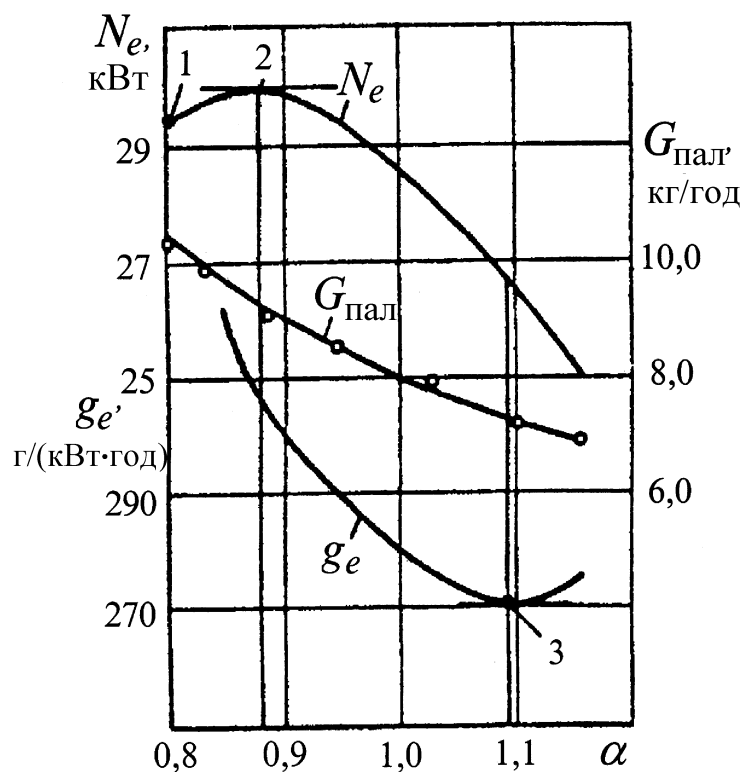


Рис. 4.63. Регулювальна характеристика за складом суміші двигуна

4Ч9,2/9,2 (ЗМЗ-24), побудована в залежності від α :

1 - робота на дуже багатій суміші; 2 – максимальна потужність;

3 - мінімальна питома витрата палива

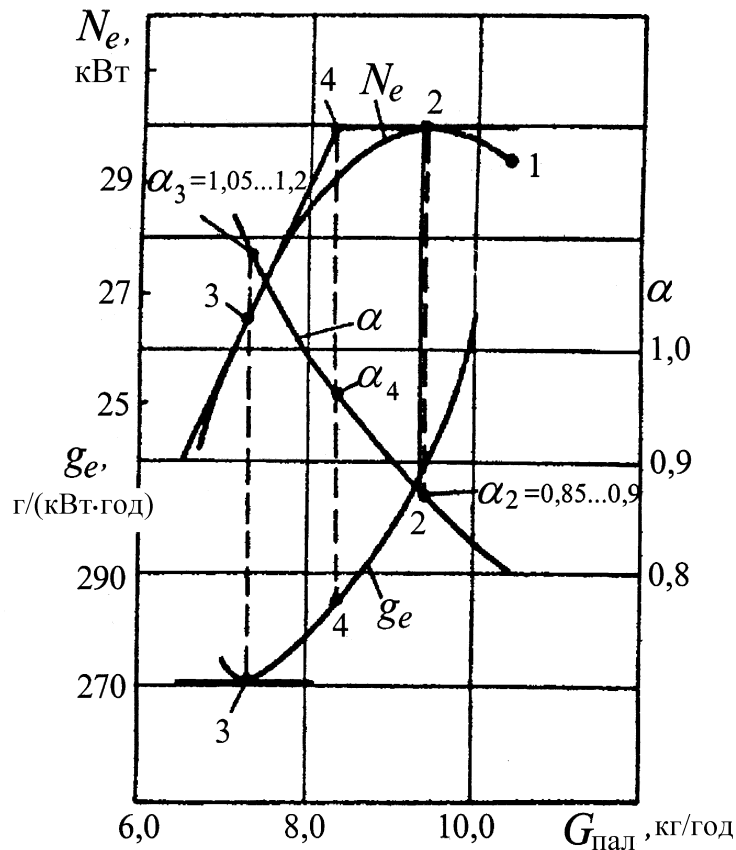


Рис. 4.64. Регулювальна характеристика за складом суміші двигуна 4C9,2/9,2 (ЗМЗ-24), побудована в залежності від годинної витрати палива:
 1 - робота на дуже багатій суміші; 2 - максимальна потужність;
 3 - мінімальна питома витрата палива; 4 - оптимальне регулювання двигуна

Аналіз зміни показників двигуна почнемо з роботи двигуна на дуже багатій паливоповітряній суміші ($\alpha \approx 0,8$). В цьому випадку внаслідок недостатньої кількості повітря погіршується процес згоряння, знижується η_i і відношення η_i/α , яке входить у вираз індикаторного крутного моменту (див. 4.108), що приводить до низьких значень N_e і високих g_e . Це відповідає точкам 1 на показаних характеристиках. У міру збіднення паливоповітряної суміші процес згоряння, зокрема швидкість горіння, поліпшується, що приводить до підвищення η_i , а відповідно до зниження g_e , а також внаслідок росту відношення η_i/α підвищується потужність двигуна. Така тенденція має місце до $\alpha=0,85\div 0,95$ (точки 2), при якому швидкість горіння суміші досягає максимального значення, при цьому відношення η_i/α стає також максимальним, що і забезпечує отримання максимальної потужності двигуна. Проте у зв'язку з нестачею повітря має місце неповне згоряння і таким чином втрата палива. Тому при таких значеннях α питома витрата палива g_e ще має тенденцію до зниження при збідненні суміші. Найменшого значення питома витрата палива досягає при

дещо збідненій суміші ($\alpha = 1,05 \dots 1,1$) (точки 3), при якій має місце повне згоряння палива і максимальне значення η_i . При подальшому збідненні суміші внаслідок погіршення згоряння η_i зменшується, відношення η_i/α також знижується, що приводить до збільшення питомої витрати палива і подальшого зниження потужності двигуна.

Визначений за регулювальною характеристикою склад суміші, що забезпечує максимальну потужність двигуна, приводить до значного збільшення питомої витрати палива. Тому на практиці при визначенні характеристики при повністю відкритих дросельних заслінках оптимальним вважається регулювання, коли потужність нижча на 1...2 %, зате питома витрата палива також знижується, але на значно більше відносно значення в порівнянні з потужністю. За регулювальною характеристикою, де по осі абсцис відкладається $G_{\text{пал}}$, оптимальне регулювання приблизно визначають таким чином. Проводять до кривої потужності дві дотичні, одну з початку координат, другу - горизонтальну. Точка дотику першої дотичної 3 (рис. 4.64) відповідає економічному регулюванню, точка дотику горизонтальної дотичної 2 - регулюванню на максимальну потужність. Точка (4) перетину двох дотичних і відповідає приблизно оптимальному регулюванню двигуна, якщо характеристика визначалась при повному відкритті дросельних заслінок.

Якщо ж регулювальна характеристика визначалась при частковому відкритті дросельних заслінок, то в цьому випадку метою є найменша питома витрата палива. На такий склад суміші (точка 3) і потрібно регулювати карбюратор чи систему впорскування при частковому навантаженні.

4.10.4. Характеристики оптимального регулювання бензинових та газових двигунів

Характеристиками оптимального регулювання називають графічні залежності оптимальних значень витрат палива за годину, питомої витрати палива, коефіцієнта надміру повітря, а також інших показників двигуна від параметра, який цікавить дослідника. Найбільш часто таким параметром приймають потужність. На відміну від навантажувальної характеристики характеристика оптимального регулювання не визначається безпосередньо на двигуні, а є наслідком обробки серії характеристик, визначених на двигуні при різних відкриттях дросельних заслінок при даній частоті обертання шляхом зміни складу паливоповітряної суміші і вибором для кожної точки оптимального кута випередження запалювання.

Така характеристика двигуна 8Ч9,2/8,0 (ЗМЗ-53), визначена при частоті обертання 2000 хв^{-1} і відкритті дросельних заслінок, що відповідає розрідженню на впуску 53,8 кПа, показана на рис. 4.65.

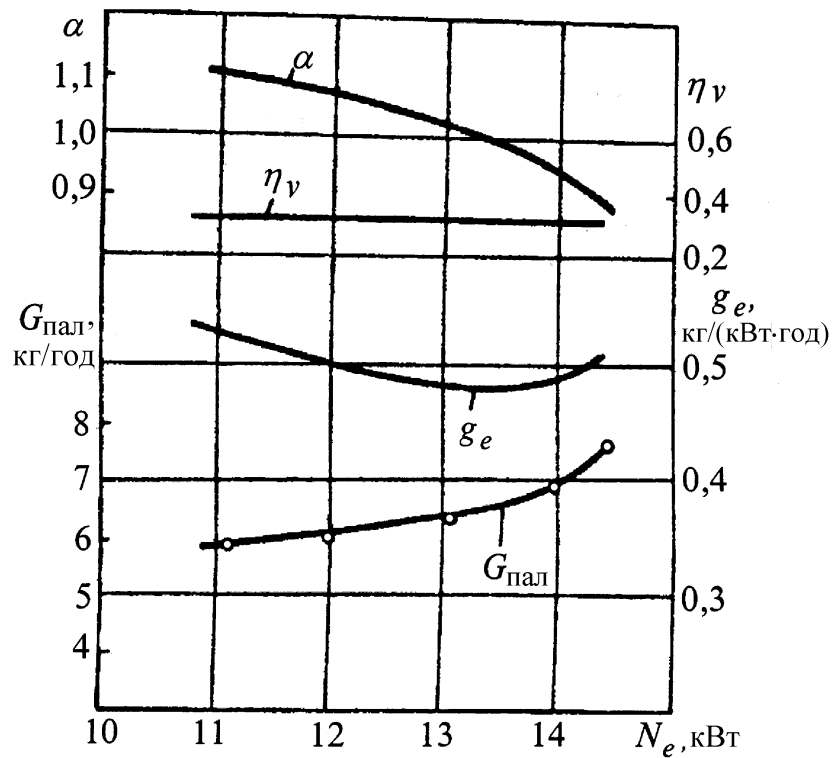


Рис. 4.65. Характеристика оптимального регулювання двигуна 8Ч9,2/8,0(ЗМЗ-53) для окремого режиму ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $\Delta p_K = 53,8 \text{ кПа}$)

Визначається серія таких характеристик при різних відкриттях дросельних заслінок. Ці характеристики будуються на одному графіку. Оптимальна характеристика визначається побудовою огинальної кривої до кривих питомих витрат палива. Для прикладу на рис. 4.64, б показано характеристики оптимального регулювання двигуна 8Ч10,0/9,5 (ЗИЛ-130), отримані при частоті обертання 2000 хв^{-1} .

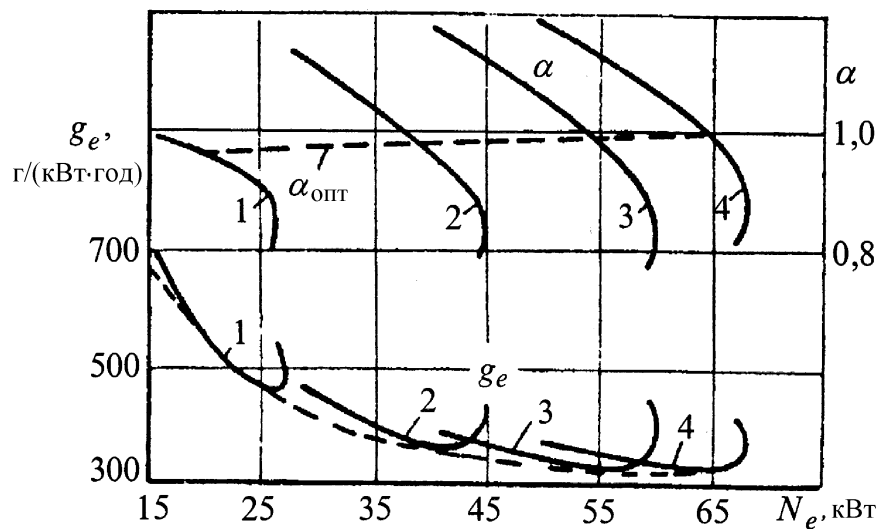


Рис. 4.66. Характеристика оптимального регулювання двигуна 8Ч10,0/9,5 (ЗИЛ-130) ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

4.10.5. Характеристики холостого ходу

Характеристика холостого ходу є швидкісною і являє собою залежність витрати палива за годину і інших показників двигуна від частоти обертання при роботі двигуна без зовнішнього навантаження. Згідно ГОСТ 14846-81 такі характеристики визначають в діапазоні частот обертання від мінімально сталої до такої, що дорівнює 60 % від максимальної для двигунів з іскровим запалюванням і до максимальної для дизелів. Визначають такі характеристики на прогрітому до нормального теплового стану двигуні. Збільшення частоти обертання досягається в двигунах з іскровим запалюванням відкриттям дросельних заслінок, в дизелях - збільшенням подачі палива. Тому характеристики двигуна з іскровим запалюванням і дизеля відрізняються, особливо з точки зору наповнення циліндрів двигуна повітрям. На рис. 4.67 показана характеристика холостого ходу бензинового двигуна 4Ч9,2/9,2(ЗМЗ-24). В двигуні з іскровим запалюванням хоч заслінка відкривається з збільшенням частоти обертання, однак кут відкриття її невеликий, що призводить до незначної зміни розрідження на впуску Δp_k і коефіцієнта наповнення двигуна η_v . При роботі по характеристиці холостого ходу з збільшенням частоти обертання витрати палива $G_{\text{пал}}$ і повітря $G_{\text{пов}}$, а також кут випередження запалювання зростають при практично постійному коефіцієнті надміру повітря α .

В дизелях з підвищенням частоти обертання наповнення циліндрів повітрям змінюється незначно, а коефіцієнт наповнення незначно зменшується внаслідок зростання втрат на подолання опору впускного тракту. Підвищення частоти досягається збільшенням циклової подачі палива. Тому витрата повітря за годину практично пропорційна частоті обертання. Витрата палива за годину зростає більш інтенсивно, ніж повітря, тому коефіцієнт надміру повітря поступово знижується. Це видно з рис. 4.68, на якому показана характеристика холостого ходу дизеля 6Ч13,0/14,0 (ЯМЗ-236).

В умовах експлуатації автомобілів значне місце займає режим примусового холостого ходу. Це режим, коли дросельна заслінка в двигунах з іскровим запалюванням або педаль управління паливоподачею в дизелях знаходяться в положенні, що відповідає мінімальній частоті обертання холостого ходу, а вал двигуна обертається з частотою, що перевищує мінімальну. В цьому випадку енергія до двигуна підводиться від ведучих коліс автомобіля і двигун використовується як гальмо. Щоб визначити величину гальмівного моменту і витрату палива в режимі примусового холостого ходу знімають характеристику двигуна при роботі в цьому режимі. Це можна зробити при наявності джерела енергії, наприклад електродвигуна, за допомогою якого обертають вал прогрітого двигуна. Найбільш зручно визначати таку характеристику на електричному гальмівному стенді. Для прикладу на рис. 4.69 показана характеристика примусового холостого ходу бензинового двигуна 4Ч9,2/9,2(ЗМЗ-24). Гальмівний момент двигуна M_T в

режимі мінімальної частоти обертання дорівнює нулю, а потім зростає з підвищенням частоти обертання, розрідження в впускному каналі Δp_k по мірі підвищення частоти обертання збільшується. Витрата повітря $G_{\text{пов}}$ і палива $G_{\text{пал}}$ практично не зростають, так як при високих розрідженнях має місце течія повітря в критичному режимі, швидкість в якому не залежить від перепаду тиску.

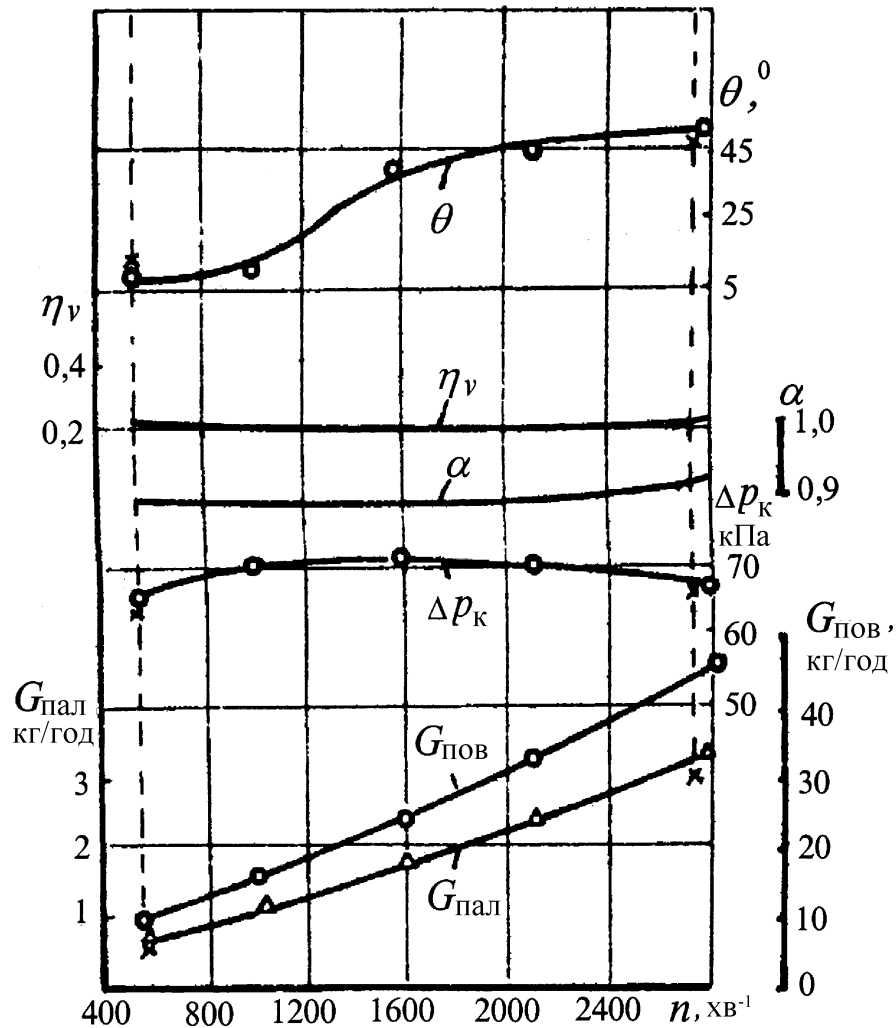


Рис. 4.67. Характеристика холостого ходу бензинового двигуна 4Ч9,2/9,2(3МЗ-24)

В двигунах з іскровим запалюванням, які обладнані економайзерами примусового холостого ходу паливо при роботі в цьому режимі в циліндри двигуна не поступає. Подача палива відсутня в дизелях, обладнаних всережимними регуляторами. В дизелях з дворегимним регулятором витрата палива в цьому режимі залежить від характеристик паливного насоса.

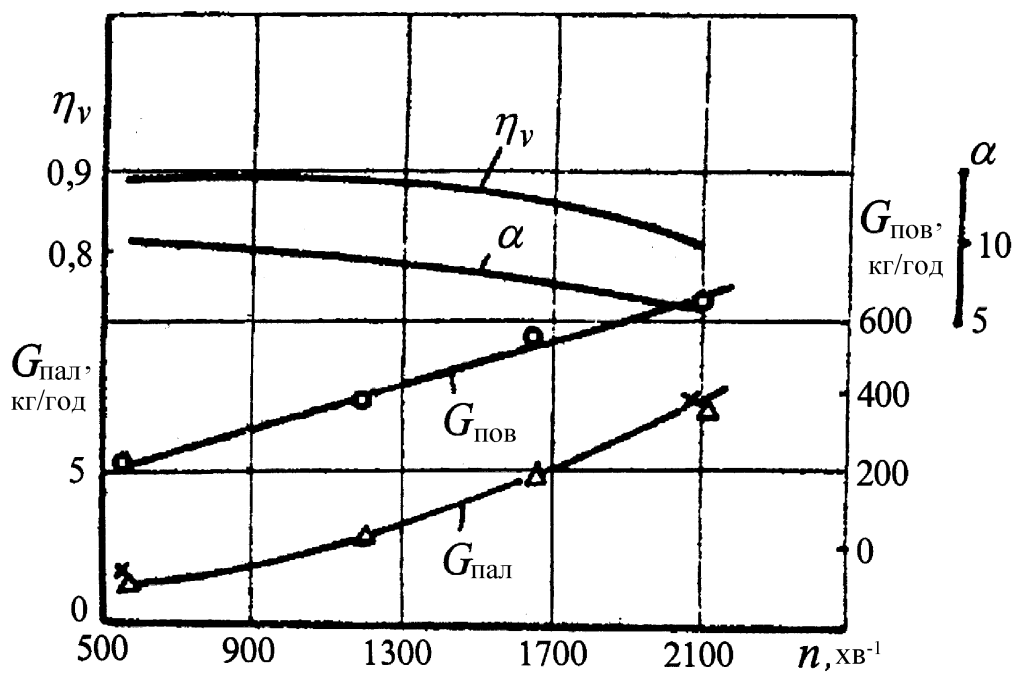


Рис. 4.68. Характеристика холостого хода дизеля 6Ч 13,0/14,0 (ЯМЗ-236)

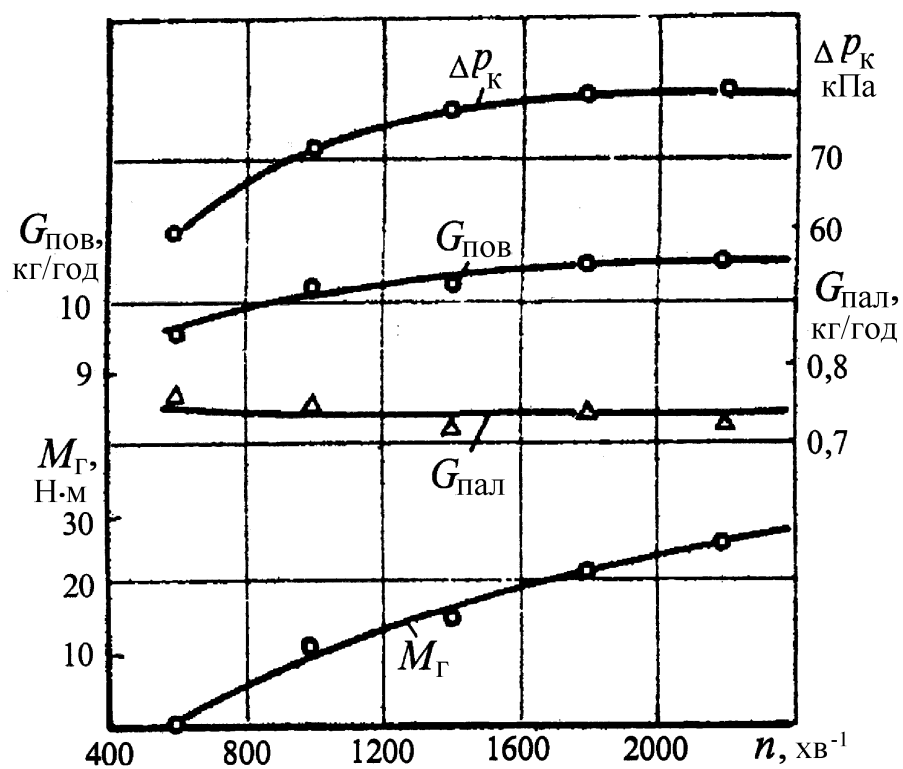


Рис. 4.67. Характеристика примусового холостого ходу бензинового двигуна 4Ч9,2/9,2(ЗМЗ-24-01)

4.10.6. Багатопараметрова характеристика

Багатопараметрова (універсальна) характеристика охоплює систему характеристик, що зв'язують групу параметрів, які не вкладаються ні в одну з характеристик, що визначаються безпосередньо на двигуні. Кількість незалежних параметрів в багатопараметровій характеристиці практично не обмежується. Тому вона може дати майже повне уявлення про зміну всіх інтересуючих дослідника чи споживача показників двигуна в різних режимах його роботи.

Вихідними при побудові багатопараметрової характеристики служать дані, отримані з навантажувальних характеристик для різних частот обертання. Багатопараметрова характеристика являє собою сітку, побудовану на вісях прямокутних координат, по осі абсцис яких відкладена частота обертання n , а по осі ординат - середній ефективний тиск p_e (рис. 4.70).

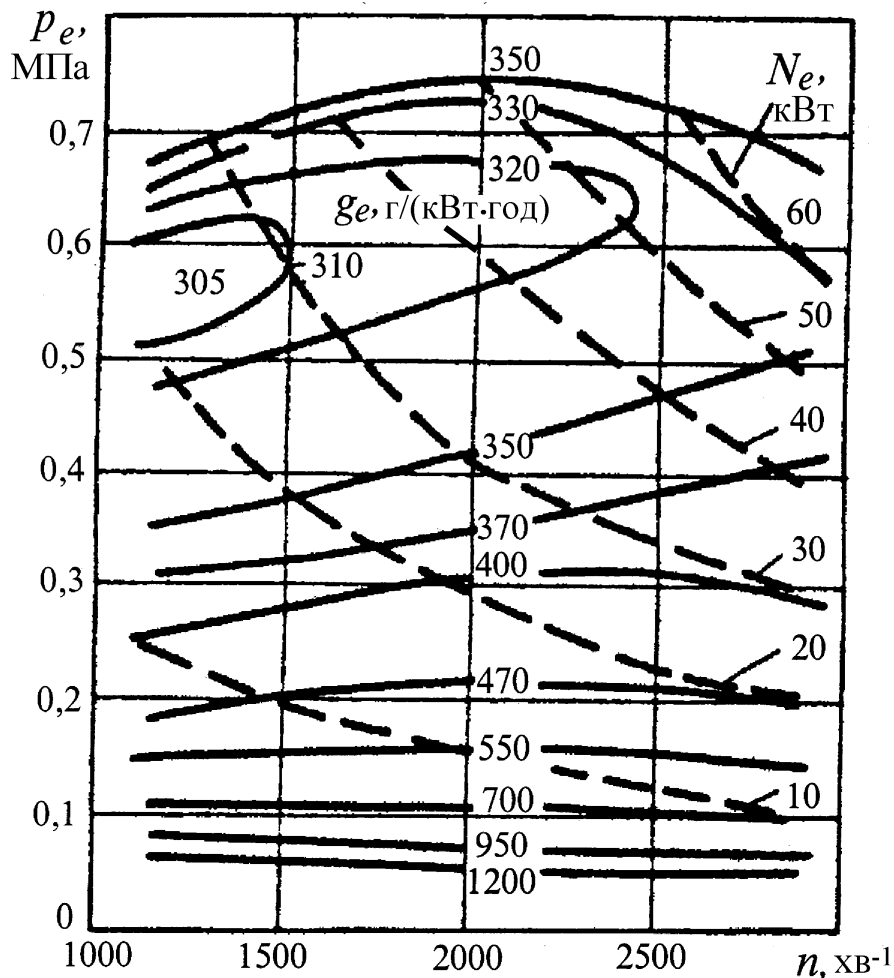


Рис. 4.70. Багатопараметрова характеристика бензинового двигуна 8Ч9,2/8,0(ЗМЗ-53)

Для прикладу розглянемо, як будується багатопараметрова характеристика, де основним показником є питома витрата палива.

На підготовлену координатну сітку, що охоплює максимальні та мінімальні межі значень n і p_e , наносять точки, що відповідають заздалегідь вибраним значенням g_e . Перша точка відповідає найменшій питомій витраті палива, отриманій при визначенні навантажувальних характеристик. Її наносять на перетині координат n і p_e , відповідних цій витраті. Поряд з точкою зазначають числове значення витрати.

Потім наносять точки, що відповідають наступним значенням g_e , які доцільно вибирати цілими числами. При цьому з кожної навантажувальної характеристики для кожного значення g_e до якоїсь межі будуть використані по дві точки, потім - тільки по одній. З'єднуючи точки, відповідні наміченим витратам палива, отримуємо ряд кривих.

Щоб нанести на багатопараметрову характеристику криві N_e , задають певні округлені до 20, 10 або 5 кВт значення N_e . Далі, виходячи з залежності N_e від p_e і n , розраховують p_e при різних n для вибраних значень N_e .

На перетині значень p_e і n ставлять відповідні точки. З'єднавши точки, що відносяться до одних і тих же значень потужності, отримуємо систему гіпербол - кривих постійних потужностей.

Значення інших показників, які необхідно мати на графіку, наносять за відповідними експериментальними даними.

Багатопараметрові характеристики двигуна можна використовувати при виборі оптимальних передаточних чисел трансмісії з додержанням умов роботи двигуна в різних режимах з найкращою паливною економічністю. Особливо потрібна така характеристика при виборі закону зміни передаточних чисел безступінчатої трансмісії з автоматичним змінюванням передаточного числа, а також при автоматичному управлінні передачами ступінчатої коробки передач.

4.10.7. Характеристики токсичності

Характеристики токсичності, як правило, визначають як залежність вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах від регульовального параметра при постійних значеннях інших параметрів (частота обертання, положення органа управління подачею палива та інші), які можуть вплинути на вміст шкідливих речовин.

На рис. 4.71 показана характеристика токсичності бензинового двигуна 8Ч10,0/9,5 (ЗІЛ-130) в залежності від складу суміші, визначена при частоті обертання 2000 хв^{-1} і повному відкритті дросельних заслінок при куті випередження запалювання 40° п.к.в. Як видно з графіків, вміст оксиду вуглецю CO зменшується при збідненні суміші (підвищенні α). При цьому

зменшується і вміст вуглеводнів C_nH_m , однак на відміну від CO вуглеводні досягають мінімуму при $\alpha \approx 1,05$, а потім - зростають. Оксиди азоту NO_x навпаки, досягають максимуму при цих значеннях α , а при збагаченні суміші різко зменшуються.

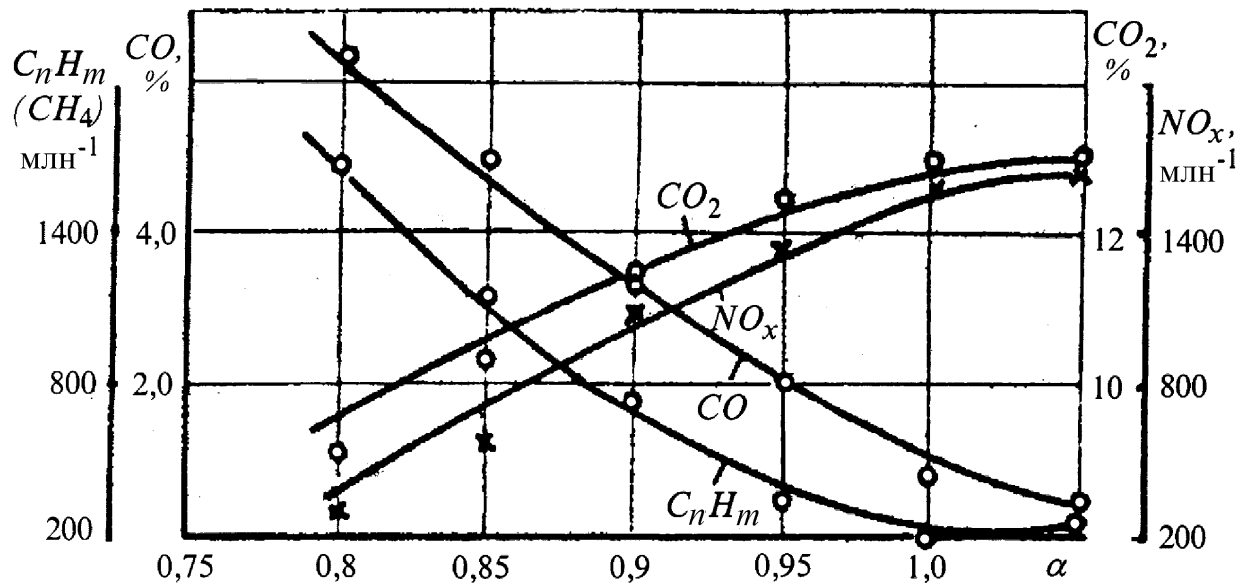


Рис. 4.71. Характеристика токсичності двигуна 8Ч10,0/9,5 (ЗІЛ-130)

В дизелях склад паливоповітряної суміші залежить від зовнішнього навантаження, так як в цих двигунах використовується якісне регулювання потужності. Тому, як правило, характеристики токсичності дизелів зображують в залежності від навантаження.

На рис. 4.72 показана характеристика токсичності дизеля 4Ч12,1/15,0 (РАБА-МАН), визначена при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$. Збільшення CO і C_nH_m в режимі холостого ходу пояснюється погіршенням сумішоутворення, при великих навантаженнях - збагаченням паливоповітряної суміші.

Вміст оксидів азоту NO_x із збільшенням навантаження зростає внаслідок підвищення температури в циліндрі при достатній кількості кисню. При навантаженнях, близьких до повного, інтенсивність зростання NO_x сповільнюється внаслідок зменшення вмісту кисню. Димність відпрацьованих газів D майже до 70 % повного навантаження змінюється незначно, а потім настає різкий її ріст внаслідок малих значень коефіцієнта надміру повітря α .

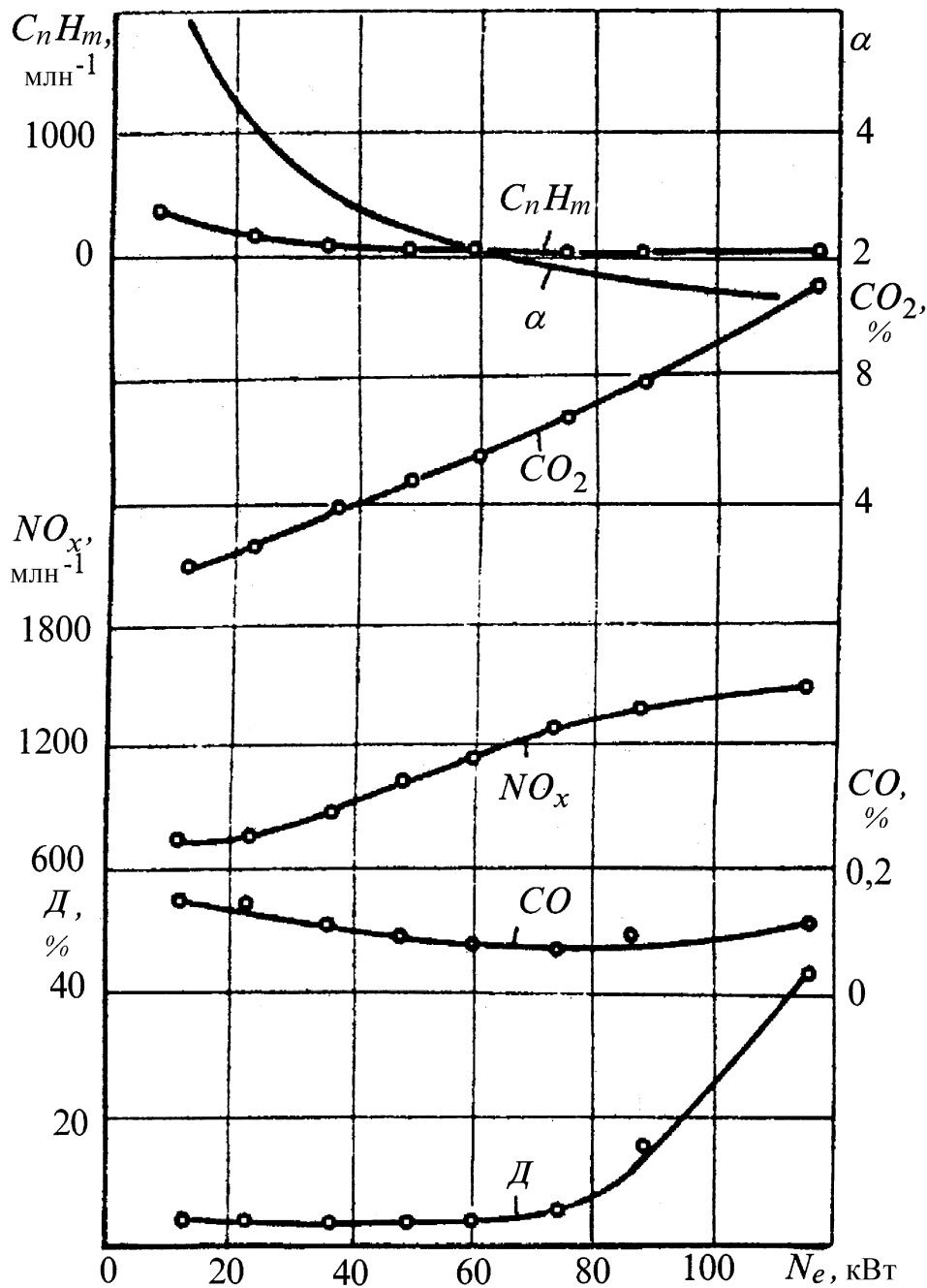


Рис. 4.72. Характеристика токсичності дизеля 4C12,1/15,0 (РАБА-MAN)

4.10.8. Особливості роботи автомобільного двигуна на несталіх режимах

В експлуатаційних умовах основними режимами роботи автомобільних двигунів є несталі режими. Це такі режими, коли в часі змінюється хоч один з параметрів двигуна. Найбільш характерними параметрами, що визначають режим роботи двигуна, є навантаження та частота обертання колінчастого вала двигуна. Як правило, коли розглядають несталі режими, то в першу чергу їх зв'язують із зміненням саме цих параметрів двигуна.

В експлуатаційних умовах найбільш розповсюдженим видом несталою режиму є режим розгону двигуна збільшенням паливоподачі. В бензинових двигунах це досягається відкриттям дросельних заслінок. В дослідженнях розгонів бензинових двигунів відкриттям дросельних заслінок процес розгону, як правило, розглядають таким, що складається з двох фаз. Перша фаза відповідає відкриттю дросельних заслінок при практично постійній частоті обертання. При другій фазі положення дросельних заслінок залишається незмінним, а частота обертання двигуна збільшується.

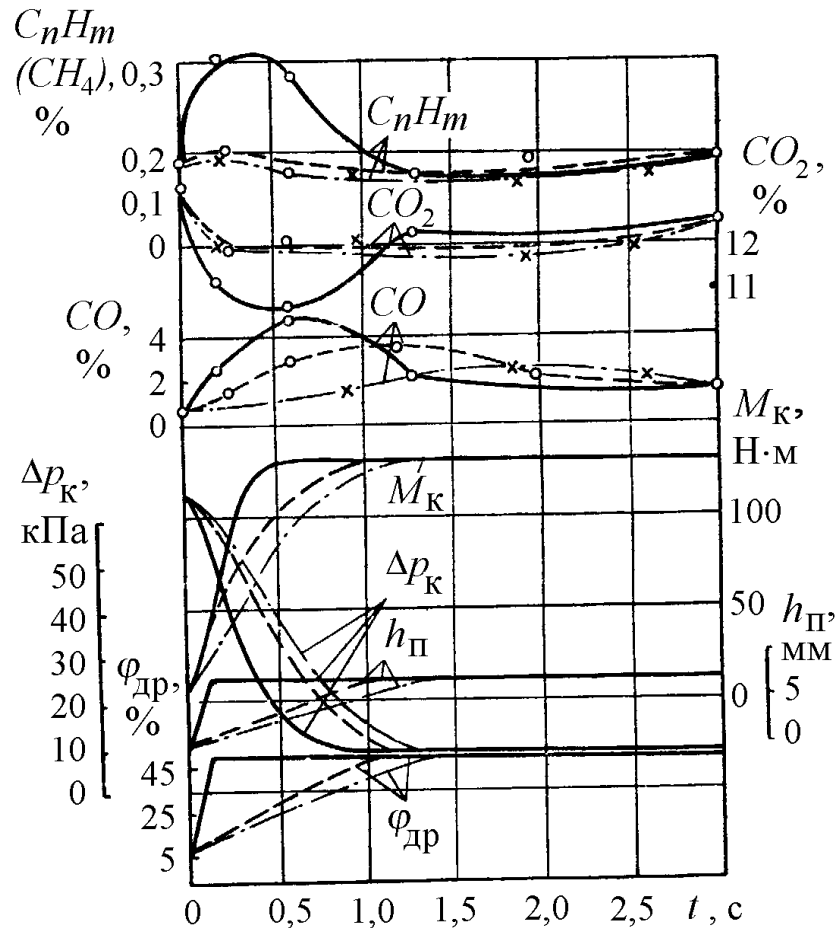


Рис. 4.73. Осцилограми розгону двигуна 4Ч9,2/9,2(ЗМЗ-24)

На рис. 4.73 показані осцилограми першої фази розгону двигуна 4Ч9,2/9,2 (ЗМЗ-24) від режиму холостого ходу до відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др} = 50\%$ при різній швидкості відкриття. Відкриття заслінок приводить до переміщення поршня насоса-прискорювача $h_{п}$ та зниження розрідження у впускному трубопроводі $\Delta p_{к}$. Крутний момент двигуна $M_{к}$ в процесі різкого відкриття заслінок має значення менше, ніж в схожому сталому режимі, так як досягає значення, відповідного кінцю розгону пізніше моменту зупинки дросельних заслінок.

Надходження у впускний трубопровод додаткового палива викликає збагачення паливоповітряної суміші, про що свідчить ріст вмісту у відпрацьованих газах CO і C_nH_m і зниження CO_2 .

При розгоні двигуна, що є наслідком різниці між зовнішнім опором і крутним моментом двигуна, склади суміші в несталому і схожому йому сталому режимі близькі і склад відпрацьованих газів, а також інші показники, відрізняються незначно.

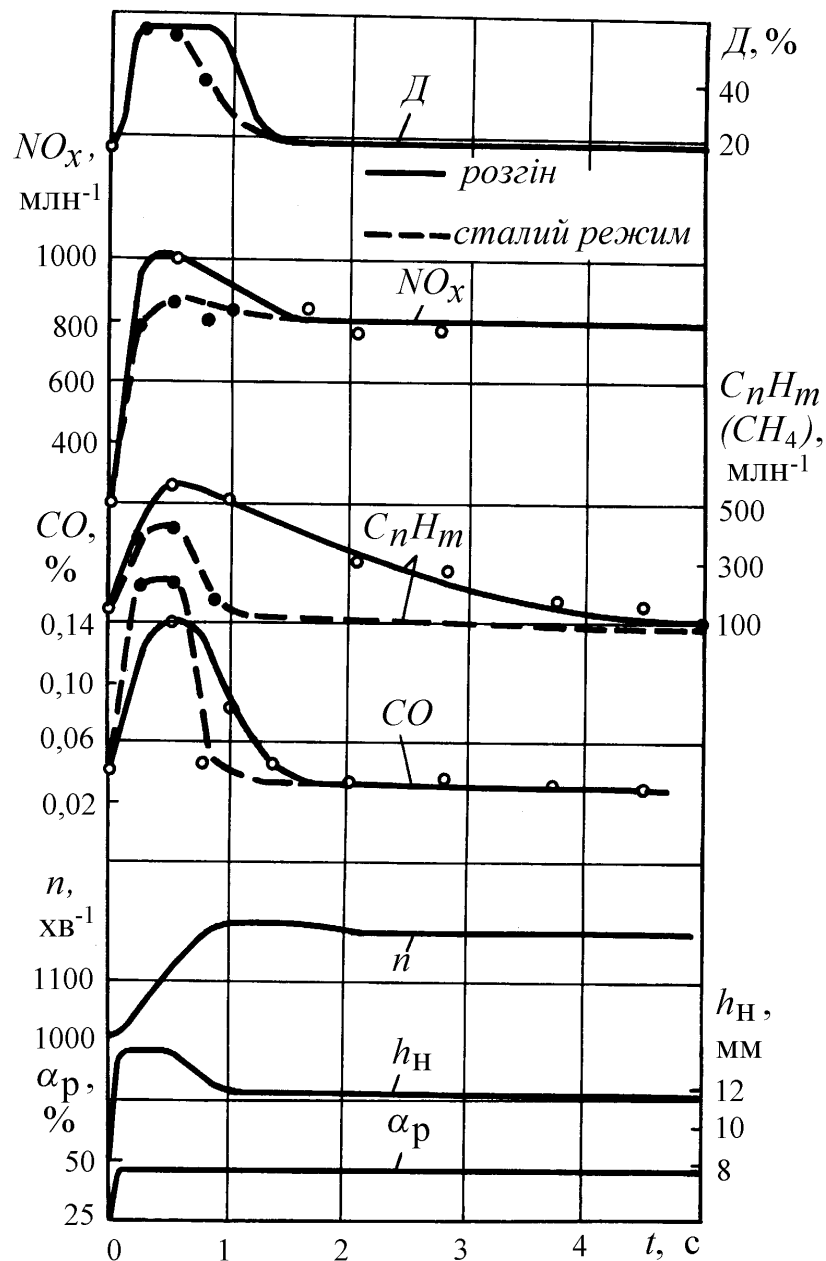


Рис. 4.74. Осцилограма розгону дизеля 6Ч13,0/14,0 (ЯМЗ-236)

При розгоні дизеля без наддуву збільшенням паливоподачі показники роботи при розгоні і сталому режимі відрізняються незначно. На рис. 4.74 показана осцилограма розгону дизеля 6Ч13,0/14,0 (ЯМЗ-236) з записом положення важеля управління регулятором α_p , рейки паливного насоса h_H і частоти обертання n . В процесі розгону стробоскопічним методом відбирались відпрацьовані гази, проводився їх аналіз, а також проводився

запис їх димності *Д*. На записані в процесі розгону криві були нанесені дані, які отримані шляхом аналізу відпрацьованих газів в сталих режимах при тих же положенні рейки паливного насосу і частоті обертання. Як видно з рис. 4.74, є деяка різниця в показниках щодо токсичності, особливо за вмістом у відпрацьованих газах вуглеводнів, однак якщо враховувати точність при визначенні їх незначних концентрацій, то можна вважати, що в несталих режимах дизелів без наддуву показники близькі до сталих режимів. В дизелях з наддувом в несталих режимах, викликаних збільшенням паливоподачі, вміст у відпрацьованих газах шкідливих речовин може відрізнятися від аналогічних показників в сталих режимах в декілька разів.

В несталих режимах роботи дизелів, викликаних різницею потужності дизеля і зовнішнім навантаженням, показники близькі до сталих режимів.

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. На які складові витрачається потужність двигуна під час руху автомобіля?
2. Які характеристики називаються швидкісними? Чим відрізняються зовнішні і часткові швидкісні характеристики?
3. Що називається запасом крутного моменту?
4. Які характеристики називаються навантажувальними? Що, головним чином, визначає різний характер зміни параметрів щодо цих характеристик в дизелях і бензинових та газових двигунах? Які характеристики називаються регуляторними? Які ДВЗ працюють за цими характеристиками?
6. Чим відрізняються навантажувальні від регуляторних характеристик в дизелях?
7. Які характеристики називаються регулювальними? Які види таких характеристик Ви знаєте?
8. Чим відрізняються характеристики холостого ходу бензинового двигуна і дизеля?
9. Як отримують характеристики оптимального регулювання?
10. Як будуються багатопараметрові характеристики? Наведіть приклади їх використання на практиці.