

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни

Автомобільні двигуни

для підготовки бакалаврів з напрямку 6.0902 (Інженерна механіка)
спеціальності «Автомобілі й автомобільне господарство» денної і за-
очної форми навчання

Лекція 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ (1 год)

1.1. Принцип дії і основні поняття, пов'язані з роботою поршневого двигунів

У ДВЗ перетворення теплоти, що виділяється при згорянні палива, в механічну роботу відбувається за допомогою газового робочого тіла, яке перетерплює за робочий цикл ряд змін свого стану. Під дією газів у камері згорання, що обмежена днищем поршня, головкою і стінками циліндра, завдяки кривошипно-шатунному механізму поршень здійснює зворотно-поступальний рух, який кривошипно-шатунним механізмом перетворюється в обертальний. За один оберт колінчастого вала поршень переміщається між своїми крайніми положеннями — верхньою та нижньою мертвими точками (в.м.т.), (н.м.т.). 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 , м^3 або л:

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

де D — діаметр циліндра, м.

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

$$V_L = iV_h, \quad (1.3)$$

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

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

Відношення повного об'єму до об'єму камери згорання називається ступенем стиску

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

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

У двотактних ДВЗ на процеси впуску свіжого заряду та впуску газів, що відпрацювали, витрачається лише частка ходу поршня, коло н. м. т. При цьому гази що відпрацювали виводяться із циліндра стиснутим в автономному компресорі повітрям.

Сукупність послідовних процесів які періодично повторюються й супроводжуються зміною тиску p , температури T і об'єму V , що характеризують стан робочого тіла, 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, змащення, запалювання—у двигунах з примусовим запаленням заряду, пуску) і механізмів (кривошипно-шатунним та газорозподільним) .

1.2. Короткий історичний огляд розвитку ДВЗ

ДВЗ з'явилися у другій половині XIX століття. Перший ДВЗ, що працював на світильному газі, було побудовано 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 застосовувався попередній стиск заряду, тому коефіцієнт корисної дії не перевищував переваги п'яти процентів. Однак істотні переваги ДВЗ над паровою машиною забезпечили його швидке удосконалення й розповсюдження.

В удосконаленні двигуна Ленуара найбільшого успіху І здобули німецький комерсант М Отто разом з французьким інженером Є. Лангеном. Соме вони у 1876 році вперше в двигунах реалізували принцип попереднього стиску суміші, який запропонував у 1862 році французький інженер А. Бо-де-Роша. Показники газового двигуна після цього значно поліпилися

Крім світильного газу, як паливо в двигунах поступово почали застосовувати доменні, природні, й побіжні нафтові гази, а в кінці XIX 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 саморушні екіпажі з ДВЗ, які згодом дістали назву автомобілів.

Бажання підвищити економічність ДВЗ привело до створення двигуна з запалюванням від стиску, патент на принцип дії якого у 1892 році одержав німецький інженер Р. Дізель. Він вважав, що двигун повинен працювати за термодинамічним циклом Карно із запалюванням від стиску: паливо—кам'яновугільний пил. Двигун у такому вигляді виявився непрацездатним. Тільки в 1897—1899 рр. було здобуто припустиму конструкцію двигуна, що працював на газі, який вприскувався в циліндр стиснутим у компресорі повітрям. Звідси назва—компресорний дизель.

Важливою передумовою до швидкого розвитку двигунобудування в Росії були значні поклади нафти. Вчені інженери, механіки відмовились від сліпого наслідування зарубіжних винахідників. Так, перший бензиновий двигун, який максимально задовольняв на той час вимогам

Щодо потужності й масогабаритних показників відносно транспортного двигуна, в 1878 році конструював, а в 1885 році побудував для дирижабля морський офіцер Г. С. Костович. Перший у світі безкомпресорний дизель тобто дизель, в якому паливо вприскувалось у циліндр без допомоги повітряного комп-

ресора, було збудовано в 1901 році на заводі Л. Нобеля («Російський дизель») в Петербурзі, за проектом інженера Г. В. Трінклера; перший тепловоз з ДВЗ розробив у 1913 році проф. О. М. 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. Стечіним, проф. М. М. Глаголевім та іншими.

В Україні зараз створюється національна автомобільна промисловість, а значить, і автомобільне двигунобудування.

На заводах, у спеціальних науково-дослідних інститутах, в конструкторських бюро, на спеціальних кафедрах вищих навчальних закладів ведуться активні роботи по дослідженню робочих циклів, удосконаленню існуючих та створенню нових конструкцій автомобільних двигунів та їхніх агрегатів.

Особлива увага приділяється розширенню виробництва автомобільних дизелів, оскільки в експлуатаційних умовах автомобілі з дизелями витрачають палива на 25...30 % менше, ніж з бензиновими двигунами.

1.3. Класифікація автомобільних ДВЗ

Двигуни, які застосовуються або можуть знайти застосування на автомобільному транспорті, можна класифікувати за рядом ознак.

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

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

3. За видом палива що використовується: легкого (бензин, лігроїн, гас, бензол, спирт); важкого (дизельне паливо, солярове масло, газойль, мазут); газового (природний газ, нафтові гази—пропан і бутан, доменний газ, генераторний газ та ін.); змішаного (бензогазові суміші, суміші рідкого і газового палива — в газодизелях).

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 особливостями розташування циліндрів: рядні (з верти кальним, горизонтальним, похилим і опозитним розміщенням), V-подібні.

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

Класифікація 2—8 відноситься лише до поршневих ДВЗ.

На сучасних вітчизняних автомобілях переважно застосовуються чотири-тактні 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 і У-подібні з рідинним і повітряним охолодженням. Обмежено застосовуються електричні двигуни, які працюють від акумуляторних батарей. Найбільш перспективними автомобільними ДВЗ на період до 2000 року вважаються газові двигуни з вприскуванням легкого палива та комбіновані дизелі з газотурбінним наддувом. У найближчій перспективі можливе застосування також газотурбінних двигунів, у більш віддаленій — двигунів з зовнішнім підводом теплоти (двигунів Стірлінга).

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 ряду досліджень, до 95 % часу автомобіль працює на швидкостях і потужностях, які складають менш ніж 50 % від номінальних значень. При цьому спостерігається часта і різка зміна режимів їх роботи і тривала робота на перехідних режимах. Лише на міжміських трасах до 90 % часу автомобілі працюють на швидкостях і потужностях, близьких до номінальних при значній стабільності режимів роботи [1—3].

Таким чином, для значної частини автомобільних двигунів у процесі експлуатації характерні: часті й різкі зміни режимів роботи; тривала робота на перехідних (несталих) режимах; робота при малих навантаженнях і низьких частотах обертання колінчастого вала.

З цього витікає, що встановлення переважних режимів роботи автомобільних ДВЗ конкретного призначення є важливим завданням, при рішенні якого виявляється можливість не тільки надійної оцінки 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 несталих режимах розроблена недостатньо, в підручнику основи теорії робочого циклу автомобільних ДВЗ будуть викладені стосовно номінального режиму, а особливості роботи на ненормальних режимах будуть проаналізовані в розділі «Режими роботи і характеристики автомобільних двигунів».

1.5. Основні напрямки подальшого розвитку автомобільних ДВЗ

Автомобільна промисловість у країні — одна з галузей народного господарства, що розвиваються інтенсивно. Незважаючи на те що зараз більше ніж 80 % вантажу й 85 % пасажирів перевозяться автомобільним транспортом, потреби в ньому безперервно зростають.

Особливо інтенсивно автомобілебудування і автомобільний транспорт у

країнах СНГ розвивалися в останні роки. За цей період значно зросли основні фонди автомобільної промисловості і транспорту, побудовані нові потужні сучасні підприємства, стала досконалішою технічна база. Багато заводів, автопідприємств та автогосподарств зазнали модернізації і реконструкції; на більш високий рівень піднялась технологія і організація виробництва, ремонту та обслуговування автомобілів, а отже, і автомобільних двигунів.

Ще значніші і відповідальніші завдання перед автомобільними промисловістю і транспортом, а отже, і перед автомобільним двигунобудуванням поставлені на подальший період. Розвиток автомобільних ДВЗ відбуватиметься у таких напрямках: підвищення паливної економічності; зниження токсичності й шумності; підвищення потужності одиночних агрегатів при зниженні їх металомісткості, зменшенні маси, габаритних розмірів; підвищення надійності роботи й ресурсу; поліпшення зручності обслуговування і ремонту в експлуатації; використання альтернативних видів палива, насамперед стиснутого природного й зрідженого нафтового газів; широке застосування на автомобілях електроніки й мікропроцесорної техніки.

Лекція 2. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ЦИКЛИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ (1год)

2.1. Загальні відомості про цикли

В основі роботи ДВЗ лежать кругові термодинамічні процеси перетворення теплоти в механічну роботу, які називаються циклами. Згідно з другим законом 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 і 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 миттєво; теплоємність і хімічний склад робочого тіла в циклі сталі; процеси стиску і розширення відбуваються адіабатне, тобто без теплообміну з 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 надпоршневого простору; T —температура газу; s —ентропія. Розглянемо термодинамічні цикли в координатах p — V .

2.2. Види термодинамічних циклів поршневих двигунів

Термодинамічні цикли ДВЗ можна поділити на дві групи: цикли з неповним та з повним розширенням робочого тіла. Поршневі двигуни без наддуву працюють за циклами з неповним розширенням робочого тіла. Ці цикли поділяються на три види у залежності від способів підведення теплоти: 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 вприскування палива в циліндр здійснюється за допомогою стиснутого повітря (рис. 2.1, б); та 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

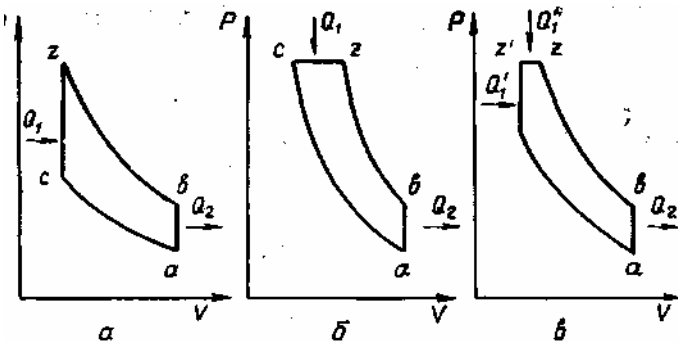


Рис. 2.1. Термодинамічні цикли з неповним розширенням робочого тіла

циклу; $a - c$ - адіабатний стиск; $c - z$ - підведення теплоти; $z - б$ - адіабатне розширення; $б - a$ - відведення теплоти; Q_1 - кількість підведеної теплоти; Q_2 - кількість відведеної теплоти. У циклі зі змішаним підведенням теплоти $Q_1 = Q_1' + Q_1''$.

2.3. Показники термодинамічних циклів

Розглянемо їх на прикладі циклу із змішаним підведенням теплоти (рис. 2.2).

Термодинамічні цикли поршневих ДВЗ характеризуються рядом параметрів, а саме: ступенем стиску ступенем попереднього розширення

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

ступенем подальшого розширення

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

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

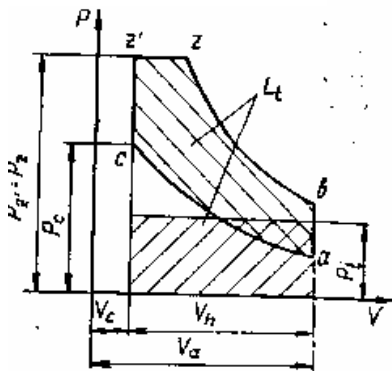


Рис. 2.2. Цикл із змішаним підведенням теплоти ступенем підвищення тиску під час згоряння

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. 2.2). 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 . Звідси витікає, що 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 неоднаковими 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

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

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

цикл з підводом теплоти при $p = \text{const}$ ($\lambda = 1$)

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

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \frac{\epsilon^k}{\epsilon-1} \eta_t (\lambda - 1). \quad (2.6)$$

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

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

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

З рівнянь (2.3), (2.5), (2.7) видно, що у всіх трьох циклах термічний ККД залежить від ступеню стиску ϵ і показника адиабати k . Чим більші є 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 призводить до зросту 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. 2.3). Ріст ϵ іде досить швидко до значень ступеня стиску $\epsilon = 33 \dots 14$, далі збільшення недоцільне, бо

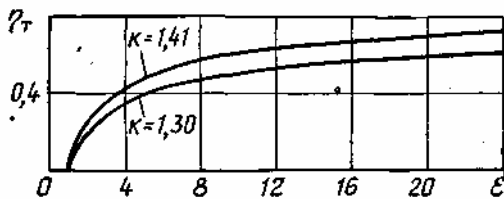


Рис. 2.3. Залежність термічного ККД від ступеня стиску у циклі з підведенням теплоти при $V = \text{const}$

в реальних ДВЗ це приводить до значного зростання максимального тиску згоряння і збільшення втрат на тертя, які перекривають приріст термічного ККД. Але в дизелях застосовуються і більш високі значення $\epsilon = 14 \dots 23$, 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 $\epsilon = 7 \dots 9$. Дальшому підвищенню ϵ перешкоджає виникнення детонації.

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

Що до показника адіабати k , то він залежить від кількості атомів, які містяться в молях газу. Для двохатомних газів, які в основному містяться в повітрі, $k = 1,4$; для трьохатомних газів, що становлять основну частину продуктів згоряння, $k = 1,33$. Тому працювати на бідних сумішах з великим змістом 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 порівнювати цикли поршневих ДВЗ не при однакових ϵ , а при однакових максимальних тисках і температурах (рис. 2.4), оскільки саме ці умови визначають міцність і надійність ДВЗ при експлуатації. Згідно з наведеними на рис. 2.4 графіками при однакових тисках і температурах найбільший ступінь стиску в циклі з підведенням 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 $V = \text{const}$ — найменший. Змішаний цикл займає проміжне місце.

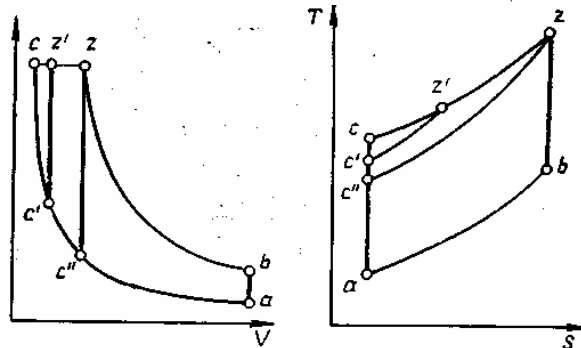


Рис. 2.4. Порівняння трьох циклів при однакових максимальних тисках і температурах у координатах $p-V$ і $T-s$ — const теж буде більший, а для циклу при $V = \text{const}$ — найменший. Змішаний цикл займає проміжне місце.

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 стиску 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 p , а у змішаному циклі це залежить від відношення між λ і p . Він збільшується, якщо λ росте і відповідно знижується p , тому що при цьому підвищується η_t .

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

2.4. Термодинамічні цикли поршневих ДВЗ з наддувом

В ДВЗ з газотурбінним наддувом застосовують цикли з продовженим розширенням 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 сталим об'ємом, або цикл з підведенням теплоти за сталим тиском. У першому випадку використовують імпульсну газову турбіну, у яку відпрацювавши 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. 2.5, о): $s \rightarrow a$ —адіабатний стиск у компресорі; $a \rightarrow c$ —адіабатний стиск у циліндрі ДВЗ; $c \rightarrow z' \rightarrow z$ —змішане підведення теплоти; $z \rightarrow b$ —адіабатне розширення газів у циліндрі ДВЗ; $b \rightarrow f$ —продовження розширення газів у випускному трубопроводі й газовій турбіні; $f \rightarrow s$ —відведення теплоти при $p = \text{const}$.

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

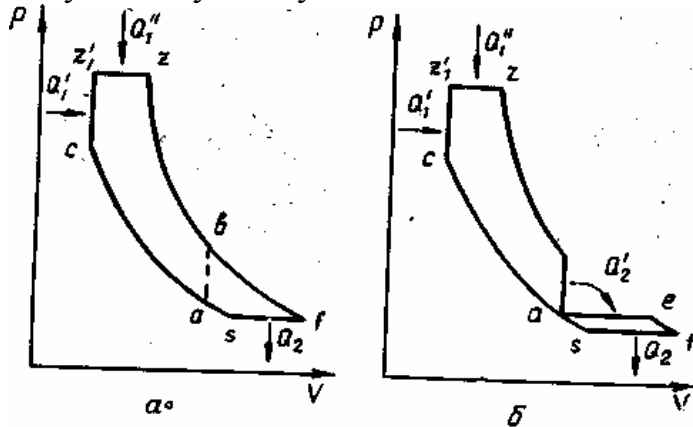


Рис. 2.5. Термодинамічні цикли ДВЗ з газотурбінним наддувом

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

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

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 $p = 1$ і

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

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

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

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

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(\varepsilon \varepsilon_k)^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k (\rho - 1)} \quad (2.13)$$

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

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

З рівнянь (2.12)—(2.14) і (2.9)—(2.11) видно, що η_t в циклах з наддувом із застосуванням турбіни сталою 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 $\epsilon=14\dots18$ (дизелі з імпульсною турбіною) термічний ККД підвищується на 5...6 %, а при $\epsilon=5\dots7$ (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 продовжене 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.

Лекція 3. РОБОЧІ ТІЛА В ДВЗ, ЇХ ВЛАСТИВОСТІ ТА РЕАКЦІЇ ЗГОРЯННЯ (1 год)

3.1. Робочі тіла в ДВЗ

Робочими тілами в ДВЗ називаються речовини, за допомогою яких тепло, 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 на такті впуску є суміш повітря і палива—горюча суміш; на такті стиску—горюча суміш і залишкові гази—робоча суміш; при робочому ході і випуску—продукти згоряння. В дизелі робочим тілом у такті впуску є повітря; в такті стиску—суміш повітря з залишковими газами—робоча суміш; при робочому ході і випуску—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 важливих показників рідких палив 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 вприснутого 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.

До складу рідкого палива входять вуглець С, водень Н, кисень О, 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:

$$g_C + g_H + g_O = 1 \text{ кг} \quad (3-1)$$

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

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

Найвища теплота згоряння H_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 надлишку 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 недостатчу кисню (повітря), кДж/кг.

Таке згоряння відбувається в циліндрах ДВЗ при $a < 1$.

Для бензину середнього складу

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

У табл. 3.1 наведено елементарний склад та інші характеристики бензину і дизельного палива.

3.1. Склад і характеристики бензину і дизельного палива

Параметри	Паливо	
	Бензин	Дизельне
Елементарний склад за масою, кг: С		
С	0,855	0,870
Н	0,145	0,126
О	-	0,004
Молярна маса $m_{\text{нал}}$, кг/кмоль	110...120	180...200
Найнижча теплота згоряння палива H_u , кДж/кг	44000	42500
Теплота згоряння паливоповітряної суміші $H_{\text{сум}}$ при $a = 1,0$, кДж/кмоль	86000	83900
(кДж/кг)	(3800)	(3660)
Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг палива:		
l_o , кг/кг	14,96	14,45

La , кмоль/кг	0,516	0,496
Кількість продуктів згоряння M_2 при $a = (\text{кмоль } M_2) / \text{кг пал.}$	0,548	0,527

Примітка. $H_{\text{сум}} = \frac{H_u}{M_1}$, де M_1 –

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 $7Y..7V$

Позначимо: c_{vm} —середня молярна теплоємність при сталому об'ємі, кДж/(кмоль К); c_{pm} —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. 3.2, для двох інтервалів температур: $0...1500^\circ\text{C}$ і $1501...2800^\circ\text{C}$.

3.2. Залежності теплоємності повітря і газів від температури

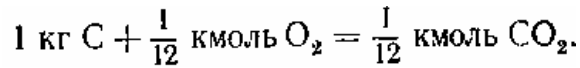
Газ	Рівняння для температур	
	$t = 0 \dots 1500^\circ\text{C}$	$t = 1501 \dots 2800^\circ\text{C}$
Повітря	$20,733+0,002554t$	$22,709+0,001298t$
Кисень O_2	$21,093+0,003391t$	$23,664+0,001591t$
Азот N_2	$20,637+0,002554t$	$22,374+0,001340t$
Окис вуглецю CO	$20,783+0,006377t$	$22,759+0,001424t$
Вуглекислий 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	$24,953+0,005359t$	$26,670+0,004438t$

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, експлуатаційних матеріалів.

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 .

Для 1 кг вуглецю -



Для g_c кг вуглецю, що міститься в 1 кг палива:

$$g_c \text{ кг С} + \frac{g_c}{12} \text{ кмоль О}_2 = \frac{g_c}{12} \text{ кмоль СО}_2. \quad (3.6)$$

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 вуглекислого газу.

Реакція неповного згоряння вуглецю (при недостатці кисню) має вигляд



Міркуючи, як зазначено вище, дістаємо

$$g_c \text{ кг С} + \frac{g_c}{24} \text{ кмоль О}_2 = \frac{g_c}{12} \text{ кмоль СО}. \quad (3.8)$$

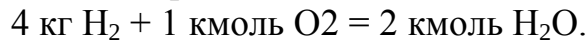
Реакцію згоряння водню запишемо таким чином:



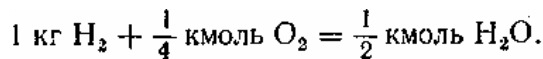
Наведемо це рівняння в кіломолях:



Виразимо водень в кілограмах:



Для 1 кг водню



Для g_H кг водню, що міститься в 1 кг палива:

$$g_H \text{ кг Н}_2 + \frac{g_H}{4} \text{ кмоль О}_2 = \frac{g_H}{2} \text{ кмоль Н}_2\text{О}. \quad (3.10)$$

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 О_2 , який візьме участь у згорянні. З урахуванням цього кількість кисню (у кіломолях), яка необхідна для повного згоряння 1 кг палива:

$$L_{\text{кисн}} = \frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32}, \quad (3.11)$$

де $g_O/32$ — 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

$$L_0 = \frac{L_{\text{кисн}}}{0,21} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right). \quad (3.12)$$

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

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

де $m_{\text{пов}}$ — молярна маса повітря, кг/кмоль, $m_{\text{пов}} = 28,95$.

Коефіцієнт надлишку 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 надлишку 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 згорання палива. Таку паливо-повітряну суміш називають бідною. Якщо $\alpha = 1$, склад суміші називають стехіометричним. Коли $\alpha < 1$, суміш називають багатою.

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

Значення α при повній потужності: бензинові ДВЗ з іскровим запалюванням $\alpha = 0,85 \dots 0,95$; дизелі $\alpha = 1,2 \dots 1,7$; газові ДВЗ $\alpha = 1,1 \dots 1,3$.

Кількість свіжого заряду і продуктів згорання. 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

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

де $m_{\text{пал}}$ —середня молярна маса палива;

$m_{\text{пал}} / 1$ - кількість кіломолів пари в 1 кг палива.

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

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

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

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{O}_2}. \quad (3.17)$$

З рівнянь (3.6), (3.10) дістаємо

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{g_{\text{C}}}{12}; \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{g_{\text{H}}}{2}.$$

Кількість азоту й кисню відповідно дорівнює

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha L_0;$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_0.$$

Підставивши ці залежності в рівняння (3.17), дістаємо

$$\begin{aligned} M_2 &= \frac{g_{\text{C}}}{12} + \frac{g_{\text{H}}}{2} + 0,79 \alpha L_0 + 0,21 (\alpha - 1) L_0 = \\ &= \frac{g_{\text{C}}}{12} + \frac{g_{\text{H}}}{2} + (\alpha - 0,21) L_0. \end{aligned} \quad (3.18)$$

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

$$M_2 = \frac{g_{\text{H}}}{4} + \frac{g_{\text{O}}}{32} + \alpha L_0. \quad (3.19)$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2}. \quad (3.20)$$

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

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{g_{\text{C}}}{12} (1 - \varphi); \quad M_{\text{CO}} = \frac{g_{\text{C}}}{12} \varphi; \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{g_{\text{H}}}{2}.$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 0,79\alpha L_0.$$

Підставивши ці залежності в рівняння (3.20), одержуємо

$$\begin{aligned} M_2 &= \frac{g_{\text{C}}}{12} (1 - \varphi) + \frac{g_{\text{C}}}{12} \varphi + \frac{g_{\text{H}}}{2} + 0,79\alpha L_0 = \\ &= \frac{g_{\text{C}}}{12} + \frac{g_{\text{H}}}{2} + 0,79\alpha L_0. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Змінювання об'єму при згорянні. Під час згоряння змінюється кількість кіломолів у продуктах згоряння порівняно з кількістю кіломолів 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

$$\Delta M = \frac{g_{\text{H}}}{4} + \frac{g_{\text{O}}}{32} - \frac{1}{m_{\text{пал}}}; \quad (3.23)$$

при неповному згорянні

$$\Delta M = \frac{g_{\text{C}}}{12} + \frac{g_{\text{H}}}{2} - 0,21\alpha L_0 - \frac{1}{m_{\text{пал}}}; \quad (3.24)$$

в дизелях

$$\Delta M = \frac{g_{\text{H}}}{4} + \frac{g_{\text{O}}}{32}; \quad (3.25)$$

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

$$\gamma = M_r / M_1 \quad (3.28)$$

З урахуванням цього коефіцієнта

$$\mu = (\mu_0 + \gamma) / (1 + \gamma) \quad (3.29)$$

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

3.3.2. Двигуни, 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.

Для згоряння n кіломолей вуглецю C потрібно n кіломолей кисню O_2 . Внаслідок цього утворюється n кіломолей CO_2 . Для згоряння $m/2$ кіломолей H_2 потрібно $m/4$ кіломолей O_2 . Внаслідок цього утворюється $t/2$ кіломолей H_2O . З урахуванням кисню O_2 , що міститься в даному газі, реакція згоряння компонента газового палива виразиться рівнянням

$$1 \text{ кмоль } C_nH_mO_r + \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}\right) \text{ кмоль } O_2 = \\ \Rightarrow n \text{ кмоль } CO_2 + \frac{m}{2} \text{ кмоль } H_2O. \quad (3.30)$$

Кількість повітря, теоретично необхідного для повного згоряння 1 кіломоля газового палива обчислюється (у кіломолях) з рівняння (3.30)

$$L^r_o = (1/0,21) \sum (n + (m/4) - (r/2)) MC_nH_mO_r \quad (3.31)$$

Газові двигуни з іскровим запалюванням.

Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_r = \frac{V_{\text{пов}}}{V_r L^r_o} \quad (3.32)$$

де $V_{\text{пов}}$ — дійсна кількість повітря, що надійшла у двигун, $\text{м}^3/\text{год}$; V_r — витрата газу, $\text{м}^3/\text{год}$; L^r_o — теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 м^3 газу, м^3 .

Кількість свіжого заряду для стиснутих газових палив (у кіломолях, віднесених до кіломолей газового палива). Горюча суміш складається з 1 кіломоля газу і aL^r_o кіломолей повітря:

$$M_1 = 1 + aL^r_o \quad (3.33)$$

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. 3.4.

3.4. 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 газових палив (у кіломолях, віднесених до кіломоля газопалива)

$$M_1 = M_{C_3H_8} + M_{C_4H_{10}} + M_{C_2H_6} + \alpha L_o^r, \quad (3.34)$$

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))

$$\mu c'_{vm} = \frac{1}{M_1} (M_{C_3H_8} \mu c_{vmC_3H_8} + M_{C_4H_{10}} \mu c_{vmC_4H_{10}} + M_{C_2H_6} \mu c_{vmC_2H_6} + \alpha_r L_o^r \mu c_{vmпов}). \quad (3.35)$$

Формули для розрахунку середніх молярних теплоємностей газів-компонентів, що входять до рівняння (3.35), наведено в табл. 3.2, 3.5.

До складу природного паливного газу входить в основному метан CH_4 (85...99 %) з невеликими домішками етану (до 4%), пропану (до 1,5%), бутану (до 1 %), а також негорючих газів N_2 (4...7 %) і CO_2 (до 1 %). Для розрахунків можна приймати елементарний склад (табл. 3.4).

3.5. Залежності молярних теплоємностей газів від температури

Газ	? c_{vm} , кДж/(кмоль К), в інтервалі температур $t = 0...1200$ °С
Етан C_2H_6	$41,246 + 0,007964t$
Пропан C_3H_8	$60,043 + 113828t$
Бутан C_4H_{10}	$67,000 + 0,119200t$
Метан CH_4	$26,314 + 0,02600t$

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

$$M_1 = M_{CH_4} + M_{CO_2} + M_{N_2} + \alpha_r L_o^r \quad (3.36)$$

де $M_{CH_4} = 0,95$; $M_{CO_2} = 0,01$; $M_{N_2} = 0,04$.

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

$$\mu c'_v = \frac{1}{M_1} (M_{CH_4} \mu c_{vmCH_4} + M_{CO_2} \mu c_{vmCO_2} + M_{N_2} \mu c_{vmN_2} + \alpha_r L_o^r \mu c_{vmпов}). \quad (3.37)$$

Формули для розрахунку середніх молярних теплоємностей газів-компонентів, що входять до рівняння (3.37), подано в табл. 3.2, 3.5.

Склад і кількість продуктів згоряння. У продуктах повного згоряння газопалива містяться вуглекислий газ CO_2 водяна пара H_2O , кисень O_2 і азот N_2 .

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

$$M_{CO_2} = \sum n M_{C_nH_mO_r}; \quad M_{H_2O} = \sum (m/2) M_{C_nH_mO_r}$$

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

$$M_{O_2} = 0,21 (\alpha_r - 1) L_o^r; \quad M_{N_2} = 0,79 \alpha_r L_o^r + M'_{N_2},$$

де M'_{N_2} — кількість N_2 , що міститься в газопаливі.

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

$$M_2 = \sum \left(n + \frac{m}{2} \right) M_{C_n H_m O_r} + M'_{N_2} + (\alpha_r - 0,21) L_0^r. \quad (3.38)$$

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

Газодизелі

Коефіцієнти надлишку повітря. У газодизелях розглядаються два коефіцієнти надлишку повітря: в газоповітряній суміші в процесі стиску α_r (див. 3.32)), і в суміші повітря, газу і рідкого палива в процесі згоряння α_{rp} :

$$\alpha_{rp} = \frac{V_{\text{пов}}}{V_r L_0^r + 22,4 G_{\text{пал}} L_0} \approx \frac{\alpha_r}{1 + 22,4 L_0 / V_r L_0^r}, \quad (3.39)$$

де $V_{\text{пов}}$, V_r , V_0^r 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 10 з мольних (кмоль/кг) у об'ємні ($\text{м}^3/\text{кг}$) 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:

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

де H_u , Q_u — найнижча теплота згоряння 1 кг рідкого і 1 м^3 газового палива, відповідно кДж/кг і кДж/ м^3 . З рівняння (3.40) дістаємо (у кг/год):

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

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

$$\alpha_{rp} = \frac{\alpha_r}{1 + \frac{22,4 Q_u L_0}{H_u L_0^r} \frac{q}{1 - q}}. \quad (3.42)$$

Значення H_u , Q_u наведені в табл. 3.1, 3.3. Газодизелі працюють на природному газі на номінальній потужності і в межах зовнішньої швидкісної характеристики при $\alpha_{rp}=1,6\dots2,0$. Розраховуючи згоряння в газодизелі, треба враховувати згоряння газового і рідкого палива, обчислюючи L_0^r , L_0 за формулами (3.31), (3.12).

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

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

Підставивши рівняння (3.41) в рівняння (3.43), дістанемо

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

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

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

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

$$M_t = \alpha_r L_0^r + l. \quad (3.46)$$

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

$$M_1 = \alpha_r L_0^r + M_{\text{CH}_4} + M_{\text{CO}_2} + M_{\text{N}_2}. \quad (3.47)$$

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

$$\mu c'_V = \frac{1}{M_1} (M_{\text{CH}_4} \mu c'_{V_{\text{CH}_4}} + M_{\text{CO}_2} \mu c'_{V_{\text{CO}_2}} + M_{\text{N}_2} \mu c'_{V_{\text{N}_2}} + \alpha_r L_0^r \mu c'_{V_{\text{повітря}}}). \quad (3.48)$$

Рівняння для розрахунку середніх молярних теплоємностей газів-компонентів, що входять до рівняння (3.48), подано в табл. 3.2, 3.5.

У продуктах згоряння газодизеля містяться CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 .

Кількість продуктів згоряння суміші газового і рідкого палив, одержана з рівнянь (3.18), (3.38) з урахуванням рівняння (3.43):

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} \quad (3.49)$$

де M_{CO_2} , $M_{\text{H}_2\text{O}}$, M_{O_2} , M_{N_2} - складові рівняння записані у кіломолях відповідного компонента продуктів згоряння, віднесених до кіломоля газового палива з домішкою рідкого палива:

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= \sum n M_{\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r} + g_{\text{пал}} \frac{g_{\text{C}}}{12}; \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= \sum \frac{m}{2} M_{\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r} + g_{\text{пал}} \frac{g_{\text{H}}}{2}; \\ M_{\text{O}_2} &= 0,21 (\alpha_r - 1) L_0^r - 0,21 g_{\text{пал}} L_0; \\ M_{\text{N}_2} &= 0,79 \alpha_r L_0^r + M_{\text{N}_2}. \end{aligned}$$

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

Лекція 4 ДІЙСНІ ЦИКЛИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ (2год)

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; стиск і розширення відбуваються політропно, тобто при наявності теплообміну із зовнішнім середовищем; під час розширення догорає 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 — ϕ , 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, m . Такий цикл називається розрахунковим. У ньому не враховується вплив випередження і запізнення відкриття і закриття впускних і випускних клапанів, випередження 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. На ділянці 1— r —4— a —2 впускається свіжий заряд. У бензинових карбюраторних і газових ДВЗ і в ДВЗ з вприскуванням легкого палива у впускний колектор в циліндри двигуна надходить суміш повітря з паром палива або газом —горюча суміш. У циліндрах до неї домішуються

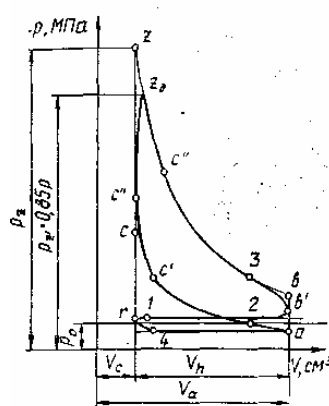


Рис. 4.1. Індикаторна діаграма дійсного циклу чотиритактного бензинового ДВЗ з іскровим запалюванням

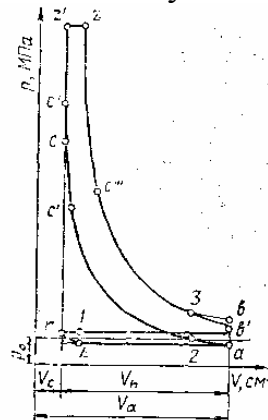


Рис. 4.2. Індикаторна діаграма дійсного циклу чотиритактного дизеля без наддування

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'' .

На діаграмі циклу, одержаній розрахунком, процес згоряння зображується ділянкою $c-c''-z$ з найбільшим значенням тиску газів у циклі p_z . 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''' ; об'єм надпоршневого простору істотно збільшується. Фактичний максимальний тиск при згорянні приймається рівним

$$p = 0,85p_z \quad (4.1)$$

На ділянці $z_{\delta} - c'''-3-b'$ відбувається розширення продуктів згоряння; на ділянці $z_{\delta}-c'''-3$ воно політропне. Після початку відкривання випускного клапана (точка 3) тиск в циліндрі швидко спадає. На ділянці $3-b'-1-r-4$ випускаються відпрацювавши гази. Процеси впуску свіжою заряду і випуску відпрацювавших газів називаються процесами газообміну.

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

У циліндри 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, впорснуте через форсунку. У цей час температура повітря у циліндрі на $150...250^{\circ}$ вища від температури самозаймання палива. На індикаторній діаграмі можна виділити такі характерні ділянки: $1-r-4-a-2$ —впуск повітря; $a-2-c'$ — політропний стиск робочої суміші; $c'-p-c''-z'-z-c'''$ — 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 відпрацювавших 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 розрахункового циклу проводять вертикально, а лінію $z'-z$ на ділянці підведення теплоти при $p=\text{const}$ — горизонтально. На індикаторній діаграмі ділянку $c''-z'-z-c'''$ скругляють ($c''-z_{\delta}-c'''$). 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 формою—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 відпрацювавших газів, що його створює турбіна.

На ділянку газообміну (процеси впуску і випуску) великий вплив має тиск $p_{\text{вун}}$ у випускній системі. На рис. 4.3 показано діаграми газообміну чотиритактного дизеля з наддувом.

тактних 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 $p_{\text{вип}}$

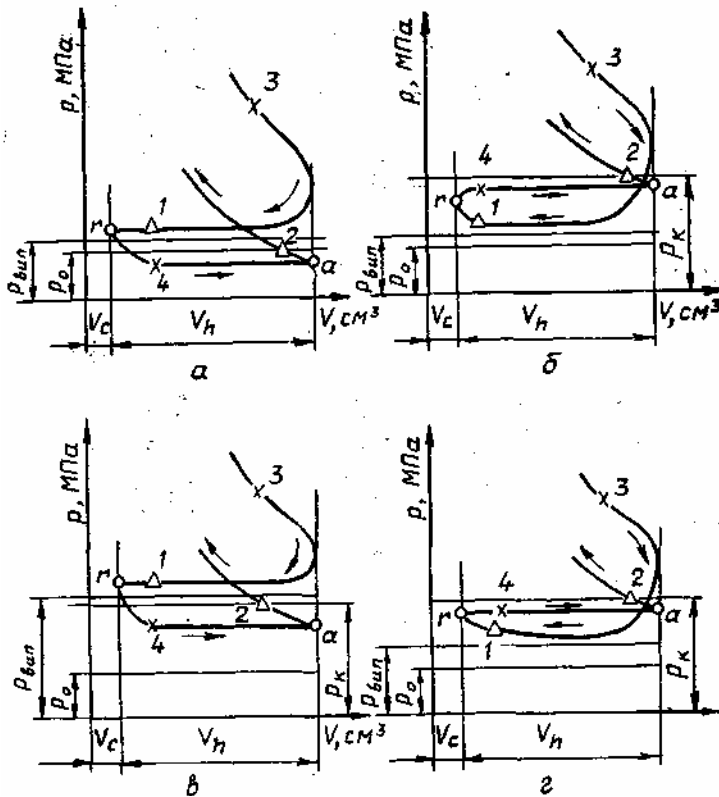


Рис. 4.3. Діаграми газообміну чотиритактних ДВЗ:

а—без наддування; б—з наддувом від приводного нагнітача; в—з газотурбінним наддувом при $p_k < p_{\text{вип}}$; г—з газотурбінним наддувом при $p_k > p_{\text{вип}}$

такий самий як у ДВЗ без наддуву. Тому тиск на лінії впуску $r-a$ 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.

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). Впускний клапан починає відкриватися,

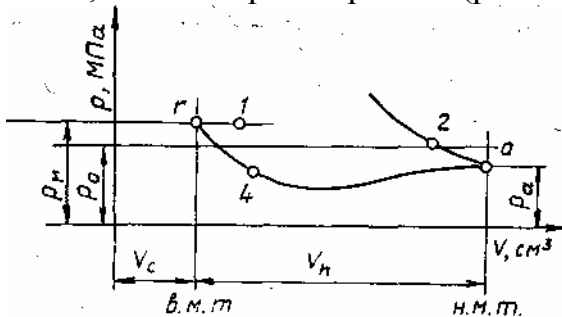


Рис. 4.4. Процес впуску в чотиритактному ДВЗ

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 спрацьованих газів через випускний клапан вони виявляють ежектуючу дію, внаслідок якої під випускним клапаном утворюється розрідження і свіжий заряд починає надходити одночасно з видаленням спрацьованих газів. Закривається випускний 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.

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 η .

Коефіцієнтом наповнення η_v оцінюється досконалість процесу впуску. Він дорівнює відношенню кількості $M_{c,z}$ (у кіломолях) або маси $G_{c,z}$ (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 U_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:

$$\eta_v = \frac{M_{c,z}}{M_h} = \frac{G_{c,z}}{G_h} = \frac{G_{c,z}}{V_h \rho_0}, \quad (4.2)$$

де $G_{c,z}$ —кількість свіжого заряду, визначена при густині ρ_0 ;

ρ_0 — густина свіжого заряду, кг/м³,

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R_{пов} T_0}$$

$R_{пов} = 286$ Дж/(кг·К) —газова стала повітря;

$$M_h = \frac{p_0 V_c}{R T_0}.$$

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.

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

$$P_a = P_0 - \Delta P_a. \quad (4.4)$$

Значення ΔP_a може бути визначено з рівняння Бернуллі:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \frac{w_{кл}^2}{2} \rho_0, \quad (4.5)$$

де β коефіцієнт згасання швидкості свіжого заряду в розглядуваному перерізі;

ξ - коефіцієнт гідравлічного опору впускної системи, віднесений до найву-

жчого її перерізу;

$\omega_{\text{кл}}$ — середня швидкість руху заряду в прохідному перерізі клапана,
 $\omega_{\text{кл}} = 50 \dots 130$ м/с.

Для сучасних автомобільних ДВЗ

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

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

Підігрів свіжого заряду ΔT . Свіжий заряд під час руху по впускній системі 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 згоряння, 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)

$$M_{z, r} = \frac{p_r V_c}{R T_r} \quad (4.7)$$

де R — універсальна газова стала.

Температура залишкових газів T_r залежить від складу суміші, оцінюємого по a ; ступеня розширення продуктів згоряння на такті розширення, тепловіддачі при згорянні і розширенні, розмірів циліндра, інтенсивності охолодження тощо. Чим більший вплив цих факторів, тим V менша.

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

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

Для оцінки кількості залишкових газів в циліндрі в в.м.т. застосовується введений раніше (рівняння (3.27)) узагальнений параметр — коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma = \frac{M_r}{M_1} \approx \frac{M_{z, r}}{M_{c, z}} \quad (4.8)$$

Після підстановки в залежність (4.8) значень $M_{z, r}$, $M_{c, z}$ з рівнянь (4.2),

(4.7) і нескладних перетворень одержуємо слідуючий вираз для γ :

$$\gamma = \frac{1}{(\epsilon - 1) \eta_V} \frac{p_r T_0}{r_0 T_r}. \quad (4.9)$$

Аналіз рівняння (4.9) свідчить, ще 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 сталому 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 відпрацюючими газами не приймається до уваги.

Тоді рівняння балансу теплоти в процесі впуску матиме вигляд

$$(M_{c.z} + M_{z.r}) c_{pm} T_a = M_{c.z} (T_0 + \Delta T) + M_{z.r} T_r, \quad (4.10)$$

де c_{pm} , $\mu c'_{pm}$, c''_{pm} — середні молярні теплоємності робочої суміші, свіжого заряду і залишкових газів.

Після ділення рівняння на $M_{z.r}$ і нескладних перетворень маємо

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}. \quad (4.11)$$

В залежності (4.11) 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

$$M_{c.z} + M_{z.r} = \frac{p_a V_a}{R T_a},$$

або

$$M_{c.z} (1 + \gamma) = \frac{p_a V_a}{R T_a}.$$

Тоді

$$\eta_V = \frac{M_{c.z}}{M_h} = \frac{p_a V_a}{R T_a} \frac{R T_0}{h} \frac{1}{1 + \gamma}.$$

З урахуванням рівняння (4.11) і приймаючи до уваги, що

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

після нескладних перетворень маємо

$$\eta_V = \frac{\epsilon}{p_0 (\epsilon - 1)} \frac{p_r T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma T_r}. \quad (4.12)$$

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 v . Тому

$$\eta_V = \frac{G_{с.з. (p_k)}}{G_{h. (p_k)}} = \frac{G_{с.з. p_k}}{V_h \rho_k},$$

де $G_{с.з.(p_k)}$, $G_{(p_k)}$ — 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 (4.3), (4.4), (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 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 , 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

$$\Delta T_{охол} = T_0 - T_{охол} = T_k(T_0 + \Delta T_0) \quad (4-13)$$

де $\Delta T_0 = (25 \dots 50)$ 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 модель 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].

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

4.1. Значення параметрів газообміну

Параметр	Чотиритактні двигуни		Дизелі	
	карбюра-	газові	чотиритакти і	двотактні з

	торні		без надду- ву	з надду- вом*	прямточним клапанно- цилинним продувом
Тиск кінця випуску p_z , МПа	0,102...0,120	0,102...0,120	0,105...0,125	(0,8...0,95) p_k	0,105...0,120
Температура кінця випуску T_z , К	900...1000	750...950	600...900	600...900	630...900
Коефіцієнт залишкових газів γ	0,06...0,08	0,06...0,08	0,03...0,06	0,03...0,06	0,04...0,10
Тиск кінця впуску p_a , МПа	0,08...0,09	0,08...0,09	0,08...0,09	(0,9...0,96) p_k	(0,85...1,05) p_k
Температура кінця впуску T_a , К	320...380	350...400	310...350	320...400	320...400
Підігрів заряду ΔT , К	0...25	0...20	20...40	0...10	5...10
Коефіцієнт наповнення η_v	0,75...0,8	0,75...0,8	0,8...0,9	0,8...0,95	0,75...0,85

* З тиском наддуву $p_k < 0,2$ 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 за лежності (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 $\epsilon/(\epsilon-1)$, 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_a , 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.

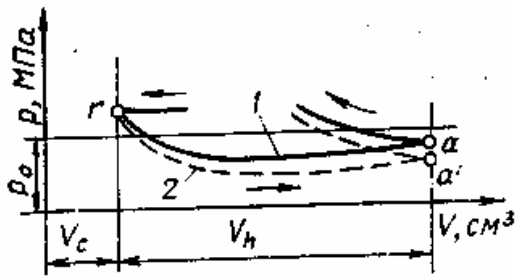


Рис. 4.5. Вплив ступеня відкриття дросельної заслінки на процес впуску в карбюраторних ДВЗ: 1—дросельна заслінка відкрита повністю; 2—дросельна заслінка прикрита

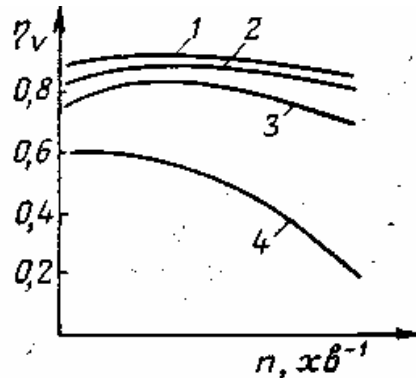


Рис. 4.6. Вплив частоти обертання n на коефіцієнт наповнення η_v : 1—дизель під час роботи на холостому ході; 2—дизель при повному навантаженні; 3—карбюраторний ДВЗ при повному навантаженні; 4—карбюраторний ДВЗ при прикритій дросельній заслінці

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 момент, що крутить.

Із зменшенням частоти обертання η_v знижується через витікання заряду наприкінці впуску назад у впускну систему на ділянці $a-2$ (рис. 4.4), погіршення сумішеутворення, 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. На холостому ході в дизелі η_v трохи більший (крива 1), ніж під навантаженням, оскільки зменшується підігрів свіжого заряду.

У карбюраторному ДВЗ при неповністю відкритій дросельній заслінці η_v із зростанням частоти обертання падає різкіше (крива 4) через збільшення гідравлічного опору впускної системи.

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: петльові (контурні) і прямоточні. При петльовій схемі відпрацювавши гази, які виходять із циліндра, приблизно описують в ньому петлю, а управління процесами впуску 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. Тому більш детально 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 площини прохідних перерізів продувочних вікон $S_{\text{п}} = f(\varphi)$ і переміщення випускних клапанів $h_{\text{кл}} = f(\varphi)$. 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 відпрацювавши гази (ділянка 3—к). 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 відпрацювавших газів після точки к 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 продувочні вікна закриваються у точці 2. Ділянка 2—4 називається дозарядкою. Під час продувки частина повітря, що поступає у циліндр, переміщуються з відпрацювавшими газами й виводиться разом з ними.

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 надлишку 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).

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

Істотне збільшення коефіцієнта корисної дії продувки (до значень $\varphi_s = 0,94...0,95$) при збільшенні коефіцієнта надлишку продувочного повітря φ_k для двигунів з

клапанно-щілинною продувкою спостерігається лише до значень $\phi_k = 1,5 \dots 1,7$ [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.

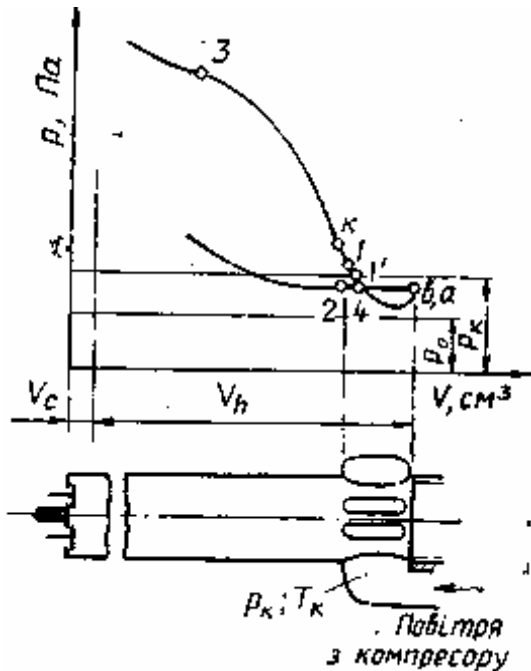


Рис. 4.7. Схема двотактного дизеля з прямоточною клапанно-щілинною продувкою і частина його індикаторної діаграми на ділянці газообміну

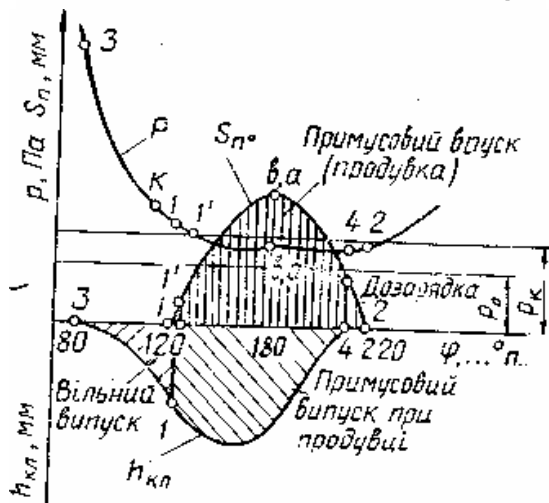


Рис. 4.8. Діаграми тиску в циліндрі та площин прохідних перерізів продувочних вікон і випускних клапанів у двотактному дизелі з клапанно-щілинною продувкою

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 вприснутого 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 4 якістю палива, що оцінюється октановим числом бензину.

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:

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

де n_1 , — показник політропи стиску.

У дійсному циклі показник n_1 змінний. Річ у тому, що на початку стиску

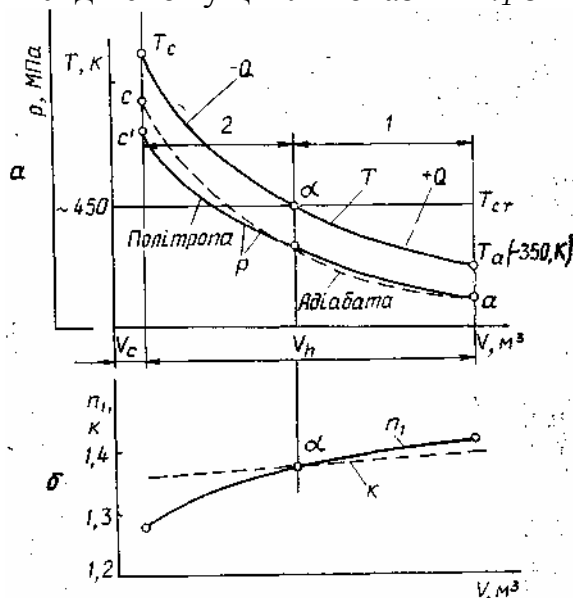


Рис. 4.9. Теплообмін при стиску

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 $T_{ст}$ вища, ніж температура 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 показника n_1 , яке для автомобільних двигунів лежить у межах $n_1 = 1,34 \dots 1,38$.

У бензинових ДВЗ показник n_1 менший, ніж у дизелів внаслідок затрати частини теплоти на випаровування рідкого (краплин і плівки) палива, що міститься в горючій суміші. 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;

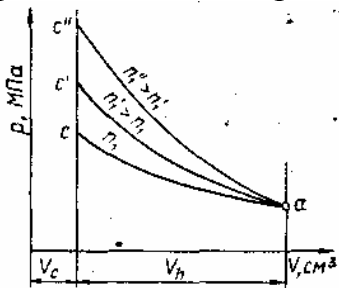


Рис. 4.10. Вплив показника політропи стиску n_1 на її крутість

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.

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

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

звідки

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

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

4.4. Процеси сумішеутворення 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 ха-

рактизується коефіцієнтом надлишку повітря α , але й однорідністю суміші, швидкістю, місцем і часом її утворення. В карбюраторних і газових двигунах сумішеутворення переважно зовнішнє, в дизелях — внутрішнє, в газодизелях — комбіноване.

4.2. Параметри процесу стиску

Двигуни	n_1	P_c , МПа	T_c , К
З примусовим запалюванням:	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

4.4.1. Сумішеутворення в газових і карбюраторних двигунах

Сумішеутворення у цих двигунах включає в себе комплекс взаємопов'язаних процесів: дозування палива і повітря, розпилювання, випаровування палива (в карбюраторних двигунах) і перемішування його з повітрям.

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.

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 каплі 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 палива по впускній системі частина його 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. Сумішеутворення 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 капель палива і плівки різні. В початковий період, коли відносна швидкість капель палива і повітря значна (100 м/с і більша), випаровування йде, головним чином, за рахунок теплоти, яка міститься у самих каплях. Після розгону капель 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 відпрацювавшими 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 згорання.

Подальше поліпшення сумішоутворення в бензинових двигунах можливе при заміні карбюрації системою вприскування палива. При цьому покращується розпилювання і дозування палива по циліндрах, збільшується наповнення циліндрів свіжим зарядом.

Лекція 5.. ДІЙСНІ ЦИКЛИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ (продовження)(1 год)

4.4.2. Сумішеутворення в дизелях

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

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

Процеси впорскування і розпилювання палива. Впорскування палива в камеру згорання 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 згорання. 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 згорання через розпилювач, користуються диференціальним і інтегральним законами подачі палива (див. підрозд. 5.3.5).

Розпилювання палива—це процес роздроблення струмینی палива на окремі дрібні каплі, завдяки чому значно збільшується поверхня рідкого палива, прискорюється його прогрівання і випаровування. Роздроблення паливних струмін починається з появи в них початкових збурень під час їх руху в соплових отворах. Розмір цих збурень залежить від конструкції розпилювача, швидкості руху струмینی, гостроти вхідних і вихідних кромek соплових отворів тощо. Під дією початкових збурень і сил аеродинамічного опору струміна рідкого палива роздрібнюється на частки, нитки, краплини різного діаметра, які після повторних деформацій і розпаду складають у факелі розпиленого палива сукупність капель 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 фронту W_{ϕ} факела; концентрацією палива $C_{п\ в}$ в перерізах факела за довжиною (рис. 4.11, б). Експерименти свідчать, що розподілення капель у факелі дуже нерівномірне: густина їх найбільша (рис. 4.11, а) 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 згорання і режимів роботи системи живлення. В той же час локальні концентрації палива у факелі, як і параметри факела, значно впливають на процеси сумішеутворення і згорання і тому повинні бути узгоджені з типом і параметрами камери згорання і робочого тіла в ній.

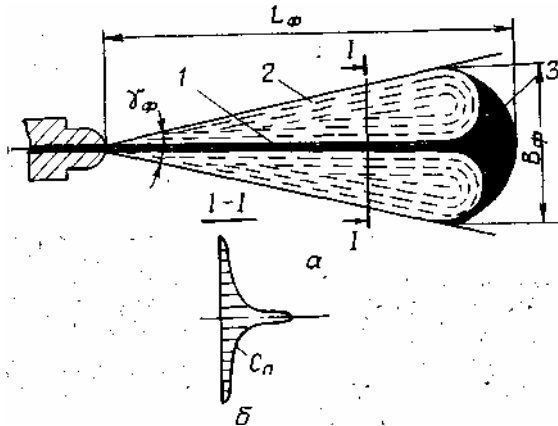


Рис. 4.11 Схема факела розпиленого палива

У сучасних автомобільних дизелях застосовуються три типи камер згоряння: нерозділені (однопорожнинні), які складаються з простору над поршнем і неглибокої порожнини в поршні значного діаметра ($d_{к.з}$); 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 камерах згоряння

Нерозділені 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 внаслідок порушення узгодження характеристик впорскування і направленої руху повітряного заряду; високою жорсткістю роботи дизеля; підвищеними вимогами до паливної апаратури. В нерозділених камерах згоряння реалізується один з трьох способів сумішеутворення.

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 впорскується 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 капель 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 ($d_p=0,15—0,25$ мм) і тиску впорскування ($p_e=80...100$ МПа, а іноді і вище); заповнення об'єму камери згоряння факелами розпиленого палива—кількістю розпилюючих отворів ($n_p=6...10$); дрібність і однорідність розпилення—

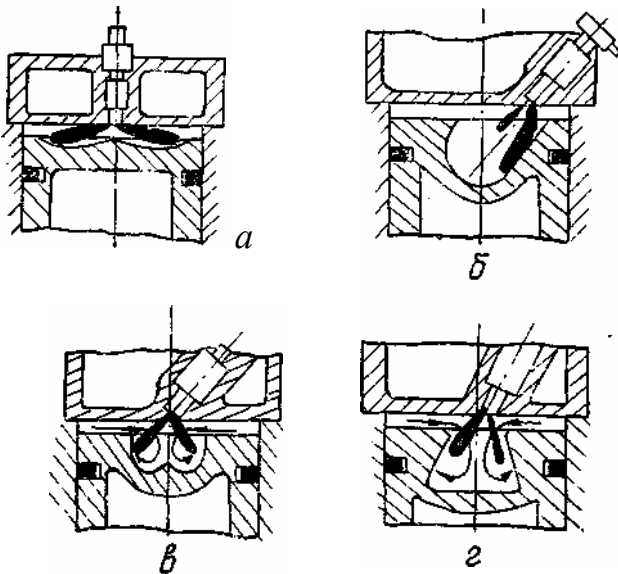


Рис. 4.12. Нерозділені камери згоряння: в—типу «Гесельман»; б—типу «Дойтц»; в—типу ЯМЗ; г—типу ЦНДДІ

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

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 вприскування кут оберту повітряного заряду в циліндрі приблизно дорівнював кутові між проекціями осей розпилюючих отворів на площину, перпендикулярну до осі циліндра. При цьому заряд, який рухається, заповнює дрібними каплями і парою палива міжфакельний простір. Досвід свідчить, що однаково погіршує показники дизеля як надмірна (перезавихрювання), так і недостатня (недовихрювання) інтенсивність руху заряду.

Утворення направленого 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 витискуючою 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 їхньої 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. Для плівкового сумішоутворення необхідно значну частину порції палива (до 90...95 %), яке вприскується, подати на стінку камери згоряння в поршні під невеликим кутом, що створює умови для розтікання палива по стінці тонким шаром, а край 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 самозаймаються 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 сумішоутворення при середньому значенні коефіцієнта надлишку 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. 4.12в). 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 вприскування, як правило, не перевищує $p_{впр}=40...50$ МПа і можна застосовувати розпилювачі з чотирма-п'ятьма отворами відносно значного діаметра ($d_p=0,3...0,45$ 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 сумішеутворення 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 сімшеутворення у камері ЦНДДІ (рис. 4.12г). У цьому випадку частина палива концентрується в пристіночному шарові. Механізм сумішеутворення в обох випадках близький до об'ємноплівкового.

Особливості сумішеутворення 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. Для цього звичайно збільшують діаметр розпилюючих отворів і $I_{иск}$ вприскування. Тривалість вприскування бажано зберігати незмінною. З підвищенням частоти обертання колінчастого вала і навантаження внаслідок збільшення густини заряду і скорочення періоду затримки самозаймання суміші необхідно забезпечити більш різке зростання тиску вприскування для того, щоб зберегти необхідну ефективність сумішеутворення і згоряння. Досвід свідчить, що оптимальне значення швидкості направленої заряду при наддуві менше, ніж без наддуву.

Сумішеутворення в розділених камерах згоряння.

Розділені камери згоряння складаються з основної і допоміжної порожнини, які з'єднуються горловиною.

Мета розділення полягає у підвищенні енергії повітряного заряду, який рухається в камері згоряння, для покращення сумішеутворення. Тому основні переваги дизелів з цими камерами згоряння такі: висока якість згоряння без димлення при порівняно малих значеннях коефіцієнта надлишку повітря ($a = 1,2 \dots 1,25$); м'яка робота дизеля: порівняно невисока токсичність відпрацьованих газів, завдяки якісному згорянню; відносно низькі вимоги до паливної апаратури, тому що функції сумішеутворення виконує головним чином повітряний заряд, якому приїдається направлений рух.

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

Назва дизелів — вихорокамерні і передкамерні — пов'язані з особливостями руху заряду в допоміжних камерах.

У вихровій камері згоряння вісь з'єднувальної горловини направлена по дотичній до внутрішньої поверхні сферичної або циліндричної порожнини (рис. 4.13 а), що забезпечує в ній під час стискування утворення направленої вихрової руху заряду. Швидкість перетікання його через горловину складає понад 200 м/с. Паливо звичайно вприскується в напрямку до поверхні з'єднувальної горловини, а заряд, 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, теплоізолюваною, завдяки чому температура її підвищується до $600...650\text{ }^{\circ}\text{C}$, 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 samozаймання перезбагачена суміш, яка знаходиться в вихровій камері, під дією перепаду тиску починає перетікати в основну камеру, виконану у вигляді 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 ($V_{п.к.} \approx (20...40)\% V_{к.з.}$). Цим забезпечується значне підвищення швидкості

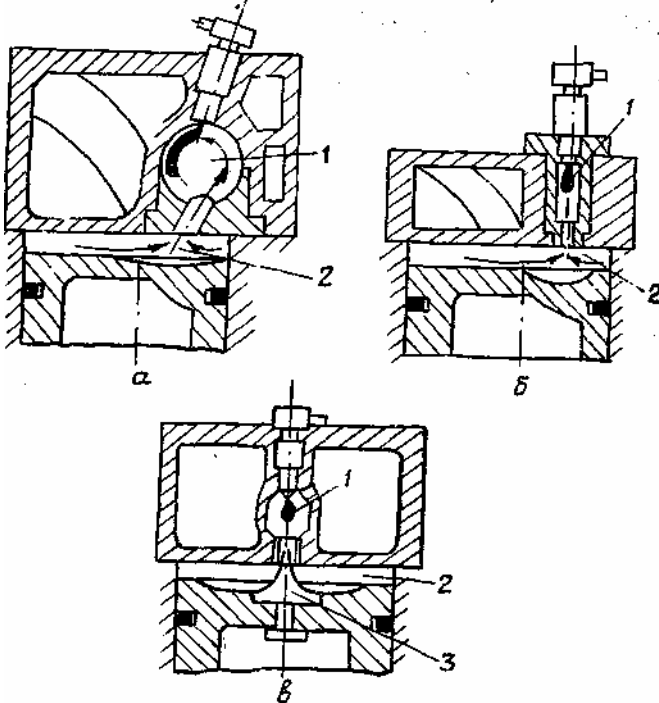


Рис. 4.13. Розділені камери згоряння:

а—вихрова; б—передкамера; в —передкамера з виступом-витискувачем - 1—допоміжна камера; 2—основна камера; 3—виступ-витискувач

перетікання заряду (до $300...320\text{ м/с}$) через горловину, 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 samozаймання 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 надлишку повітря. Передкамерні дизелі менш чутливі до сорту палива і умов роботи, ніж вихрокамерні. Однак вони мають більші втрати енергії на перетікання з камери в камеру, а також в систему охолодження, і тому менш економічні.

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.

Лекція 6.. ОСНОВИ ЗГОРЯННЯ ПАЛИВНОПОВІТРЯНИХ СУМІШЕЙ (год)

4.4.3. Основи згоряння паливоповітряних сумішей

Згоряння палива протікає в газовій фазі. Сам процес згоряння являє собою швидко минучу 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 цією 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.

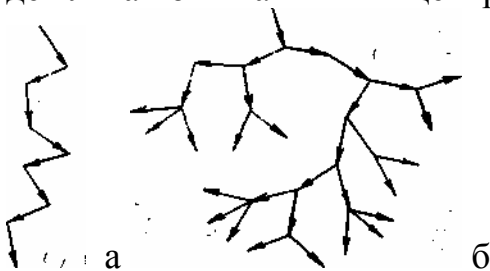


Рис. 4.14. Схеми ланцюгових реакцій окислення:

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 витрачанням 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

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

де c — концентрація будь-якої з вихідних речовин, кмоль/м^3 ; 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 —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

$$E_{\text{ef}}=(8,4\ldots16,8) \cdot 10^4 \text{ кДж/кмоль.}$$

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 супроводитись дисоціацією газів.

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

У двигунах з примусовим 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 має місце низькотемпературне багатостадійне запалювання, яке виникає внаслідок нагрівання всієї гарячої суміші до порівняно невисокої температури (450...800К) шляхом стиснення її в циліндрі двигуна. На початку такого запалювання розвиваються передпламеневі ланцюгові окислювальні процеси, які точаться 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 вигляді 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. Низькотемператур-

не запалювання відбувається в багатьох точках об'єму горючої суміші, в зв'язку з чим його називають об'ємним самозайманням.

Увесь інтервал часу від початку вприскування 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 ламінарно переміщується, товщина фронту полум'я становить від кількох десятих міліметра до кількох міліметрів. Такий фронт полум'я називають ламінарним. Шлях, який долає фронт полум'я по нормалі до своєї поверхні за одиницю часу, називається нормальною швидкістю розповсюдження полум'я. При атмосферному тиску його швидкість становить 0,35...0,55 м/с.

У камерах згоряння двигунів горюча суміш інтенсивно завихрюється і рух її набуває турбулентного характеру.

Під впливом турбулентності швидкість розповсюдження полум'я істотно виростає. Таке згоряння називають турбулентним. Якщо зона турбулентності співмірна 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

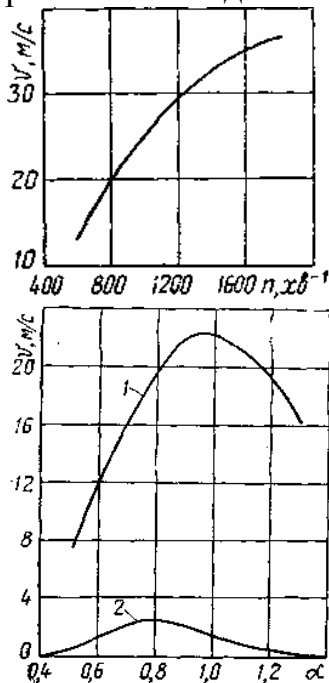


Рис. 4.15. Залежність швидкості розповсюдження фронту полум'я від частоти обертання Двигуна

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

1—у двигуні; 2—у «бомбі»

фронту полум'я. 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 надлишку повітря a . Найбільше її значення досягається при $a=0,85...0,95$ (рис. 4.16). При збідненні та збагаченні горючої суміші швидкість фронту полум'я зменшується до деякої (приблизно 0,10 м/с) межі, при досягненні якої полум'я гасне; в першому випадку внаслідок витрати частки теплоти на нагрівання надлишку повітря, а в другому—через нестачу кисню.

Межа збагачення горючої суміші, вище якої розповсюдження полум'я стає неможливим, називається *верхньою концентраційною межею* амінь, а межа збіднення — *нижньою концентраційною межею* $a_{\text{макс}}$ розповсюдження полум'я. Ці межі залежать від властивостей палива та фізичних умов їх згоряння. Для більшості моторних палив при атмосферному тиску та температурі 293К (рис. 4.16, крива 2) верхня межа розповсюдження ламірного полум'я $a_{\text{мін}}=0,25...0,35$, а нижня $a_{\text{макс}}=1,65...2,8$. У бензинових двигунах при турбулентному згорянні (рис. 4.16, крива 1) маємо $a_{\text{мін}}=6,4...0,5$ і $a_{\text{макс}}=1,3...1,4$. 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 парою палива, а від цих вогнищ запалювання полум'я розповсюджується всередину зон з капельками 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 згоряння.

У неоднорідних сумішах завжди утворюються численні зони, де $a=0,85...0,95$, які і стають центрами запалювання більш збідненої суміші. Тому дизелі можуть працювати на малих навантаженнях при дуже бідній суміші з $a>4$. Але при $a<(1,4...1,5)$ з'являються зони із значними місцевими перебагаченнями суміші з $a<(0,3...0,4)$. 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 згоряння—це розпад складних хімічних сполук на прості елементи під впливом високої температури. При нагріванні вище 2300 К вуглекислий 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 згоряння 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 згоряння 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 надлишку повітря	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Втрати теплоти вгаслі док дисоціації, %	0	5	10	7	4

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

Лекція 7.. ОСНОВИ ЗГОРЯННЯ ПАЛИВНОПОВІТРЯНИХ СУМІШЕЙ (продовження)(1год)

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 0,001с. 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

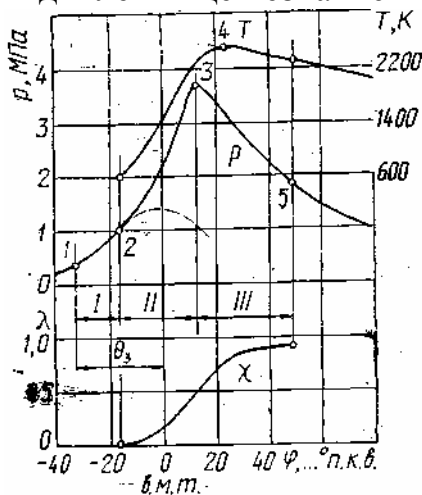


Рис. 4.17. Діаграми розвитку згоряння в карбюраторному двигуні

p — V аналізувати процес згоряння важко. Для цієї мети зручніше використовувати так звану розгорнуту індикаторну діаграму, на якій змінення параметрів p , T і інших зображується в залежності від кута повороту колінчастого вала φ° , ...п.к.в. (рис. 4.17).

До параметрів, які часто зображують на індикаторній діаграмі, відносяться коефіцієнти тепловиділення $\chi(\varphi)$ і використання теплоти $\xi_z(\psi)$, а також швидкість $d\chi/d\varphi$ тепловиділення

Коефіцієнт тепловиділення, під час згоряння

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

де $Q_{\text{вид}}(\varphi)$ —кількість теплоти, що виділилась при згорянні палива на даний час (φ) , кДж; $Q_{\text{ц}}$ — кількість теплоти, яка міститься в цикловій дозі палива, кДж.

Цим коефіцієнтом ураховуються втрати теплоти палива через неповноту згоряння, недогорання і дисоціація газів.

Коефіцієнт використання теплоти

$$\xi_z(\varphi) = Q_{\text{вик}}(\varphi)/Q_{\text{ц}}, \quad (4.21)$$

де $q_{\text{вик}}(\varphi)$ —кількість теплоти, що використана при згорянні робочого тіла на підвищення внутрішньої енергії і виконання зовнішньої роботи на даний час, кДж.

Цим коефіцієнтом ураховуються перелічені вище втрати, а також тепловіддача в стінки камери згоряння.

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 $10...30^\circ$ п.к.в. ($0,0005...0,001$ с).

Друга фаза (II) — період швидкого або видимого горіння. Починається з моменту відриву лінії згоряння 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 згоряння.

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

Якщо горіння проходить нормально, $\Delta p/\Delta\phi=0,12...0,26$ МПа/ $^\circ$ п.к.в. Коли $\Delta p/\Delta\phi<0,1$ МПа/ $^\circ$ п.к.в. згоряння в значній мірі продовжується на лінії розширення, що приводить до погіршення паливної економічності, а коли воно менше, ніж $0,26$ МПа/ $^\circ$ п.к.в., тиск наростає надто швидко. Різне 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 $\Delta p/\Delta\psi$ називають жорсткістю роботи двигуна.

Найбільшу площу індикаторної діаграми, а отже, максимальну потужність двигуна маємо, коли максимальний тиск при згорянні досягається при $10...15^\circ$ 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 згорання продовжує підвищуватися до максимального значення (точка 4), а далі знижується, тому що швидкість розповсюдження пламеню біля стінок камери згорання знижується через підсилення тепловідводу, ослаблення турбулентності та через нестачу кисню. Приблизна її тривалість становить $20...35^\circ$ п.к.в. ($0,001...0,0015$ с). У цій фазі виділяється $10...15\%$ теплоти, внесеної з паливом, і вона остаточно формує економічність циклу.

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

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

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

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

На процес згорання в двигунах впливають експлуатаційні і конструкційні фактори.

Експлуатаційні фактори

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

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

При значному збідненні робочої суміші до $a \geq 1,2...1,25$ робота двигуна стає нестійкою внаслідок різкого зростання не ідентичності циклів.

При дуже сильному збідненні ($a > 1,25$) 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 $15...20^\circ$ п.к.в. після в.м.т., необхідно подавати електричну іскру з випередженням, яке на сучасних двигунах становить $25...40^\circ$ п.к.в. до в.м.т. Оптимальний кут випередження запалювання визначається для кожного типу двигуна на гальмовному випробному стенді. Відхилення кута випередження запалювання кута виперед-

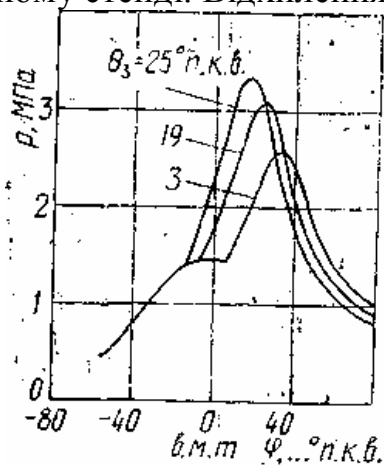


Рис. 4.18. Вплив кута випередження запалювання на індикаторні діаграми

ження 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 відводиться 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 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 вприскуванням 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 сумішеутворення. Все це приводить до зменшення швидкості виникнення полум'я в першій фазі згоряння

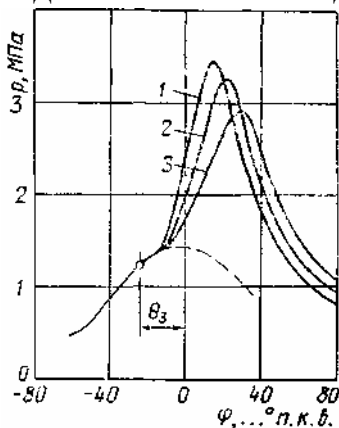


Рис. 4.19. Вплив частоти обертання колінчастого вала на індикаторні діаграми ($\Theta_3 = \text{const}$): 1—1000; 2—2000; 3—3000 хв^{-1}

і уповільнення розповсюдження фронту полум'я в другій і третій фазах. Негативний вплив дроселювання особливо помітно при малих навантаженнях і при мінімальній частоті обертання на холостому ході. Щоб поліпшити процес згоряння при дроселюванні, робочу суміш збагачують, причому тим більше, чим сильніше дроселювання. Збагачення суміші приводить до неповного згоряння з утворенням горючих газів CO та H_2 , які ослаблюють інертність відпрацювавши газів і роблять їх частково горючими. Але з-за хімічної неповноти згоряння

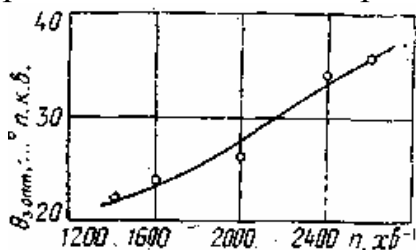


Рис. 4.20. Залежність оптимального кута випередження запалювання від частоти обертання колінчастого вала

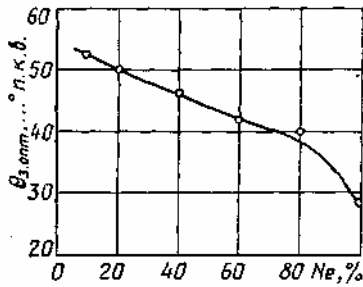


Рис. 4.21. Залежність оптимального кута випередження запалювання від навантаження двигуна

палива частка теплоти не виділяється і витрата палива різко зростає. Незадовільна економічність роботи карбюраторних 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 згоряння при дроселюванні можна частково компенсувати також збільшенням кута випередження запалювання (рис. 4.21). При більш ранньому запалюванні процес згоряння пересувається до в.м.т. і протікає в більш сприятливих умовах. Збільшення кута випередження запалювання робиться автоматично за допомогою вакуумкоректора.

Конструкційні фактори

Ступінь стиску. Із збільшенням ступеню стиску підвищується термічний ККД циклу. Зростають тиск і температура в кінці стиску, що сприяє прискоренню підготовки палива до згоряння, збільшенню швидкості розповсюдження фронту полум'я і скороченню загальної довготривалості процесу згоряння. Це сприяє поліпшенню показників роботи двигуна. Однак для збільшення ступеню стиску необхідно зменшувати об'єм камери згоряння, тому відношення площі $F_{к.з}$ поверхні камери згоряння до її об'єму $V_{к.з}$ стає більшим, відносна кількість робочої суміші, що прилягає до стінок камери згоряння, зростає. Пристінкові шари робочої суміші охолоджуються і швидкість згоряння їх уповільнюється, що приводить до збільшення тривалості третьої фази згоряння. Таким чином, збільшення ступеню стиску позитивно впливає в основному на термічний ККД. Підвищення ступеню стиску в двигунах з іскровим запалюванням обмежується виникненням детонаційного згоряння. Крім того, при підвищенні ступеню стиску зростає токсичність відпрацьованих газів. Тому в сучасних двигунах ступінь стиску не роблять більше 9,5. Потрібно урахувати, що з підвищенням ступеню стиску 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 стиску. Для цього відношення площі поверхні камери згоряння до її об'єму ($F_{к.з}/V_{к.з}$) 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 стиску. 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 $F_{к.з}/V_{к.з}$ 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, з), клинова (рис. 4.22, д), напівклинова (рис. 4.22, е). В усіх цих камерах клапани розташовані в один ряд.

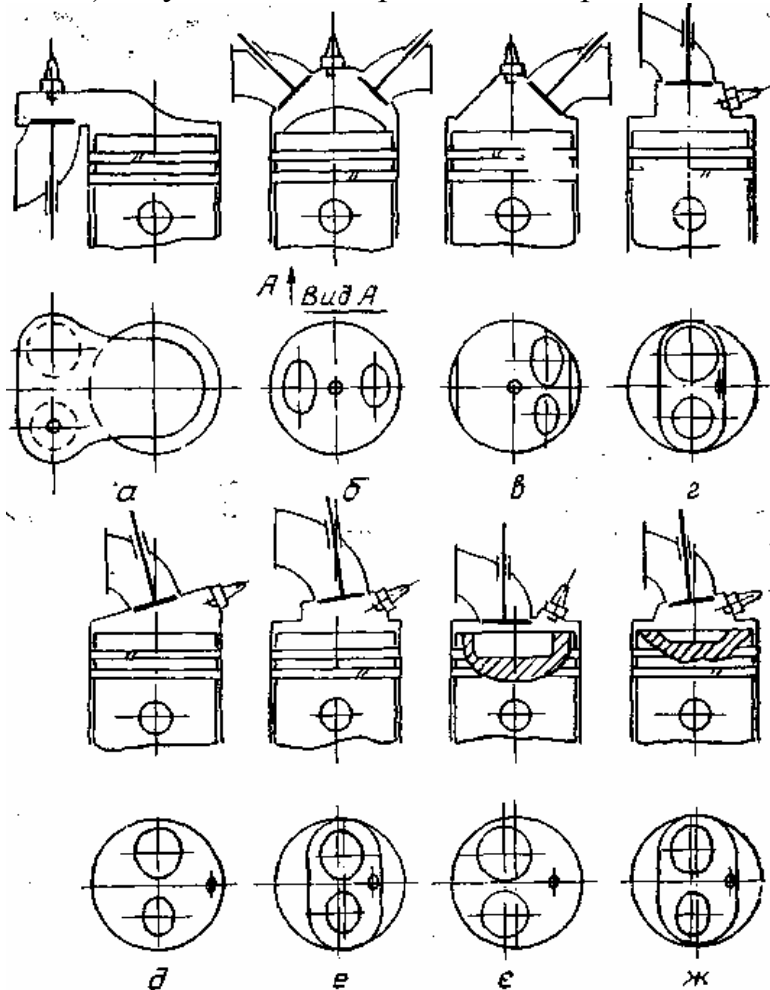


Рис. 4.22.- Основні форми камер згоряння сучасних карбюраторних і газових двигунів

Найкраща турбулізація суміші забезпечується в плоско-овальній 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.

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 дзвінками 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 догорають в процесі розширення але з меншою ефективністю, тому потужність двигуна знижується, двигун перегрівается, 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 порш-

невих кілець. Вібраційний характер навантаження на поршень при детонації може викликати руйнування антифрикційного шару в шатунних підшипниках. Короткочасні 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 відпрацювавши газів (із-за дисоціації молекул).

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

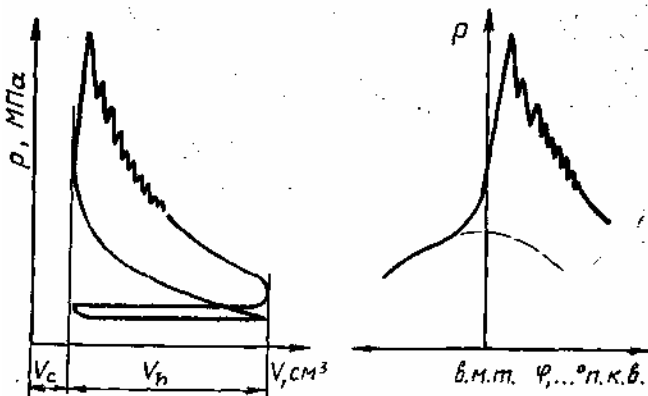


Рис. 4.23. Індикаторні діаграми двигуна, який працює з детонацією

Фактори, що впливають на появу детонації

Конструктивні фактори

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

Розмір та число циліндрів. Із збільшенням діаметру 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 діаметру ($D > 100$ мм) 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. Інтен-

сивна 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 стиску.

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 надлишку повітря $\alpha=0,85\ldots0,95$, 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 з-за різкого 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 з-за 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 сту-

пінь стиску. 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 вище тиск та температура повітря, тим більша схильність двигуна до детонації. Підвищення вологості повітря, навпаки, знижує схильність до детонації, тому що на випарювання вологи в циліндрах двигуна витрачається частка теплоти і температура в них зменшується.

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 стиску, тиск різко підвищується і може досягти максимального значення до завершення такту стиску. Внаслідок цього затрачується додаткова робота на стиск газів, що вже жиріли, 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

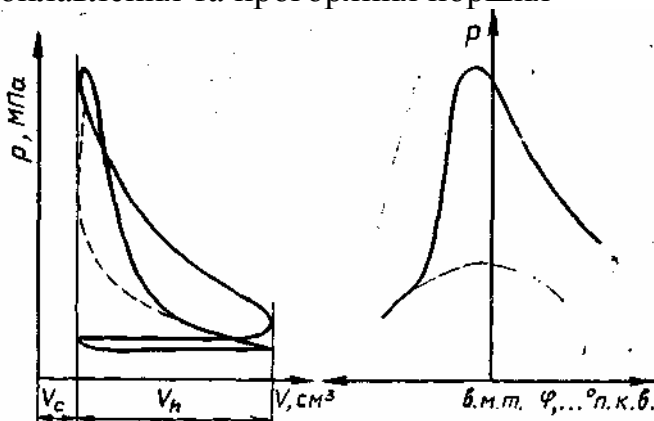


Рис. 4.24. Індикаторні діаграми двигуна, який працює з передчасним запалюванням

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 відповідність «жарового числа» свічок особливостям двигуна. Свічки повинні бути стійкими проти перегріву і в той же час не повинні бути надто «холодними» — при роботі на холостому ході температура електродів свічок не повинна бути нижче 670 К. Потрібно періодично очищати камеру згоряння від нагару і слідкувати за слухним регулюванням зазорів у механізмі газорозподілу.

3. Подальше жарове запалювання. У двигунах з високими ступенями сти-ску при роботі на паливах з при вогнища жарового запалювання в ще незгорілій

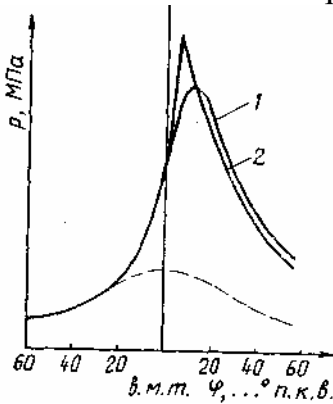


Рис. 4.25. Індикаторна діаграма двигуна з подальшим жаровим запалюванням (2) із нормальним згорянням (1)

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 на холостому ходу, а при збільшенні навантаження відшаровується від стінок. 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.

Лекція 8.. ОСНОВИ ЗГОРЯННЯ ПАЛИВНОПОВІТРЯНИХ СУМІШЕЙ (продовження)(1год)

4.4.5. Процес згоряння в дизелях

На такті стиску в циліндрах дизеля стискується повітря. Незадовго до приходу поршня в в.м.т. починається вприскування палива. В момент початку вприскування тиск в циліндрі досягає 3,0...5,0МПа, а температура повітря становить 700...900 К, що приблизно на 150...250К 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 відводиться 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 вприснутого 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 капельно-рідинному стані. Тому процеси займання та згоряння в дизелях розгортаються в двофазній гетерогенній системі з нерівномірною макро- та мікроструктурою. З-за нерівномірного розподілу палива по об'єму камери згоряння суміш випаруваного 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 надлишку повітря збільшується і на холостому ході досягає $\alpha=5\ldots6$, 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 $g_{\text{впр}} = g_{\text{ц}}$ палива, що подається в циліндр; швидкості $dg_{\text{впр}} / d\varphi = dg_{\text{ц}} / d\varphi$ його подання, коефіцієнта активного тепловиділення χ та швидкості тепловиділення $d\chi / d\varphi$ в залежності від кута повороту φ колінчастого вала.

Вприскування палива починається в точці 1. Кут $\Theta_{\text{впр}}$ між початком вприскування палива та в.м.т. називають кутом випередження вприскування.

Перша фаза (1)—період затримки самозаймання палива. У цей період відбувається вприскування, розпилювання, нагрівання та випаровування крапель палива і розгортаються передполуменеві реакції. Виділення енергії в цей період незначне, тому тиск в циліндрі підвищується тільки за рахунок стиску, 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 вприскування

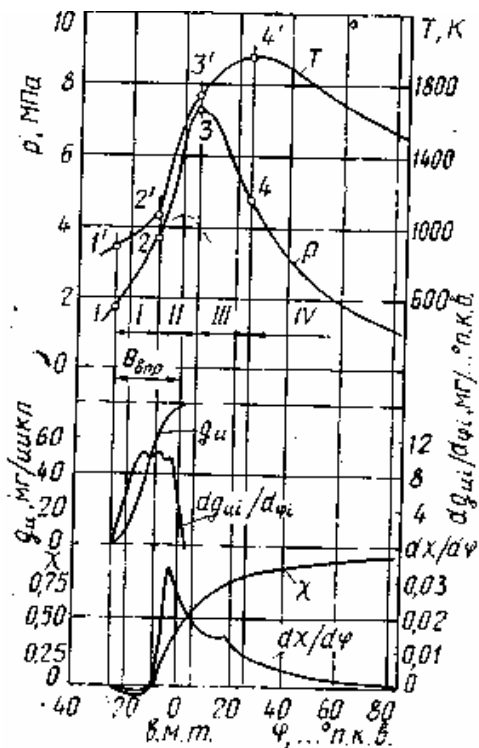


Рис. 4.26. Діаграми розвитку процесу згоряння в дизелі

палива з форсунки до моменту відхилення кривої тиску при згорянні від кривої тиску при стисканні без вприскування 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 згоряння від лінії стиску (точка 2) і закінчується при досягненні максимального тиску (точка 3). У збагачених шарах суміші пари палива з повітрям, що оточують ядра капель, відбувається самозаймання і виникають вогнища горіння. Від цих вогнищ фронт полум'я розповсюджується в обсязі між каплями, 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 стиску.

У другій фазі згорає більша частина палива, що вприснуте за час затримки самозаймання, а також частина палива, яке продовжує вприскуватись у другій фазі. Вприскування палива звичайно закінчується в другій фазі. Але в дизелях, які мають високу частоту обертання, для підвищення ККД вся доза палива вприскується 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)—згоряння 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 капель та згущень пари відділених фронтом полум'я від зон із вільним повітрям. Особливо несприятливі умови для капель палива, що вприснуте 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. Каплі 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 $15...25^\circ \text{п.к.в.}$ ($0,001...0,002 \text{с}$). За цей час виділяється ще $25...30\%$ теплоти і температура підвищується до $1800...2200\text{К}$, 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 надлишку повітря $a=1,2...1,7$. Внаслідок цього робочий об'єм циліндра в дизелях використовується гірше, ніж у двигунах з іскровим запалюванням.

Довготривалість четвертої фази становить $50...65^\circ \text{п.к.в.}$ ($0,0035...0,0055 \text{с}$). 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 відпрацювавших газах дизеля містяться сажа, оксид вуглецю та деяка кількість продуктів розкладу рідкого палива.

З кривої $d\chi/du$, 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 вприскується з форсунки. У другій фазі вона спочатку швидко зростає, а потім зменшується. В кінці третьої фази знову спостерігається деяке збільшення $d\chi/jdu$, викликане підсиленням турбулізації газів на початку руху поршня від в.м.т. У четвертій фазі швидкість тепловиділення безперервно знижується.

Фактори, що впливають на процес згорання в дизелях

Період затримки самозаймання має значний вплив на процес згорання 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 само-

займання 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 легковипарному 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 сумішеутворення. 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 стиску. 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 передполуменеві 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 сумішеутворення відбувається майже водночас із згорянням, тому для ефективного згоряння необхідно створити достатньо інтенсивне направлене завихрення повітря, при якому буде забезпечено задовільне сумішеутворення по всьому об'єму камери згоряння.

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

Якість розпилювання палива. За період затримки самозаймання встигають повністю випаритись каплі діаметром 12...15 мкм; каплі більшого діаметра випаровуються частково. Навколо них утворюється оболонка з пари, в центрі якої залишається рідке ядро. Якщо діаметр капель дорівнює 15...50 мкм, то такі рідкі ядра встигають в процесі згоряння повністю випаритись і окислитись. Але якщо діаметр капель перевищує 50...100 мкм, тоді в грубих каплях відбувається термічний крекінг з утворенням твердого вуглецю. Тому в розпалюваному паливі не повинно бути багато капель, грубіших 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 каплі 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 капель, 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 блоку, 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 впориск 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 він відбувається протягом 25...30° п.к.в. У звичайній паливній апаратурі швидкість подачі палива приблизно однакова під час всього періоду впорскування. Але більш раціонально для обмеження жорсткості згоряння так його організувати, щоб на початку впорскування 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 впорскування називають ступінчастим.

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

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

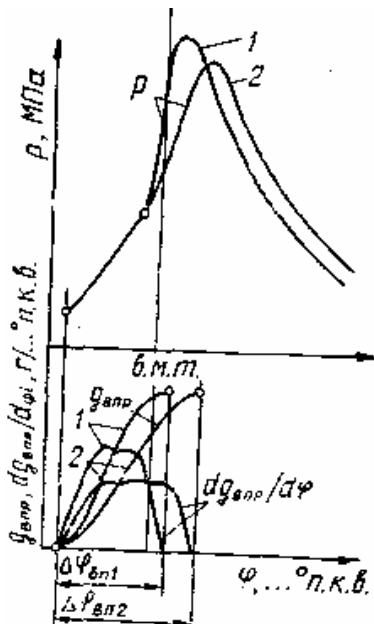


Рис. 4.27. Вплив закону вприскування на процес згоряння в дизелі

поршнями зростають сили інерції, 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 вприскування. При надто ранньому куті випередження вприскування паливо потрапляє в камеру згоряння при невеликому тиску 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 вприскування значна частина процесу згоряння переходить на лінію розширення і велика частка палива згоряє в фазі догорання. Дизель працює при цьому м'яко, але корисна робота циклу зменшується, поршень, головка блоку циліндрів та циліндри перегріваються, підвищується температура відпрацювавших газів.

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

Навантаження і склад робочої суміші. У дизелях потужність регулюється зміненням подачі палива при практично постійній витраті повітря, при цьому середній коефіцієнт надлишку повітря збільшується від $a=1,3...1,6$ при повному навантаженні до $a=8...10$ на холостому 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 надлишку повітря на малих навантаженнях сприяє більш повному згорянню та поліпшенню тепловикористання на цих режимах, які переважають в експлуатації. Але це поліпшення має місце до $a=3...3,5$. При подальшому збільшенні a збільшується кількість зон з бідними сумішами і згоряння

уповільнюється. Крім того, при малих подачах погіршується розпилювання палива, з'являються каплі 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 і об'єму V_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. При цьому приймаються такі припущення:

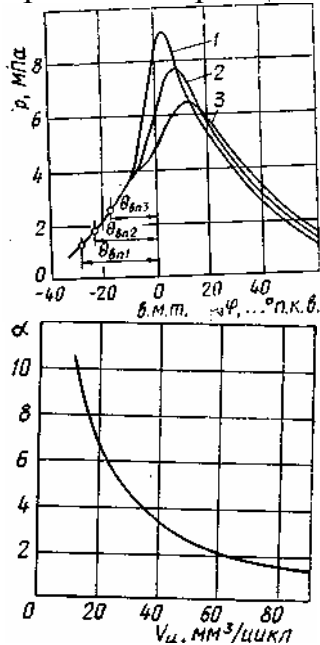


Рис. 4.28. Вплив кута впрыскування на процес згоряння в дизелі

Рис. 4.29. Залежність коефіцієнта надлишку повітря від навантаження дизеля

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 Звідки

$$Q_1 = \zeta z H_u, \quad (4.22)$$

де Q_1 —теплота, передана при згорянні 1 кг палива робочому тілу, кДж/кг; H_u —найнижча теплота згоряння одного кілограма палива, кДж/кг.

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

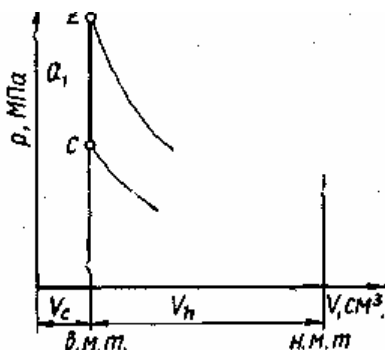


Рис. 4.30. Розрахункова схема циклу двигуна з примусовим запалюванням

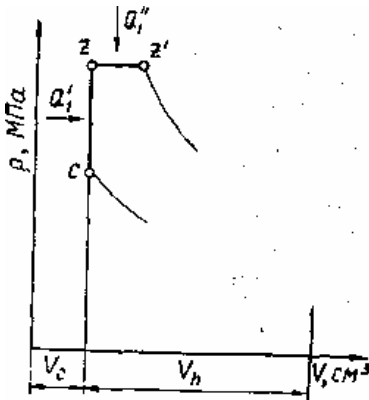


Рис. 4.31. Розрахункова схема циклу дизеля

$$Q_1 = \zeta_z H_a, \quad (4-22a)$$

де H_a — активна теплота згоряння одного кілограма палива, кДж/кг.

Коефіцієнт ζ_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 сумішеутворення в дизелях цей коефіцієнт менший, ніж у бензинових і газових ДВЗ.

Значення ζ_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 має вигляд

$$Q_1 = u_z - u_c, \quad (4.23)$$

де u_z — внутрішня енергія продуктів згоряння наприкінці згоряння (в точці 2 діаграми), кДж/кг; u_c — внутрішня енергія суміші наприкінці стиску (в точці c), кДж/кг.

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 стиску (в точці c) однакові. Тоді

$$u_c = \mu c'_{vm} (M_1 + M_r) t_c; \quad (4.24)$$

$$u_z = \mu c''_{vm} (M_2 + M_r) t_z; \quad (4.25)$$

де $\mu c'_{vm}$ та $\mu c''_{vm}$ — середні молярні теплоємності робочої суміші та продуктів згоряння при сталому об'ємі, кДж/(кмольК); t_c t_z — температура в точках c і z , °С.

У формули (4.24) і (4.25) підставляється температура в градусах Цельсія, оскільки молярні теплоємності визначені для шкали Цельсія.

З урахуванням (4.24), (4.25) рівняння (4.23) набуває вигляду

$$\zeta_z H_a = \mu c''_{vm} (M_2 + M_r) t_z - \mu c'_{vm} (M_1 + M_r) t_c. \quad (4.26)$$

Поділимо обидві частини рівняння (4.26) на $(M_2 + M_r)$. При цьому врахуємо, що

$$(M_2 + M_r) = (\eta (M_1 + M_r) = \eta M_1 (1 + \gamma)). \quad (4.27)$$

Дістаємо

$$\frac{\zeta_z H_a}{\mu M_1 (1 + \gamma)} = \mu c''_{vm} t_z - \frac{\mu c'_{vm}}{\mu} t_c, \quad (4.28)$$

або

$$\frac{\zeta_z H_a}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u_c}{\mu} = u_z, \quad (4.28a)$$

де u''_z - внутрішня енергія 1 кмоль продуктів згоряння, кДж/кмоль, $u''_z = ?C''_{Vm} t_z$;
 u_c - внутрішня енергія 1 кмоль робочої суміші, кДж/кмоль, $u'_c = ?C'_{Vm} t_c$.

За рівняннями (4.27) і (4.28) знаходиться шукане значення температури t_z .
 Це можна зробити аналітичним методом або за допомогою графіків.

3. Втрати теплоти враховуються коефіцієнтом використання теплоти

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

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

$$?C'_{Vm} = ?C'_{Vm_{нов}} \quad (4.29)$$

де $?C'_{Vm_{нов}}$ —середня молярна теплоємність повітря, кДж/(кмоль·К). Отже

$$u't = ?C'_{Vm_{нов}} t_c. \quad (4.30)$$

Середня молярна теплоємність $?C''_{Vm}$ продуктів згоряння при сталому об'ємі визначається як теплоємність суміші газів за формулою

$$\mu C''_{Vm} = \sum_{i=1}^n r_i \mu C_{Vm_i}, \quad (4.31)$$

де r_i —частка кожного газу, що входить до продуктів згоряння, $r_i = M_i / M_t$;

$?C_{Vm_i}$ —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 ($f < 1$)

$$\mu C''_{Vm} = \frac{1}{M_2} (M_{CO_2} \mu C_{Vm_{CO_2}} + M_{CO} \mu C_{Vm_{CO}} + M_{H_2O} \mu C_{Vm_{H_2O}} + \\ + M_{H_2} \mu C_{Vm_{H_2}} + M_{N_2} \mu C_{Vm_{N_2}}). \quad (4.32)$$

Значення середніх молярних теплоємностей повітря і газів, що входять до продуктів згоряння, обчислюються за формулами, наведеними у табл. 3.2.

Підставивши ці формули в рівняння (4.32), після зведення подібних членів, дістанемо

$$\mu C''_{Vm} = a'' + b'' t_z, \\ a'' = \frac{\sum_{i=1}^n a_i M_i}{M_2}; \quad b'' = \frac{\sum_{i=1}^n b_i M_i}{M_2}. \quad (4.33)$$

Підставивши рівняння (4.33) у рівняння (448 а), маємо

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

або

$$b'' t_z^2 + a'' t_z - \frac{\xi_z H_a}{\mu M_1 (1 + \gamma)} - \frac{u_c}{\mu} = 0. \quad (4.34)$$

Позначимо

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

Тоді рівняння (4.34) запишеться так:

$$A t_z^2 + B t_z - C = 0. \quad (4.35)$$

Розв'язуючи його, дістанемо температуру в точці z :

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B + 4AC}}{2A}, \quad (4.36)$$

або у кельвінах

$$T_z = t_z + 273.$$

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).

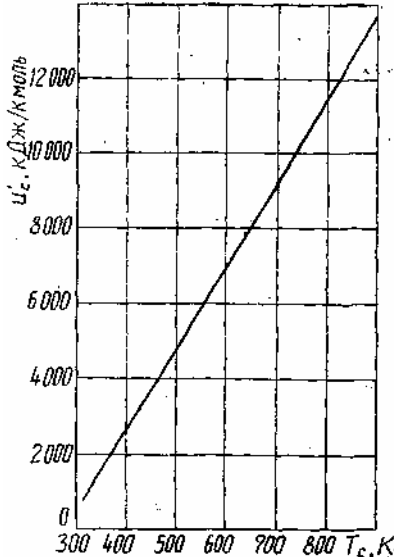


Рис. 4.32. Діаграма для визначення внутрішньої енергії u'_c .

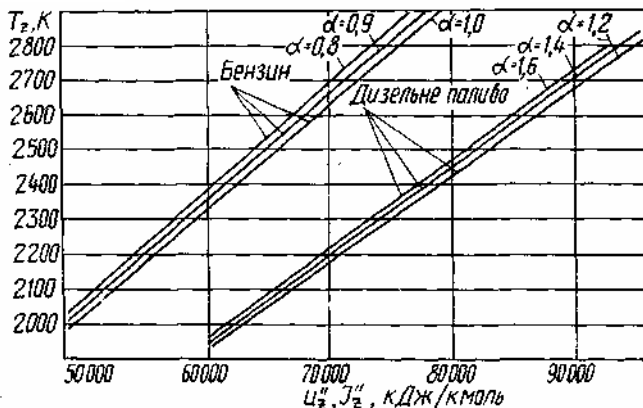


Рис. 4.33. Діаграми для визначення температури наприкінці згоряння T_z

Оскільки внутрішня енергія продуктів згоряння палива відомого хімічного складу залежить від коефіцієнта надлишку 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 (4.28а) обчислюється значення u''_z і за графіком $u''_z - T_z$ визначається шукана температура T_z .

При повному згорянні ($\alpha \geq 1$) у рівнянні (4.28а) замість H_a треба підставити H_u , а середню теплоємність продуктів згоряння обчислити за формулою

$$\mu c''_{vm} = \frac{1}{M_s} (M_{CO_2} \mu c_{vmCO_2} + M_{H_2O} \mu c_{vmH_2O} + M_{N_2} \mu c_{vmN_2} + M_{O_2} \mu c_{vmO_2}). \quad (4.37)$$

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

$$p_z V_z = R(M_2 + M_r) T_z; \quad (4.38)$$

$$p_c V_c = R(M_1 + M_r)T_z, \quad (4.39)$$

де R — універсальна газова стала.

Ділимо почленно рівняння (4.38) на рівняння (4.39):

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{(M_2 + M_r) T_r}{(M_1 + M_r) T_c}. \quad (4.40)$$

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 (4.40) можна записати так:

$$\lambda = \frac{\mu}{\rho} \frac{T_z}{T_c} \quad (4.41)$$

У двигунах з підведенням теплоти при $V = \text{const}$ ступінь попереднього розширення $\rho = 1$, тому рівняння (4.41) набуває вигляду

$$\lambda = \mu \frac{T_z}{T_c}. \quad (4.42)$$

Оскільки $K = p_z / p_c$, з рівняння (4.42) дістаємо

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c}. \quad (4.43)$$

Як відмічалось раніше (див. (4.1), тиск в кінці згоряння дійсного циклу

$$p_{z_d} = 0,85 p_z,$$

Дизелі. Рівняння теплового балансу за період згоряння на ділянці $c \rightarrow z' \rightarrow z$ (рис. 4.31) має вигляд

$$Q_1 = u_z - u_c + L_{z'z}, \quad (4.44)$$

де $L_{z'z}$ — робота розширення газів в ізобарному процесі на лінії $z \rightarrow z'$,

$$L_{z'z} = p_z V_z - p'_z V_{z'} = p_z V_z - \lambda p_c V_c. \quad (4.45)$$

Характеристичні рівняння для точок z і c :

$$p_z V_z = (M_2 + M_r) R T_z; \quad (4.46a)$$

$$p_c V_c = (M_1 + M_r) R T_c. \quad (4.46b)$$

Підставивши рівняння (4.46a) і (4.46b) в рівняння (4.45), дістанемо

$$L_{z'z} = (M_2 + M_r) R T_z - \lambda (M_1 + M_r) R T_c \quad (4.47)$$

Підставивши в рівняння (4.44) рівняння (4.22), (4.24), (4.25), (4.47) і поділивши обидві частини рівняння на $(M_2 + M_r)$, з урахуванням рівності (4.27) одержимо

$$\frac{\xi_z H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma)} = \mu c''_{vm} t_z + R T_z - \frac{\lambda R}{\mu} T_c - \frac{\mu c'_{vm} t_c}{\mu}. \quad (4.48)$$

У рівнянні (4.48) температура наприкінці згоряння виражена в одному доданку в градусах Цельсія, а в другому — в кельвінах. Переведемо кельвіни в градуси Цельсія і приведемо рівняння до такого вигляду:

$$\frac{\xi_z H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u'_c + \lambda R t_c + 273 R (\lambda - \mu)}{\mu} = I''_z, \quad (4.49)$$

де I''_z — ентальпія одного кіломоля продуктів згоряння, кДж/кмоль,

$I''_z = (\gamma c''_{vm} + R) t_z$; $\gamma c''_{vm}$, $\gamma c''_{pm}$ — середні молярні теплоємності продуктів згоряння при сталих об'ємі й тиску, кДж/(кмоль·К).

Значення температури t_z знаходимо за рівнянням (4.49) аналітичне або за допомогою графіків.

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

$$?c''_{pm} = ?c''_{vm} + R = a'' + b'' t_z + R, \quad (4.50)$$

де a'' і b'' визначаються, як у рівнянні (4.33).

Підставивши рівняння (4.50) у рівняння (4.49), матимемо

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

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

$$A_1 = b''; \quad B_1 = a'' + R; \quad C_1 = \frac{\xi_z H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u'_c + \lambda R t_c + 273 R (\lambda - \mu)}{\mu}.$$

Запишемо квадратне рівняння

$$A_1 t_z^2 - B_1 t_z - C_1 = 0. \quad (4.51)$$

Його розв'язання дає

$$t_z = \frac{-B_1 + \sqrt{B_1^2 + 4A_1 C_1}}{2A_1}, \quad (4.52)$$

або у кельвінах

$$T_z = t_z + 273.$$

У другому випадку за графіком (рис. 4.32) визначаємо u'_c , за рівнянням (4.49) обчислюємо значення ентальпії I''_z і потім за графіком (рис. 4.33) визначаємо температуру T_z з урахуванням коефіцієнта надлишку повітря a .

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

$$p_z = p_c. \quad (4.53)$$

З рівняння (4.41) визначається ступінь попереднього розширення

або

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c},$$

$$V_z = V_c \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c}. \quad (4.54)$$

Газові двигуни з іскровим запалюванням. Рівняння згоряння (4.28) для газового ДВЗ набирає вигляду, кДж/кмоль:

$$\frac{22,4 \xi_z Q_u}{\mu M_1 (1 + \gamma)} + \frac{\mu c'_{vm} t_c}{\mu} = \mu c''_{vm} t_z, \quad (4.55)$$

де Q_u —найнижча теплота згоряння 1 м^3 газового палива, кДж/м³. Чисельник в першому доданку в лівій частині рівняння помножений на $22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$, щоб віднести Q_u до 1 кмоль.

Температура T_z наприкінці згоряння визначається розв'язанням рівняння згоряння (4.55) такими самими методами, як і рівняння згоряння (4.28) бензинових ДВЗ. Тиск p_z наприкінці згоряння визначається за рівнянням (4.43).

Газодизелі. Найнижча теплота згоряння 1 кмоль природного газу з приса-

дкою рідкого палива $g_{\text{пал}}$, кДж/кмоль:

$$\begin{aligned} H_{u, \text{гр}} &= \frac{22,4Q_u + g_{\text{пал}} H_u}{M_1} \\ H_{u, \text{гр}} &= \frac{22,4Q_u + g_{\text{пал}} H_u}{1 + \alpha_r L_0^r} \end{aligned} \quad (4.56)$$

або з урахуванням рівняння (3.46)(4.56а)

Здобуте раніше рівняння (4.49) згоряння для циклу із змішаним підведенням теплоти у випадку роботи на самому рідкому паливі для газодизельного циклу набирає такого вигляду:

$$\frac{\xi_z (22,4 Q_u + g_{\text{пал}} H_u)}{\mu (1 + \gamma) (1 + \alpha_r L_0^r)} + \frac{u'_c + \lambda R t_c + 273R (\lambda - \mu)}{\mu} = J_z'' \quad (4.57)$$

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

Середня молярна теплоємність $?c'_{vm}$ робочої суміші обчислюється за рівнянням (3.48), а середня молярна теплоємність продуктів згоряння $?c''_{vm}$ — за рівнянням (4.37) з використанням даних табл. 3.2.

Розв'язуючи рівняння згоряння (4.57) такими самими методами, якими розв'язується рівняння згоряння (4.49) у дизелях, дістаємо температуру T_z наприкінці згоряння і за формулами (4.53) і (4.54) обчислюємо тиск p_z і ступінь попереднього розширення r .

Значення величин, що використовуються в розрахунках, і параметрів кінця згоряння для сучасних автомобільних двигунів при повному навантаженні наведені у табл. 4.1 [1;2; 4].

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

4.1. Основні параметри процесу згоряння

Тип ДВЗ	ζ_z	λ	p_z , МПа	T_z , R
Бензинові	0,85...0,90	3...4	3...5,5	2300...2800
Дизелі з нерозділеною камерою згоряння	0,75...0,80	1,8...2,5	5...12	1800...2300
з розділеною камерою згоряння	0,70...0,78	1,4...1,8	5...12	1800...2300
Газові	0,80...0,85	3...5	2,5...4,5	2200...2500
Газодизелі	0,75...0,80	1,8...2,5	6...12	2000...2300

Лекція 9.. ПРОЦЕСИ РОЗШИРЕННЯ І ВИПУСКУ] (Iгод)

4.5. Процес розширення

У процесі розширення газу завдяки енергії згорілого палива виконують корисну механічну роботу здійснюють робочий хід поршня. Звідси друга назва процесу—робочий хід.

У дійсному циклі процес розширення супроводить ся 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 згорання. 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 догорання тиск в циліндрі зменшується повільніше, тому показник політропи менший за показник адіабати (рис. 4.34). У міру зменшення догорання й зростання втрат теплоти в стінки циліндра, у днище поршня, 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. Догорання знижує його. У цілому вплив догорання більший,

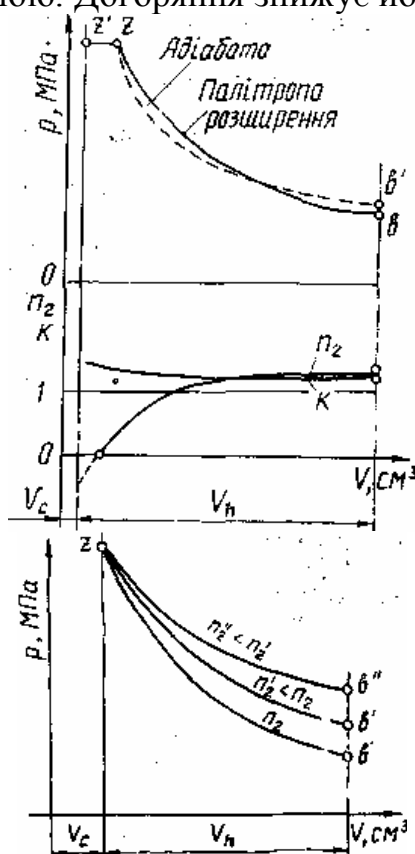


Рис. 4.34. Порівняння адіабати і політропи розширення та їх показників k і n_2

Рис. 4.35. Вплив показника політропи розширення n_2 на її крутість

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 догоряння. Так, коефіцієнт надлишку повітря в дизелях при збільшенні a до значень $a = 3 \dots 3,5$ підвищує швидкість згоряння і тим самим зменшує догоряння, що приводить до росту n_2 . В двигунах із іскровим запалюванням при збільшенні значень a від $a=1$, швидкість згоряння зменшується, догоряння зростає, значення n_2 знижується. Із зростанням частоти обертання колінчастого вала збільшується догоряння і n_2 зменшується. При зниженні навантаження в дизелі збільшується швидкість згоряння, зменшується догоряння суміші, внаслідок чого n_2 збільшується. В бензиновому двигуні при зміні навантаження в протилежних напрямках діють два фактори: зменшення швидкості згоряння, яке приводить до збільшення догоряння, 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

$$\begin{aligned} p_b &= p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = p_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{n_2}; \\ T_b &= T_z \left(\frac{T_z}{T_b} \right)^{n_2-1} = T_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{n_2-1}. \end{aligned} \quad (4.58)$$

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

Для ДВЗ з примусовим запалюванням $\delta = \epsilon$, тому

$$p_b = p_z \frac{1}{\epsilon^{n_2}}; \quad T_b = T_z \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}} \quad (4.59)$$

Значення параметрів кінця розширення для сучасних автомобільних двигунів наведені в табл. 4.4 [1;2;4].

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

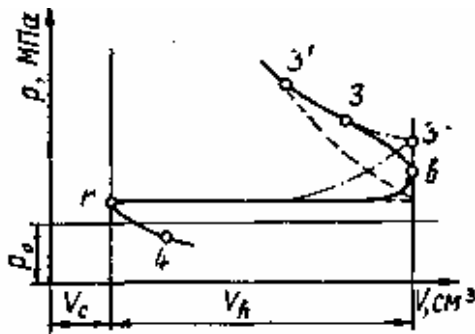


Рис. 4.36 Вплив моменту відкриття випускного клапана на індикаторну діаграму: 3' - клапан відкривається рано; 3 - нормальний момент відкриття клапана; 3'' - клапан відкривається пізно; 4 - закриття випускного клапана

4.6. Процес випуску

Треба, щоб випуск відбувався з найменшими втратами на його здійснення. Для цього в перший момент випуску відпрацювавши газу повинні витікати з найбільшою швидкістю. Тому випускний клапан починає відкриватися за 40...80° п. к. в. до в. м. т. (рис. 4.36, точка 5).

Момент відкриття випускного клапана вибирають експериментальне, 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 ° 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 відпрацювавших газів у циліндрі ще високий. Швидкість витікання стала й дорівнює швидкості звуку в відпрацювавших 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 відпрацювавших 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 впуску, 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_m і T_m для автомобільних двигунів наведені в табл. 4.1. Уточнені методи розрахунку процесу випуску приведені в науковій і навчальній літературі [4 - 6].

Лекція 10. ПОКАЗНИКИ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА (Згод)

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 момент M_i , індикаторний ККД η_i -, питома індикаторна 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.

Розглянемо індикаторну діаграму дійсного циклу (рис. 4.37, а). Заштриховані площі на цій діаграмі виражають роботу L ; $L(+)$ —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 $L_i = L(+)$.

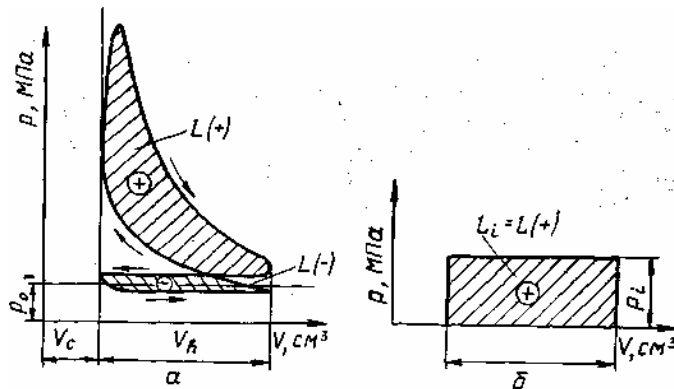


Рис. 4.37. Діаграми до визначення роботи дійсного циклу ДВЗ (а) і середнього індикаторного тиску (б)

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.

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 скруглена. На рис. 4.38 приведений розрахунковий цикл дизеля, як найбільш узагальнений.

Середній індикаторний тиск розрахункового циклу

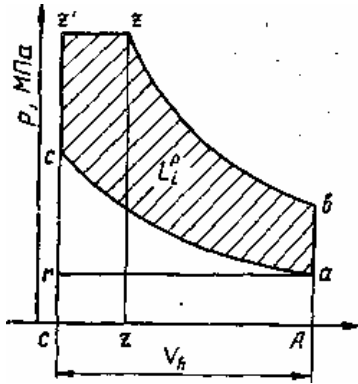


Рис. 4.38. Діаграма до розрахунку середнього індикаторного тиску

$$p_i^p = \frac{L_i^p}{V_h} \quad (4.60)$$

Робота розрахункового циклу виражається різницею площ:

$$L_i^p = F_{Cz'zZ} + F_{ZzbA} - F_{CcaA}, \quad (4.61)$$

де F — площі ділянок індикаторної діаграми, позначені на рис. 4.38.

Робота індикаторного розширення на ділянці $c-z'-Z$:

$$F_{cz'zZ} = p_z V_z - p_c V_c = p_z (V_z - V_c) = \lambda p_c V_c (\rho - 1). \quad (4.62)$$

Робота політропного розширення на ділянці $z-b$:

$$F_{ZzbA} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b) = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{\lambda p_c V_c \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right)$$

(4.63) Робота політропного стиску на ділянці $a-c$:

$$F_{CcaA} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right)$$

Підставляючи рівняння (4.62)—(4.64) у рівняння (4.61), а потім (4.60), дістаємо

$$p_b = p_z \frac{1}{\epsilon^{n_2}}; \quad T_b = T_z \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \quad (4.59)$$

$$p_i^p = \frac{L_i^p}{V_h} = \frac{L_i^p}{V_c (\epsilon - 1)} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (4.65)$$

Середній індикаторний тиск дійсного циклу $p_i = \phi p_i^p$,

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 (4.65) $\rho=1$ і $\delta=\epsilon$. Тоді

$$p_i = \frac{\phi p_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (4.66)$$

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 надлишку 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, Нм:

$$L_i = p_i V_h.$$

Кількість робочих циклів за одну секунду

$$z = \frac{2n}{60\tau},$$

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, кВт, має вигляд

$$N_i = L_i z i = \frac{p_i V_h n i}{30\tau} \quad (4.67)$$

де p_i виражається в МПа, V_h —у літрах, i —кількість циліндрів.

Індикаторний момент, Н-М,

$$M_i = \frac{N_i}{\omega} 10^3,$$

де $\omega = \frac{\pi n}{30}.$

Тоді з урахуванням (4.67)

$$M_i = \frac{p_i V_h i}{\tau \pi} 10^3 \quad (4.68)$$

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{H_u G_{\text{пал}}}, \quad (4.69)$$

де N_i виражається в кВт; H_u —у кДж/кг; $G_{\text{пал}}$ —у кг/год.

Питома індикаторна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$,—витрата палива на один кіловат індикаторної потужності за одну годину:

$$g_i = \frac{G_{\text{пал}}}{N_i}, \quad (4.70)$$

або з урахуванням рівняння (4.69)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}. \quad (4.71)$$

Відносний ККД оцінює ступінь досконалості дійсного робочого циклу порівняно з термодинамічним:

$$\eta_{\text{відн}} = \frac{\eta_i}{\eta_t}. \quad (4.72)$$

Для сучасних автомобільних двигунів $\eta_{\text{відн}}=0,6\ldots 0,8$.

Середній індикаторний тиск можна виразити через параметри, які характеризують робочий цикл. Для цього скористаємося рівнянням витрати повітря двигуном за одну годину, кг/год:

$$G_{\text{пов}} = \alpha l_o G_{\text{пал}} = V_h i \eta_V \rho_{\text{пов}} \frac{120\pi}{\tau}, \quad (4.73)$$

де l_o —кількість повітря, кг, теоретично необхідне для згоряння 1 кг палива; V_h —робочий об'єм циліндра, м^3 ; $\rho_{\text{пов}}$ —густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; n —частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ; τ —тактність двигуна. Годинна витрата палива, кг/год,

$$G_{\text{пал}} = N_i g_i = \frac{p_i V_h i n}{30\tau} g_i. \quad (4.74)$$

Питома індикаторна витрата палива виражається рівнянням (4.71). Підставивши рівняння (4.74) з урахуванням (4.71) у рівняння (4.73), одержимо

$$p_i = \frac{H_u}{I_0} \frac{\eta_i^3}{\sigma} \eta_v \rho_{\text{пов}} \quad (4.75)$$

Газові двигуни

Індикаторний ККД η_i газового ДВЗ з іскровим запалюванням суміші обчислюється за формулою

$$\eta_i = 3600 N_i / Q_u V_r \quad (4.76)$$

де N_i виражається в кВт, Q_u —в кДж/м³, V_r —в м³/год.

Питому індикаторну витрату газового палива, м³/(кВт-год), прийнято оцінювати в об'ємних одиницях:

$$v_i = \frac{V_r}{N_i} = \frac{3600}{Q_u \eta_i} \quad (4.77)$$

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):

$$q_i = v_i Q_u \quad (4.78)$$

Індикаторний ККД η_i газодизелів обчислюється за формулою

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{Q_u V_r + H_u G_{\text{пал}}} \quad (4.79)$$

Питома індикаторна витрата теплоти в газодизелі, кДж/(кВт-год), може бути оцінена за залежністю

$$q_i = \frac{Q_u V_r + H_u G_{\text{пал}}}{N_i} \quad (4.80)$$

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

Тип ДВЗ	P_i , МПа	η_i	g_i г/(кВт-год), для газових ДВЗ в мДж/(кВт-год)
Бензиновий	0,8...1,2	0,28...0,39	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 2,5	0,42...0,53	6,8...8,5

Вплив різних факторів на індикаторні показники циклу;

Двигуни з іскровим запалюванням суміші

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 і умови запалення суміші, що дозволяє розширити концентраційні межі ефективного збіднення її і одержати приріст η_i і 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 відпрацювавшими газами токсичних компонентів –(оксиду азоту і вуглеводнів). **Якість суміші** оцінюється за значенням α . Істотно впливає на хід згоряння, а тому і на індикаторні показники циклу. Найбільшому значенню η_i відповідає збіднена суміш ($\alpha \approx 1,05 \dots 1,15$). Це пояснюється повнотою згоряння палива завдяки надлишку повітря. При подальшому збільшенні α різко зменшується швидкість згоряння (рис. 4.16), внаслідок чого погіршується тепловикористання і знижується значення η_i . Найбільше значення p_i досягається при збагаченій суміші ($\alpha=0,85 \dots 0,93$), 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_i і N_e) і виду палива відповідає свій оптимальний кут випередження запалювання, який забезпечується на двигуні 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 системи 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

Дизелі (газодизелі)

Ступінь стиску. Термодинамічний аналіз циклу дизелів (газодизелів) 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 $\epsilon=16 \dots 20$. 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 і 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, $C_n = S_n / 30$, 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 значення i 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, тобто при якому досягаються $p_{i\max}$, $p_i \max$, $g_i \min$. При цьому вдається забезпечити при незначному погіршенні індикаторних показників значне зниження жорсткості згоряння (p_z і $(d_p/d_\phi)_{\max}$) і виходу токсичних компонентів з відпрацювавшими 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 a 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 $a=1,3...1,7$ 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 a зростає. Досвід показує, що до значень $a=3,5...4,0$ значення η_i ; також зростає через зниження місцевого перебагачення суміші, скорочення тривалості згоряння і, як результат, поліпшення тепловикористання в циклі. Значення a , при якому досягається $\eta_{i\max}$, зветься межею ефективного збіднення суміші.

Наддув є ефективним способом збільшення $p_{нов}$, 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 a . 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 a знижується теплонапруженість деталей. Однак при цьому приріст p_i буде меншим через більше значення a .

4.7.2. Механічні втрати

Частина індикаторної потужності витрачається на так звані механічні втрати в двигуні, які складаються з втрат на тертя $N_{тер}$, втрат на газообмін $N_{газ}$ і втрат на привід допоміжних агрегатів $M_{доп. аг.}$:

$$N_M = N_{тер} + N_{газ} - N_{доп. аг.}$$

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 (4.67) для індикаторної потужності запишемо рівняння для потужності, кВт, механічних втрат:

$$N_M = \frac{p_M V_h \text{ in}}{30\tau}, \quad (4.81)$$

де p_M - 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_M майже лінійно залежить від $\underline{n}$, хв^{-1} , і для автомобільних ДВЗ може бути визначеним за залежністю [1;2;4]:

$$p_M = a + bC_n, \quad (4.82)$$

де C_n —середня швидкість поршня; a , b —сталі коефіцієнти, які визначаються експериментально; значення їх наведені в табл. 4.6. [1; 2; 7].

4.6. Значення коефіцієнтів a і b для ДВЗ різних типів

Двигун	a , МПа	b , (МПа.с / м)
Дизелі		
з нерозділеною 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

Механічний ККД характеризує частку індикаторної потужності, що відповідає механічним втратам:

$$\eta_M = \frac{N_i - N_M}{N_i} = 1 - \frac{N_M}{N_i} \quad (4.83)$$

Значення η_M для сучасних автомобільних двигунів наведені у табл. 4.7.

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 (крутний) момент $M_e(M_K)$, ефективний ККД η_e , питому ефективну витрату палива g_e .

Середній ефективний тиск— це умовний, сталий за значенням тиск, який, діючи на поршень, виконав біт за один хід поршня роботу, що дорівнює

4.7. Ефективні показники автомобільних ДВЗ

Тип ДВЗ	η_m	P_e , МПа	η_e	g_e , г/(кВтгод) (для газових ДВЗ u_e , мДж/(кВт·год))
Бензинові	0,7...0,85	0,6...0,95	0,25...0,32	250...20
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

роботі, здобутій на колінчастому валу за один робочий цикл

$$P_e = P_i - P_m, \quad (4.84)$$

або

$$P_e = P_i \cdot \eta_m. \quad (4.85)$$

Ефективна потужність двигуна — це потужність, яка розвивається на колінчастому валу двигуна і використовується для корисної роботи, кВт:

$$N_e = N_i - M_m. \quad (4.36)$$

За аналогією з індикаторною потужністю можна записати

$$N_e = \frac{P_e V_h i_n}{30\tau}. \quad (4.87)$$

Ефективний (крутний) момент — середній за цикл момент, який передається від колінчастого вала двигуна силовій передачі автомобіля, Н м;

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} 10^3, \quad (4.88)$$

$$M_e = \frac{P_e V_h i}{\tau \pi} 10^3. \quad (4.89)$$

Ефективний ККД — це відношення роботи, здобутої на валу двигуна, до енергії, що містилася у витраченому

$$\eta_e = \frac{3600 N_e}{H_u G_{\text{пал}}},$$

або

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (4.91)$$

Для газових двигунів

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^3 N_e}{Q_u V_g}. \quad (4.92)$$

Для газодизелів

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^3 N_e}{Q_u V_g + H_u G_{\text{пал}}}. \quad (4.93)$$

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):

$$v_e = \frac{V_r}{N_e} = \frac{3600}{Q_u \eta_e}; \quad (4.96)$$

питома ефективна витрата теплоти, кДж/(кВт год):

$$q_e = v_e Q_u. \quad (4.97)$$

Для газодизеля питома ефективна витрата теплоти, кДж/(кВт год):

$$q_e = \frac{Q_u V_r + H_u G_{\text{пал}}}{N_e}. \quad (4.98)$$

Значення ефективних показників автомобільних двигунів наведені у табл.

4.7. 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, масла, 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_n 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:

$$N_l = \frac{N_e}{V_{\text{л}} i} = \frac{p_e n}{30 \tau}. \quad (4.99)$$

Залежність для неї з урахуванням рівнянь (4.75), (4.85), (4.87) може бути наведена у вигляді

$$N_l = A_1 \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m \eta_v \rho_{\text{пов}} n, \quad (4.100)$$

Де

$$A_1 = \frac{H_u}{i_s 30 \pi}.$$

Для встановлення резервів підвищення N_l 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.

Таким чином, збільшення густини повітря $\rho_{\text{пов}}$ за рахунок наддуву і про-

міжного охолодження—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 [2; 4]: двигуни з іскровим запалюванням—20...55; дизелі—10...25.

Поршнева потужність—це ефективна потужність, що припадає на 1 м^2 поверхні днища поршня, кВт/м²:

$$N_{\text{п}} = \frac{N_{\text{е}}}{F_{\text{п}}} = \frac{p_{\text{е}} S n}{30\tau} \quad (4.101)$$

де $F_{\text{п}}$ — площа днища поршня, м²; S — хід поршня, дм.

Підставивши в (4.101) вираз для середньої швидкості поршня, маємо

$$N_{\text{п}} = \frac{1}{\tau} p_{\text{е}} C_{\text{п}}. \quad (4.102)$$

З цього рівняння видно, що $N_{\text{п}}$ залежить від середнього ефективного тиску і швидкохідності двигуна.

У сучасних автомобільних двигунів $N_{\text{п}}$, кВт/м² складає [2; 4]: двигуни з іскровим запалюванням—0,25...0,45; дизелі—0,20...0,35.

Літрова маса—це маса незаправленого (сухого) двигуна $G_{\text{двз}}$, віднесена до одиниці робочого об'єму циліндра, кг/л:

$$g_{\text{л}} = \frac{G_{\text{двз}}}{V_{\text{л}}}. \quad (4.103)$$

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 літража. Для сучасних автомобільних двигунів $g_{\text{л}}$, кг/л, становить: двигуни з іскровим запалюванням—75...150; дизелі—100...200.

Питома маса - це маса незаправленого двигуна, що припадає на одиницю його номінальної потужності, кг/кВт:

$$g_{\text{к}} = \frac{G_{\text{двз}}}{N_{\text{е}}}. \quad (4.104)$$

Для сучасних автомобільних двигунів $g_{\text{к}}$ становить: двигуни з іскровим запалюванням—1...6; дизелі—4...10.

4.7.5. Тепловий розрахунок та визначення основних розмірів автомобільного двигуна

Проектування ДВЗ починається з виконання теплового розрахунку, метою якого є: 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 ходу поршня S і т. ін.

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_o і тиск p

навколишнього середовища; ступінь стиску ϵ ; коефіцієнт надлишку повітря a ; коефіцієнт підігріву 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 p і $\xi_{вп}$; середня швидкість заряду в прохідному перерізі клапана $W_{кл}$; ступінь підвищення тиску при згорянні λ (для дизелів); відношення ходу поршня до діаметра циліндра S/D ; коефіцієнт скруглення 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:

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{30 \tau},$$

одержуємо робочий об'єм циліндра, м³:

$$V_h = \frac{30 N_e \tau}{p_e n i},$$

де p_e —здобуто в результаті теплового розрахунку.

Діаметр циліндра визначається з рівняння робочого об'єму циліндра:

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} S = \frac{\pi D^3 S}{4} \frac{D}{D} = \frac{\pi D^3}{4} \frac{S}{D}.$$

Звідси діаметр циліндра, м:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi S/D}}. \quad (4.105)$$

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

Тип ДВЗ	n , 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 понад 2800	1.0...12 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.

Лекція 11. ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС І ТЕПЛОВА НАПРУЖЕНІСТЬ ДВИГУНА(Ігoд)

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 тепло-напруженості 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:

$$Q_3 = Q_e + Q_{\text{охол}} + q_m + Q_r + Q_{\text{н.з.}} + Q_{\text{інш.}} \quad (4.106)$$

де Q_3 —загальна теплота, уведена в ДВЗ на розглядуваному режимі роботи; Q_e , $Q_{\text{охол}}$, Q_r , q_m —теплота відповідно еквівалентна ефективній роботі ДВЗ; відведена від ДВЗ в навколишнє середовище з охолоджуючою рідиною; виведена з ДВЗ із відпрацювавшими газами; виведена з ДВЗ з маслом; $Q_{\text{н.з.}}$ —втрати теплоти палива через неповноту згоряння; $Q_{\text{інш.}}$ —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

$$q_e + q_{\text{охол}} + q_m + q_r + q_{\text{н.з.}} + q_{\text{інш.}} = 100 \%. \quad (4.107)$$

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	$q_{\text{охол}}$	q_r	$q_{\text{н.з.}}$	q_m	$q_{\text{інш.}}$
Бензинові	21...28	12...27	30...55	0...45	3...5	3
Дизелі:						
без наддуву	29...42	15...35	25...45	0...5	2...3	3
з наддувом	35...45	10...25	25...40	0...5	2...3	3

В залежності 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_r . На рис. 4.39, *а* втрати теплоти $q_{\text{охол}}$ зменшуються, а q_r збільшуються при підвищенні n , що пов'язано із зменшенням часу на теплообмін і згоряння. На характер зміни q_m з частотою n впливає зміна частки

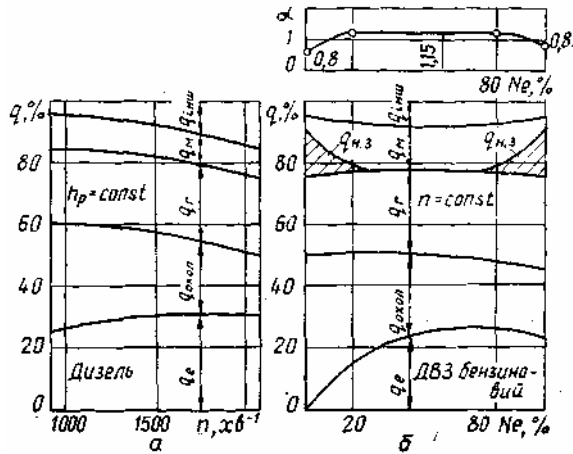


Рис. 4.39. Складові зовнішнього теплового балансу двигуна та зміна їхнього значення в залежності від швидкісних (*а*) та навантажувальних (*б*) режимів роботи

індикаторної роботи, яка витрачається на механічні втрати. Значення $q_{\text{інш}}$ слабо залежить від режиму роботи двигуна. Як видно з рис. 4.39, *б* істотне зменшення q_e відбувається на холостому ході і на ділянці зміни навантаження від 80 до 100 %. Це пояснюється примусовим збагаченням суміші на цих режимах. На цих же режимах збільшується q_r 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_r ; значне зменшення втрат теплоти в систему охолодження $q_{\text{охол}}$ за рахунок 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.

Перегрівання поршня приводить до закоксування поршневих кілець, задирок на тертьових 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 670К. 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 наддувального повітря, яке надходить з нагнітача.

В експлуатації треба стежити за додержанням нормального теплового режиму двигуна.

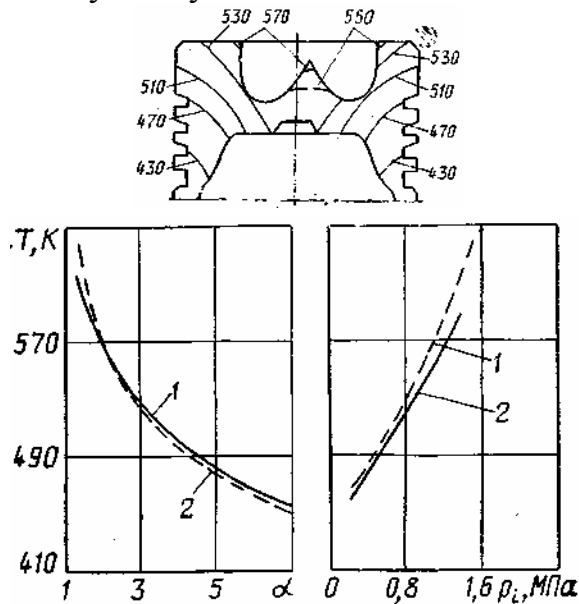


Рис. 4.40. Розподіл температур у поршні дизеля ЯМЗ-238 на номінальному режимі роботи (у кельвінах)

Рис. 4.41. Вплив α і p_i на температуру в дизелі: 1—днище поршня; 2—головка циліндрів

Лекція 12 ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ (1 год)

4.9.1. Основні шкідливі речовини, що виділяються при роботі двигунів

Джерелами викидів шкідливих речовин в ДВЗ є відпрацювавши, картерні гази та пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацювавшими 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, вуглекислий газ), 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 сумішеутворення 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 сумішеутворення, як було показано вище, теоретично ($\alpha=1,0$) для згоряння одного кілограму бензину необхідно 14,95 кг повітря. 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 збагачених паливоповітряних сумішей. Недостатня кількість кисню є основною причиною підвищення викидів з відпрацювавшими 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 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 відпрацювавши газах двигуна збільшується вміст оксидів азоту NO і NO₂, 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 відпрацювавши газах досягає максимального значення в режимах високих частот обертання при навантаженнях, що передують початку роботи економайзерного пристрою.

Розглянуті шкідливі речовини—продукти реакцій вуглеводнів палива і складових повітря. Поряд з цими речовинами в відпрацювавши газах містяться

шкідливі речовини, що утворюються з домішок бензину. До них належить двооксид сірки. В бензині вміст сірки не перевищує 0,15 %. В циліндрі двигуна сірка окислюється і в вигляді двооксиду викидається в оточуюче середовище.

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, бенза-а-пірен ($\text{C}_{20}\text{H}_{12}$), 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 в даний час речовиною, забезпечуючою підвищення октанового числа бензину, є 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 викидаються в атмосферу.

Крім відпрацювавших газів, джерелом забруднення оточуючого середовища при експлуатації бензинових двигунів є картерні гази і пари палива. По відношенню до викидів з віпрацювавшими газами викиди з картерними по СО 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 близький до складу палива, ніж відпрацювавших газів, що вказує на значні розміри випаровувань.

У дизелях для згоряння одного кілограма дизельного палива теоретично ($a=1,0$) необхідно 14,3 кг повітря. Однак при такому складі суміші енергетичні показники дизеля будуть незадовільними, найбільш високих значень вони досягають на збідненій ($a > 1,3...1,4$) суміші. В міру зниження 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 СО 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 відпрацювавших 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 відпрацювавшими газами дизеля. Концентрація NO_x в міру збільшення навантаження дизеля підвищується, хоча при наближенні до повного навантаження інтенсивність росту сповільнюється.

В дизелях процес сумішеутворення займає надто малий проміжок часу і при загальному для циліндра надлишку 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 виділя-

ється і в місцях, де є надлишок кисню, але в подальшому він тут повністю згоряє [3]. 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 вприскування 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 (до 0,5%). 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 із запалюванням від стиску токсичність значно знижується. При роботі двигуна з іскровим запалюванням на стисненому природному газі, якщо ступінь стиску 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 стисненого 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 У ДВЗ

Нормування шкідливих викидів в ДВЗ у країнах СНД було започатковано в 1970 р., коли було введено в дію перший державний стандарт.

Для автомобілів з бензиновими двигунами цей стандарт обмежував вміст у відпрацьованих газах CO . Починаючи з 1988 р., токсичність автомобільних бензинових двигунів в експлуатаційних умовах нормується ГОСТ 17.2.2.03—87. Згідно стандарту перевіряється і обмежується вміст CO і C_nH_m у двох режимах: мінімальної та підвищеної частот холостого ходу (0,8 від номінальної частоти двигуна). Вибір першого режиму перевірки пояснюється простотою та доступністю його відтворення в експлуатаційних умовах, а також тим, що цей режим відіграє важливу роль в забрудненні оточуючого середовища оксидом вуглецю та вуглеводнями.

Так як перевірка на режимі мінімальної частоти обертання характеризує

роботу лише системи холостого ходу карбюратора, то для оцінки роботи головної дозуючої системи введено другий режим підвищеної частоти.

При перевірці бензинових двигунів на заводах їх токсичність оцінюють всебічно. Кількість шкідливих викидів двигунами легкових автомобілів оцінюють при умовному русі автомобіля на спеціальному випробному стенді по їздовому циклу, який включає сталі і несталі режими роботи.

Токсичність бензинових двигунів грузових автомобілів оцінюють при роботі по циклу, що включає різні сталі режими, близькі до тих, що широко використовуються в експлуатаційних умовах.

Для автомобілів з дизелями в експлуатаційних умовах ГОСТ 21393—75 обмежує димність відпрацювавших газів. Перевірка проводиться в двох режимах—вільного прискорення і максимальної частоти обертання холостого ходу. Ці режими можна легко відтворити в експлуатаційних умовах.

Режим вільного прискорення здійснюється на автомобілі, що не рухається, шляхом плавного натискування педалі управління паливopoдачею до упору, в результаті чого частота обертання дизеля змінюється від мінімальної до максимальної. Подача палива і повітря при цьому будуть такими ж, як і при розгоні автомобіля в експлуатаційних умовах.

4.9.3. Вплив різних факторів на токсичність двигунів

До основних **конструктивних факторів**, що впливають на токсичність двигунів, належать: форма камери згоряння, ступінь стиску, розміри циліндрів. Форма камери згоряння особливо значний вплив має в дизелях. Дослідження показують, що дизелі з розділеною камерою згоряння є 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 відпрацювавших 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 відпрацювавших газах вуглеводнів. Через цей фактор впливає на токсичність і ступінь стиску, збільшення якого приводить до росту відношення поверхні камери згоряння до її об'єму.

З ростом ступеню стиску підвищується максимальна температура робочого тіла в циклі, що приводить при роботі двигуна на збідненій суміші до підвищення концентрації NO_x -. Концентрація CO у відпрацювавших газах практично не залежить від ступеню стиску.

До **експлуатаційних факторів**, які мають значний вплив на токсичність двигунів, належать склад паливо-повітряної суміші, навантаження двигуна, частота обертання, кут випередження запалювання або вприскування 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. В дизелях залежність концентрацій шкідливих речовин у відпрацювавших газах від скла-

ду суміші аналогічна залежності від навантаження, так як потужність в дизелях регулюється складом суміші. В бензинових та газових двигунах навантаження має значний вплив на склад відпрацювавших газів. На рис. 4.42 показані залежності концентрацій CO , C_nH_m , NO_x і CO_2 від навантаження двигуна ЗМЗ-24-01. 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. Збагачення суміші призводить до збільшення концентрацій CO і C_nH_m і зниження концентрацій NO_x і CO_2 .

Зростання частоти обертання вала двигуна призводить до покращення сумішоутворення і, як наслідок,

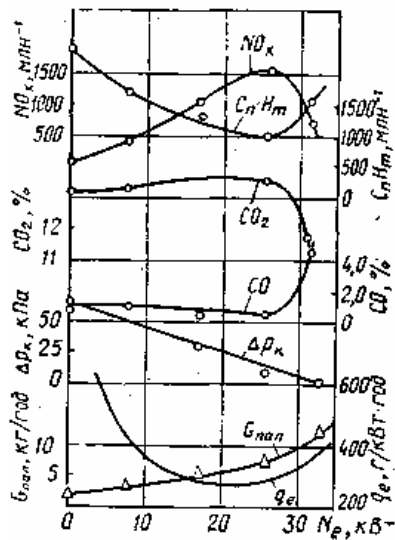


Рис. 4.42. Залежність концентрацій CO , C_nH_m , CO_2 , NO_x і витрати палива двигуном ЗМЗ-24 від навантаження ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

(пропущено 2 стр) щеною енергією і збільшеною тривалістю розряду. Перспективними системами запалювання є плазмові.

Для зниження викидів із відпрацювавшими газами оксидів азоту найбільш ефективним методом є **рециркуляція відпрацювавших газів**, яку застосовують як в двигунах іскровим запалюванням, так і в дизелях. Частина відпрацювавших газів відбирається з випускної труби і подається у впускну. Відпрацювавши 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 економічності двигунів. Однак при інтенсивній турбулізації заряду домішка певної кількості відпрацювавших газів до свіжої суміші не погіршує економічності, а в деяких випадках навіть знижує витрату палива.

Серед режимів роботи автомобільних двигунів є такі, на яких токсичність відпрацювавших газів по окремим шкідливим компонентам особливо виростає. Таким режимом для дизелів є розгін. В цьому режимі в дизелях, зокрема з турбонаддувом, спостерігається різке збагачення суміші, що приводить до інтенси-

вного 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 збільшується, а циклова подача палива насосами високого тиску з широко застосовуваними коректорами зменшується з підвищенням частоти обертання. Це приводить до того, що дизелі при роботі за зовнішньою характеристикою в зоні низьких частот обертання мають підвищену димність відпрацювавших газів, збільшені викиди CO , C_nH_m і низьку економічність. Для усунення цього недоліку використовують спеціальні *противодичні негативні коректори*, які при зниженні частоти обертання нижче значення, відповідного максимальному крутному моменту, зменшують циклову подачу палива. Негативні коректори сприяють зниженню димності відпрацювавших газів в зоні низьких частот обертання на 40 % при підвищенні 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 колес 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 оточуючого середовища.

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 економічності на 3...5 % [3].

Найбільш ефективним напрямком 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 пові-

тря. Каталітичні нейтралізатори для одночасного зниження CO , 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 , NO_x бензинових двигунів можна і в однокамерному нейтралізаторі з платинородієвим каталізатором. Найбільш ефективний такий нейтралізатор, якщо склад суміші близький до стехіометричного. Ефективним вважається нейтралізатор, який знешкоджує не менше 80 % CO , C_nH_m , 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 відпрацювавших 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 відпрацювавших газів шляхом неодноразової зміни напрямку їх руху. Перед тим, як відпрацювавши газів 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 відпрацювавших газів через водні розчини різних хімічних з'єднань.

Поряд з заходами, направленними на зниження димності відпрацювавших 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 газів, 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 надлишку 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 ($a > 1,8$), то і оксиди азоту будуть відсутні у відпрацювавших 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, 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 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].