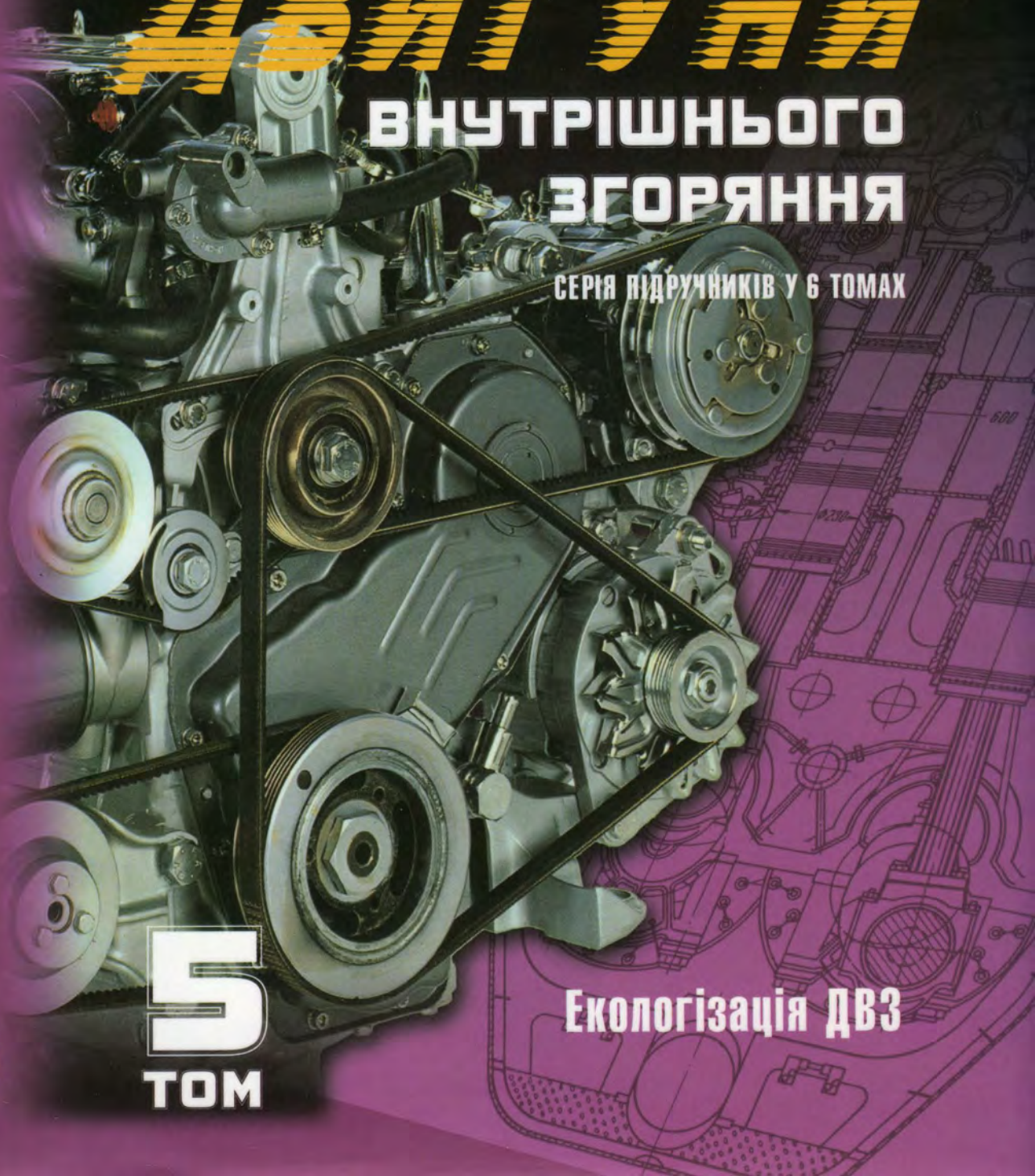
А. П. Марченко, І. В. Парсаданов,
Л. Л. Товажнянський, А. Ф. Шеховцов

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

СЕРІЯ ПІДРУЧНИКІВ У 6 ТОМАХ



5 ТОМ

Екологізація ДВЗ

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ 5

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

5

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

А.П. МАРЧЕНКО
І.В. ПАРСАДАНОВ
Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ
А.Ф. ШЕХОВЦОВ

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

СЕРІЯ ПІДРУЧНИКІВ У 6 ТОМАХ

ТОМ 5

ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ДВЗ

За редакцією
проф. А.П. Марченка, заслуженого діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова

Затверджено Міністерством освіти і науки України як підручник для студентів вищих навчальних закладів, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” за спеціальністю “Двигуни внутрішнього згоряння;

Видавничий центр НТУ “ХПІ”
2004

ББК 31.365
Д23
УДК 621.432.3

Рецензенти: *С.А. Єрощенков*, д-р техн. наук, проф.,
Українська державна академія залізничного транспорту;
О.П. Строков, д-р техн. наук, проф.,
Інститут машин і систем Мінпромполітики України

Автори: А.П. Марченко, І.В.Парсаданов, Л.Л. Товажнянський,
А.Ф. Шеховцов

Гриф наданий Міністерством освіти і науки України,
лист № 1/11-4682 від 06.11.2003 р.

Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом "Інженерна механіка" / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ "ХПІ", 2004. – с.

ISBN

У підручнику викладено теоретичні основи, методи математичного моделювання та експериментальних досліджень процесів створення токсичних речовин у відпрацьованих газах ДВЗ. Наведені нормативи обмеження викидів шкідливих речовин двигунами різних призначень. Розглянуті шляхи екологізації ДВЗ за рахунок зниження рівнів токсидів й димності випускних газів ДВЗ, перш за все, шляхом комп'ютеризації керування та оптимізації процесів в ДВЗ за комплексним паливно-екологічним критерієм. Розглянуто засоби нейтралізації викидів двигунів. Викладено правові аспекти екологізації.

Підручник призначено для студентів спеціальності "Двигуни внутрішнього згоряння". Він може бути корисним викладачам, аспірантам, інженерам-розробникам перспективних ДВЗ.

In the textbook theoretical fundamentalses, methods of mathematical simulation and experimental researches of processes of creation of toxic substances in completing gases ICE are explained. The specifications of limitation of harmful ejections substances engines of different assignments are reduced. The paths of ecologization ICE at the expense of lowering levels toxics and smoking the ICE exhaust gases, first of all, by a computerization of control and optimization of processes in ICE by complex fuel-ecological criterion are considered. Means of neutralization of engines are considered. Legal aspects ecologization are explained.

The textbook is intended for students of a specialty "Internal combustion engines". It may be to useful teachers, post-graduate students, engineers - developers perspective ICE.

Іл.143 . Табл. 64 . Бібліогр. 104 назв.

ББК 31.365

ISBN

© Колектив авторів, 2004 р.
© Видавничий центр НТУ "ХПІ", 2004 р.

ПЕРЕДМОВА

Проблема забезпечення конкурентоздатності двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) є визначальною для подальшого розвитку вітчизняного моторобудування, перш за все – автотранспортного.

Одним із суттєвих чинників, що негативно впливають на технічний рівень ДВЗ різних призначень, визнано токсичність їх викидів.

Сьогодні однією з глобальних проблем двигунобудування України є його екологізація на основі створення і запровадження у виробництво таких ДВЗ, які при світовому рівні своїх параметрів не допускатимуть забруднення навколишнього середовища поза найжорсткі нормативи на токсичність викидів з відпрацьованими газами.

Підручник націлений на підготовку молодих фахівців на основі узагальнення вітчизняного й світового досвіду щодо подолання проблеми токсичності ДВЗ.

У ньому проаналізовано нагальні проблеми екологізації ДВЗ, виходячи з вивчення й аналізу процесів, які обумовлюють небажану токсичність бензинових, дизельних, газових двигунів. Особливу увагу приділено токсичним чинникам двигунів на альтернативних паливах.

Це дозволило запропонувати й навести у підручнику математичні моделі процесів токсидоутворення у ДВЗ, перш за все – розроблені науковцями НТУ “ХПІ” (кафедр ДВЗ, загальної хімічної технології, процесів і апаратів).

Сформульовані основні принципи, методи, засоби випробувань ДВЗ на токсичність.

Обґрунтовані нормативи на токсичність та димність двигунів різних призначень.

Запропоновані шляхи екологізації ДВЗ на основі урахування режимних, конструкторсько-технологічних, експлуатаційних і регулювальних

факторів та нейтралізації відпрацьованих газів ДВЗ.

Сформульовано методи оцінок ефективності екологізації двигунів за комплексним паливно-екологічним критерієм, наведено приклади використання останнього для енергетичних установок різного призначення.

Наведено правові основи екологізації ДВЗ, включаючи правові її гарантії.

Особливу увагу приділено перспективам екологізації ДВЗ, в тому числі в Україні.

У кінці кожного розділу наведено контрольні запитання й завдання. До підручника додаються контрольно-пояснювальні дискети для самоконтролю студентів чи дистанційного їх навчання.

Передмова написана Шеховцовим А.Ф. Вступ написаний Товажнянським Л.Л. Розділи 1.1, 2.1, 6.1 підготовлені Товажнянським Л.Л.; розділи 1.2, 2.3, 7.1 підготував Марченко А.П.; розділи 1.3, 3.2, 7.2 викладено Шеховцовим А.Ф.; розділи 2.2, 6.2, 6.3 написані Парсадановим І.В., а розділ 7.1 – Марченко А.П. та Парсадановим І.В. Глави 4 та 5 написані Марченко А.П. й Шеховцовим А.Ф., глава 8 – Парсадановим І.В., глава 9 – Товажнянським Л.Л., глава 10 – Марченко А.П. та Шеховцовим А.Ф.

Автори вдячні шановним рецензентам рукопису підручника професорам С.А. Єрощенкову та О.П. Строкову за важливі рекомендації щодо поліпшення його якості.

Автори щиро вдячні за допомогу при підготовці підручника співробітникам ХКБД (м. Харків), кафедр ДВЗ та загальної хімічної технології, процесів і апаратів НТУ “ХПІ”.

Особливу подяку автори висловлюють І.В. Риковій, Л.Т. Жиліній та І. Е. Усатій за велику роботу по комп’ютерному набору підручника.

Зауваження та пропозиції щодо покращення підручника просимо направляти за адресою: 61002, Харків, вул.. Фрунзе,21, НТУ “ХПІ”, кафедра двигунів внутрішнього згоряння , E-mail: dvs @kpi.kharkov.ua.

ВСТУП

Однією з глобальних проблем сучасності, в тому числі і в Україні, є забезпечення економії природних ресурсів та захист навколишнього середовища при збільшенні виробництва енергії, необхідної для діяння людства.

Загально відомо, що найбільшу кількість механічної енергії (до 80 % від установленої потужності) виробляють двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), що споживають основну масу продуктів переробки в паливо нафти та дещо – вугілля, газу.

Тому при роботі ДВЗ й спричиняється найбільша шкода навколишньому середовищу, яка обумовлена хімічними чинниками забруднення атмосфери токсидами у відпрацьованих газах двигунів (ВГ).

Створення шкідливих речовин у ВГ безпосередньо залежить від організації робочого процесу двигунів. При цьому заходи, спрямовані на поліпшення паливної (як і масляної) економічності ДВЗ, відповідним чином зменшують й вміст токсичних компонентів у їхніх ВГ, перш за все, монооксиду вуглецю (CO), оксидів азоту (NO_x), біоксиду вуглецю (CO_2), сажових частинок та канцерогенів з неспаленими вуглеводнями (C_nH_m).

Мета дисципліни “Екологізація ДВЗ”, по-перше, полягає у наданні студентам глибоких знань і навичок для вирішення фахових задач щодо обґрунтованого вибору й практичної реалізації заходів щодо оптимізації робочого процесу ДВЗ за критерієм мінімального рівня експлуатаційної токсичності викидів з ВГ. Сказане являє собою перший крок на шляху необхідної глибокої екологізації ДВЗ. Природно, такий підхід є лише частковим вирішенням проблеми екологізації енергетичних установок з двигунами.

Як свідчить досвід кращих моторобудівних фірм світу, сьогодні є всі

можливості остаточно розв'язувати проблему екологізації ДВЗ шляхом найширшого запровадження, поряд з поліпшенням робочого процесу, ефективної штучної нейтралізації токсичних викидів двигунів поза їх межами. Це й дозволить остаточно вирішити назрілу проблему екологізації двигунів.

Як свідчить практика, шляхи й заходи забезпечення найкращої паливної економічності ДВЗ або найменшої токсичності їхніх викидів часто і суттєво суперечать один одному. Наприклад, паливна економічність вимагає підвищення температури робочого тіла у циліндрі двигуна, тоді як зменшення вмісту токсиду NO_x вимагає, навпаки, зниження означеної температури і т.д.

Для системної оцінки паливно-екологічних показників двигунів, цілеспрямованого пошуку технічних рішень щодо зниження як витрат палива, так і токсичності ВГ вчені кафедри ДВЗ НТУ "ХПІ" запропонували комплексний паливно-екологічний критерій у безрозмірній формі.

Це надає можливість враховувати різноманітність, протиріччя й багатофункціональність взаємозв'язків режимів та умов роботи ДВЗ з витратами палива й токсидами у ВГ. Студентам надається можливість обґрунтовано і реально оцінювати необхідність компромісних, конструктивних та інших рішень на стадії проектування перспективних ДВЗ різних призначень за критерієм економічної доцільності.

Всі ці питання вперше систематизовано й узагальнено у підручнику "Екологізація ДВЗ", який містить фундаментальні й прикладні матеріали з урахуванням досвіду вітчизняних та іноземних фірм. Приділено увагу висвітленню досвіду вчених НТУ "ХПІ" як базового в Україні з проблеми екологізації ДВЗ; це стосується нових математичних моделей процесів створення й прогнозування викидів токсидів у двигунах, екологічності двигунів, що працюють на альтернативних паливах та ін.

Глава 1. ГЛОБАЛЬНА ПАЛИВНО-ЕКОЛОГІЧНА ПРОБЛЕМА СЬОГОДЕННЯ ТА ДВЗ

Усе, що оточує людину, складає середовище його проживання, або навколишнє середовище.

Наука про таке середовище називається екологією (з грецького OIKOS – житло, місце перебування та LOGOS – наука про взаємовідносини живих організмів з навколишнім середовищем). Цей термін був запропонований більше 100 років тому Геккелем й спочатку мав біологічну направленість.

Сьогодні особливу роль відіграє інженерна екологія, яка визначає міру екологічної розумності трудової діяльності людства, її результатів – як позитивних, так і негативних. Інженерна екологія базується на заходах і способах досягнення екологічно розумного компромісу поміж людиною і природою. Саме такий компроміс може гармонізувати розвиток людства без порушення процесів у природі.

Стосовно двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), інженерна екологія повинна враховувати енергетичні потреби людства у автономних силових агрегатах з ДВЗ, установлена потужність яких вже зараз значно перевищує потужність інших енергетичних засобів (електростанції та ін.), і, у той же час, забезпечувати постійний контроль й цілеспрямовані діяння щодо нейтралізації шкідливих впливів, умов та факторів, погіршуючи екологічність навколишнього середовища.

Двигуни внутрішнього згоряння займають провідне місце серед автономних джерел енергії для потреб транспорту, сільського господарства, будівництва, військової техніки, тобто для визначальних галузей господарства будь-якої країни.

Тому їхній вплив на людське середовище носить глобальний характер.

Це стосується не тільки позитивних наслідків застосування ДВЗ як

найбільш зручних та найекономічніших теплових двигунів, а й негативних, перш за все, пов'язаних з глобальним забрудненням атмосфери планети.

Провідні фірми світу нарощують зусилля для вирішення цієї проблеми. Кращі вчені та інженери досягли значних результатів на цьому шляху.

Але безперервне розповсюдження застосування ДВЗ потребує відповідного посилення вимог щодо екологічного захисту навколишнього середовища.

Глобальна екологізація ДВЗ потребує постійної уваги їх розробників та споживачів.

Саме цій проблемі сучасності й присвячено даний підручник.

1.1. Захист навколишнього середовища від токсичних викидів ДВЗ – глобальна проблема сьогодення

Однією з доленосних для людства вважається глобальна паливно-екологічна проблема, пов'язана з домінуванням ДВЗ в засобах енергетики, перш за все – автономних.

Це обумовлено тим, що більшість енергетичних можливостей будь-якої країни чи будь-якої її галузі визначається споживанням нафтових та газових палив.

На жаль, при цьому завдається величезна та необоротна шкода природі й людству за рахунок перш за все хімічного забруднення атмосфери токсидами ДВЗ.

Пояснимо сказане на прикладі автомобільних ДВЗ, забруднення від яких перевищує шкідливі наслідки всіх інших енергетичних засобів з двигунами [5].

Сьогодні у світі експлуатується більш 500 млн автомобільних поршневих двигунів внутрішнього згоряння, з яких біля 400 млн використовуються на легковому автотранспорті. За останні 30 років кількість автомобільних ДВЗ збільшилася у три рази, та за образним висловом журналістів, вони ще довго будуть "ворушити поршнями" на планеті. Установлена потужність автомобільних двигунів вже перевищує потужність усіх електростанцій світу.

Автомобілізація, як важлива складова технічного прогресу, має й суттєві негативні наслідки. Оскільки автомобільні ДВЗ є основними спо-

живачами екологонебезпечних нафтових палив, саме вони є найбільш суттєвими забруднювачами навколишньої атмосфери токсичними й, особливо, канцерогенними речовинами, що містяться у відпрацьованих газах (ВГ) двигунів. При цьому проблема канцерогенного забруднення повітря відпрацьованими газами є найбільш гострою й найменш вирішеною із всіх екологічних проблем, пов'язаних з використанням автотранспорту (як і інших установок з ДВЗ взагалі).

Особливо значні екологічні проблеми виникають у великих містах з інтенсивним автомобільним рухом. Дослідження рівнів забруднення атмосфери у містах України свідчить, що частка автомобільних ДВЗ у сумарному еколого-хімічному забрудненні сягає 50 %, щодо канцерогенів – ще вище. В повітрі досліджених міст на першому місті (за ступенем перевищення середньодобових гранично допустимих концентрацій) знаходиться бенз-а-пірен, який за міжнародною практикою є індикатором наявності канцерогенних поліароматичних вуглеводнів, причому концентрації останніх у атмосфері сільської місцевості, передмісті та в місті можна співвіднести як 1:3:10.

Для України притаманне використання в автомобільних ДВЗ низькоякісних нафтових палив з високими частками ароматичних вуглеводнів та свинцю у бензинах, сірки у дизельному паливі і т. ін. Це суттєво ускладнює проблему захисту міст нашої країни від викидів автотранспорту. Це пов'язано із збільшенням ступеня забруднення особливо небезпечними речовинами: твердими частками, на яких сорбіруються (концентруються) в основній своїй масі канцерогенні й мутагенні складові ВГ, а також оксидами азоту (NO_x) та сірки (SO_x).

Слід підкреслити, що у вітчизняних технологіях виробництва бензину октанове число в основному забезпечується за рахунок збільшення вмісту тетраетилсвинцю та ароматичних вуглеводнів, що обов'язково нарощує вміст канцерогенів у викидах з ВГ. При збільшенні концентрації сірки у паливах зростають викиди твердих часток та різко зменшуються їхні розміри, що особливо небезпечно з точки зору канцерогенного впливу на людей.

В умовах навколишнього середовища при спільному діянні поліароматиків й NO_x синтезуються значно небезпечні для людства нітроканцерогенні речовини з мутагенними властивостями, шкідливість яких зачипати-

ме й майбутні покоління. Тверді частки, нарешті, є активними генераторами онкозахворювань.

На жаль, сьогодні нормуються (обмежуються у викидах ДВЗ) тільки деякі шкідливі речовини (оксид вуглецю, оксид азоту, тверді частки для дизелів, легкі вуглеводні). Таке нормування є надводною частиною айсберга еколого-хімічної шкідливості ДВЗ, тоді як найшкідливіші для людства канцерогени й сірчані викиди поки безконтрольні. Подібне вибіркове нормування токсидів автомобільних ДВЗ спричиняє помилкові оцінки інтегральних еколого-хімічних показників токсичності викидів та, головне, не дозволяє перевіряти ефективність конструктивного удосконалення двигунів при їх екологізації або запровадження альтернативних палив. З цієї точки зору можна твердити, що надмірна дизелізація автомобільного транспорту в Україні утруднює вирішення екологічної проблеми, оскільки у ВГ дизелів підвищені рівні оксидів сірки, твердих часток та канцерогенів, які практично всі сорбуються на частинках сажі, посилюючи канцерогенну небезпеку для людини.

Тому необхідний комплексний аналіз експлуатаційних показників автомобілів для повних оцінок енергоекологічного рівня ДВЗ, обґрунтування наукових принципів гігієнічних та економічних факторів. Нагальною стає необхідність запровадження на українських заводах принципово вдосконалених технологій переробки нафти й розширення виробництва високоякісних екологічно чистих моторних палив, широкого використання альтернативних та композитних енергоносіїв для автомобільних двигунів.

Таке забруднення від ДВЗ сьогодні все більше набуває глобального характеру для нашої планети. Наприклад, шкідливі викиди з відпрацьованими газами тільки автомобільного автотранспорту в більшості великих міст земної кулі (тут сьогодні мешкають понад 70 % населення) становлять 45...80 % загального забруднення атмосфери [1]. Щорічно від того ж автотранспорту до атмосфери надходить близько 2 млн. тонн моно- й двооксиду вуглецю (CO; CO_2); їхня концентрація протягом останніх 20 років в океані зросла у десять раз, вони виявлені навіть у верхніх шарах льодовика Гренландії. До речі, найшкідливішими в світі поки що є вітчизняні двигуни [1].

За іншими джерелами [2], наприклад, за даними Госкомстата Російської федерації, щорічно біля 53 % викидів забруднюючих речовин у атмо-

сферу становлять токсиди не тільки автотранспортних засобів, а й повітряних, залізничних, будівельних, суднових та інших самохідних машин з двигунами внутрішнього згоряння. Загальна кількість викидів усіх цих ДВЗ сягає 50...70 % антропогенного забруднення атмосфери планети, тобто обумовленого діяльністю людства.

Сказане свідчить, що проблема захисту навколишнього середовища від токсидів ДВЗ дійсно носить глобальний характер.

1.2. Нагальна необхідність екологізації ДВЗ

Якщо говорити найкоротше, під екологізацією ДВЗ слід розуміти створення двигунів з мінімальною токсичністю.

Нагальність екологізації обумовлена вкрай негативними як кількісними, так і якісними наслідками шкідливості викидів ДВЗ [3].

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні різних палив у двигунах, залежно від механізму їх створення можна розділити на три основні групи:

а) продукти повного (біоксиду вуглецю CO_2) та неповного згоряння (оксид вуглецю CO, неспалені вуглеводні C_nH_m, в тому числі поліциклічні ароматичні, сажа або тверді частинки);

б) оксиди азоту NO_x, механізм створення яких безпосередньо не пов'язаний (або пов'язаний дуже мало) з процесом згоряння палива [10]; викиди NO_x, що обумовлені, головним чином, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах (за термічним механізмом);

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи (що містить різні важкі метали).

Усереднені викиди шкідливих речовин при згорянні палива у ДВЗ наведено в таблиці 1.1.

Розглянемо шкідливу агресивність викидів двигунів.

Таблиця 1.1 – Викиди шкідливих речовин ДВЗ, г/кг палива [10]

Шкідливі речовини	Бензиновий двигун	Дизель
CO	369	22,6
C_nH_m	30	10,5
NO_x	21	40,9
SO_2	1,5	5,6
Тверді частки	1,5	7,6

Так, монооксид вуглецю (CO) дуже токсичний навіть у невеликих концентраціях, оскільки цей чадний газ міцно зв'язується з гемоглобіном крові, позбавляючи його здатності переносити кисень до життєвих центрів організму людини. Тому вміст CO у вихлопі вважається одним із найважливіших показників технічного рівня й конкурентоздатності ДВЗ.

Дуже розповсюджені й такі сполуки азоту антропогенного походження, як його оксиди – від закису до двооксиду азоту (в цілому – NO_x), що утворюються при спалюванні палива у камерах згоряння ДВЗ. Чим вищою стає температура робочого тіла у циліндрах двигунів, тим більше в них створюється оксидів азоту. Розчиняючись у краплях туману або в дощовій воді, оксиди азоту утворюють азотну й азотисту кислоти, що у значній мірі визначають кислотність опадів, тобто можуть суттєво повпливати на рівновагу в екосистемах, в тому числі погіршити екологічну чистоту продукції сільського господарства, ініціювати найстрашніші хвороби людей, тварин – аж до раку включно.

Палива для ДВЗ часто містять у своєму складі сірку. При спалюванні таких низькосортних нафтових палив утворюються оксиди сірки (SO_2, SO_3), які добре розчиняються в атмосферних опадах, утворюючи слабкі сірчану й сіркову кислоти.

Діючи разом з азотною та азотистою кислотами, кислоти на основі сірки обумовлюють іноді дуже високу, до pH = 2,0, кислотність опадів та є причиною "кислих дощів", які дуже збіднюють екосистеми Європи, Північної Америки тощо. Це природно – за тією ж вихідною концентрацією оксидів у повітрі, в останньому випадку вони розчиняються у меншій кількості води. Кислотні дощі обумовлюють пошкодження листя рослин, знижують його стійкість до вірусних грибкових захворювань. У промислових центрах дощі іноді стають настільки кислими, що пошкоджують не тільки місцеву рослинність, а й деякі види синтетичних тканин одягу людей, викликають неприємне подразнення трактів дихання й шкіри, прискорюють корозію металевих конструкцій, руйнують скульптурні та архітектурні пам'ятники з мармуру і т. ін.

У такому паливі, як бензин, для поліпшення ефективності його згоряння може міститися тетраетилсвинець. Цей домішок у етилованому бензині є промисловою отрутою, яка проникає до організму людини крізь систему дихання, накопичується у кістках, печінці, нирках, а виводиться з

нього дуже повільно крізь кишечник. За рівнем шкідливості для людини тетраетилсвинець займає провідне місце серед токсидів у викидах ДВЗ.

Особливої шкоди людині завдають канцерогенні складові викидів двигунів. Серед них найнебезпечніший бенз-а-пірен, представник конденсованих ароматичних вуглеводнів, що містяться у диму, сажі, смолах, які входять до складу продуктів неповного згоряння нафтових палив у циліндрах ДВЗ.

Використання енергетичних установок з ДВЗ носить масовий характер. Це обумовлює помітний вплив токсидів ДВЗ на такі планетарні характеристики, як парниковий ефект та озоновий шар у нижніх зонах атмосфери.

Парниковий ефект – це потепління клімату у результаті підвищення вмісту в атмосфері нашої планети речовини CO_2, що зменшує довгохвильове випромінювання з поверхні Землі. Природно, викиди CO_2 із двигунів дещо посилюють цей негативний ефект, здатний порушити стабільність екосистеми у зонах найбільшого розповсюдження установок з ДВЗ.

Озоновий шар – це прошарок атмосфери на висоті 10...50 км з максимумом озону (озон – модифікація кисню O_3) на висоті 20...25 км, де його густина у десять разів перевищує ту, що існує біля поверхні Землі. Озоновий шар перешкоджає згубному для життя ультрафіолетовому опромінюванню нашої планети. Оксиди азоту, які містяться у викидах ДВЗ й здатні руйнувати озоновий шар [4], тобто NO_x, крім безпосередньої шкоди здоров'ю людей, ще й посилюють радіацію в зоні навколишнього середовища.

Треба підкреслити комплексність впливу токсичних компонентів ДВЗ на середовище проживання більшості населення. Цей вплив може посилюватися у десятки разів, виходячи за всілякі норми людської безпеки в окремих регіонах, де виявляються кліматичні, експлуатаційні та інші екстремуми.

Все це підкреслює нагальну необхідність прискорення робіт щодо зниження токсичності викидів ДВЗ, у першу чергу в Україні, де рівні токсичності у великих містах, наприклад, ще не відповідають світовим стандартам.

На це повинен бути націлений екологічний моніторинг ДВЗ, який передбачатиме комплексну систему спостережень, оцінок, прогнозів змін стану навколишнього середовища під впливом антропогенних діянь [4].

На нашу думку, треба суттєво розширити такий моніторинг включенням до нього постійного контролю рівня екологічності викидів всього парку енергетичних установок ДВЗ, тобто ретельного контролю рівня екологізації ДВЗ. Мова йде про контроль ефективності заходів щодо зменшення шкідливих впливів токсидів ДВЗ. Без своєчасного запровадження таких заходів у вітчизняну практику не можна забезпечити конкурентоспроможність існуючих та перспективних ДВЗ.

1.3. Проблеми та напрямки екологізації ДВЗ

Згідно з сучасним уявленням під екологізацією ДВЗ треба розуміти розробку і запровадження у виробництво таких конструкцій двигунів, які при отриманні максимальної кількості механічної енергії не допускатимуть забруднення навколишнього середовища; при цьому економія палива– бажана, але не домінує над обов'язковою необхідністю забезпечити нормативний (обмежений) рівень токсичності викидів двигунів.

Генеральною метою екологізації ДВЗ є збереження екологічної рівноваги у природі (в екосистемах).

Найважливішим принципом екологізації двигунів внутрішнього згоряння є забезпечення природного кругообігу у будь-якому регіоні, кожному великому місці, тобто у зонах, де широко використовуються енергетичні установки з ДВЗ. Це можливо тільки у тому разі, якщо конструктивні параметри кожного ДВЗ реально забезпечуватимуть екологічну чистоту установок з двигунами у будь-яких умовах експлуатації.

З цієї точки зору токсичність викидів ДВЗ (токсична характеристика) розглядається як діагностичний (контрольний) параметр технічного рівня двигунів при оцінках їхньої конкурентоспроможності, а першочергової уваги заслуговують конструкторські рішення щодо екологізації ДВЗ.

У даному підручнику такий новий системний підхід дозволятиме зосередити увагу студентів саме на конструкторському аспекті вирішення глобальної екологічної проблеми, що й притаманне спеціальності "Двигуни внутрішнього згоряння".

Як свідчить досвід провідних моторних фірм, екологізація ДВЗ виходить за межі власне захисту навколишнього середовища.

Проблеми екологізації стосуються створення нового покоління екологічно чистих (з мінімальною токсичністю) двигунів внутрішнього зго-

ряння. Це вимагає нових конструктивних рішень щодо перебудови основних систем – паливоподачі і повітропостачання для інтенсифікації сумішоутворення та, відповідно, згоряння. Основної уваги заслуговують конструктивні заходи для поглиблення нейтралізації відпрацьованих газів двигунів. Треба подолати значні труднощі при розробці та запровадженні схем й заходів щодо нейтралізації оксидів азоту у дизелях (ця проблема екологізації ДВЗ ще чекає свого остаточного вирішення), вилучення з викидів ДВЗ канцерогенних складових тощо. Треба, нарешті, знайти конструктивні рішення щодо забезпечення стабільності екологічних характеристик двигунів при їх тривалій експлуатації, перш за все це стосується стабільності роботи хімічних нейтралізаторів, особливо форсованих двигунів.

Вирішення проблем екологізації ДВЗ значно ускладнюється у зв'язку з необхідністю запроваджувати компромісні конструктивні рішення за паливно-екологічним комплексним критерієм.

Це пов'язано з тим, що можливе погіршення паливної економічності двигунів при забезпеченні зниженої токсичності не повинно бути значним. Отже, крім проблеми поліпшення екологічності ДВЗ, треба дбати й про забезпечення його високої паливної економічності навіть при погіршенні параметрів робочого циклу (наприклад, при зниженні температури робочого тіла, що дозволяє зменшити викиди NO_x) тощо.

Виходячи з проблем екологізації двигунів, можна сформулювати такі напрямки їх вирішення:

- постійне корегування нормативів на токсичність ДВЗ з посиленням уваги до їхніх канцерогенних компонентів, з розширенням спектра токсидів, що підлягають нормуванню; треба при цьому виходити з експлуатаційних оцінок з урахуванням всіх без винятку експлуатаційних режимів. Для цього треба відмовлятися від модельних навантажень двигунів, розробляючи й використовуючи найчутливіші та високошвидкодійні автоматизовані, комп'ютеризовані, вимірювально-діагностичні комплекси, здатні у режимі реального часу видавати середньоексплуатаційні оцінки рівнів токсидів ДВЗ, узагальнені за шкалою вагомості негативних наслідків для людини впливу токсичних компонентів й приведені до найбільш шкідливого з них, наприклад, CO;
- розробка математичних моделей процесів створення токсидів у циліндрах ДВЗ із значно ширшим колом призначень та з урахуванням реа-

льних моделей експлуатації;

- поглиблення комп'ютеризації керування ДВЗ як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;
- розробка принципово нових конструктивних рішень щодо підвищення ефективності згоряння в циліндрах ДВЗ для забезпечення екологічно чистого робочого процесу у них;
- застосування комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю.;
- суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності у режимах реального часу;
- надання для потреб вітчизняного двигунобудування пріоритету створенню нових каталізаторів для систем нейтралізації екологічно чистих ДВЗ з використанням сплавів металів місцевого походження (залізо, нікель та ін.), що дозволить відмовитися від дорогоцінних, гостродефіцитних матеріалів (золото, платина);
- надання для потреб вітчизняного моторобудування пріоритету також і створенню двигунів на малотоксичних альтернативних паливах, перш за все – на біологічних паливах рослинного походження (ріпак та ін.);
- удосконалення правових основ екологізації вітчизняних ДВЗ, перш за все щодо гарантій підтримки створення екологічно чистого ДВЗ[*)]; розширеного застосування біологічних палив, які сприяють зменшенню токсичності відпрацьованих газів та ін.;
- забезпечення фінансової підтримки науково-виробничим роботам за означеними напрямками з боку держави, залучення інвестицій у нову екологічну підгалузь вітчизняного двигунобудування; таку перспективну підгалузь слід терміново створити й покласти на неї координацію і виконання виробничих та науково-дослідних робіт по забезпечення екологізації вітчизняних ДВЗ.

Означені проблеми детально розглядаються нижче, у главі 7.

[*)] Цей термін офіційно введено у поправці до Директиви 88/77/ЄЕС, узаконеної у 1999 р. Радою Міністрів і Парламентом ЄС за пропозицією Європейської Комісії.

Контрольні запитання та завдання

1. Чим визначається глобальність проблеми захисту навколишнього середовища від токсидів ДВЗ?
2. Чому вважаються токсичними викиди ДВЗ? Назвіть найбільш токсичні компоненти цих викидів.
3. Чи впливають викиди ДВЗ на такі планетарні характеристики, як парниковий ефект й озоновий шар?
4. Що розуміється під екологізацією ДВЗ?
5. Сформулюйте проблеми екологізації ДВЗ.
6. Висвітліть напрямки екологізації ДВЗ.
7. Що розуміється під екологічно чистим двигуном?
8. В чому полягає компромісність конструктивних рішень й заходів щодо екологізації ДВЗ?
9. Які пріоритети слід визначити при розробках перспективних екологічно чистих ДВЗ?

Глава 2. ФІЗИКО-ХІМІЧНІ ОСНОВИ УТВОРЕННЯ ТОКСИДІВ У ДВЗ

Токсичність викидів (токсичність) двигунів внутрішнього згоряння справедливо вважається однією з найважливіших характеристик технічного рівня сучасних і перспективних ДВЗ.

Показники токсичності, згідно з вимогами замовників, обумовлюють конкурентоздатність двигунів тим більше, чим жорсткішими стають означені вимоги.

Саме така тенденція охоплює двигунобудування у ринкових умовах сьогодення [14], що є проявом намагань моторних фірм забезпечити вирішальні кроки на шляху подолання глобальної паливно-екологічної кризи, про яку вище йшла мова.

Токсичність викидів ДВЗ обумовлена перш за все процесом згоряння, найбільш складним у ряду інших процесів у циліндрах.

Тому проведемо вивчення природи токсичних викидів двигунів на основі фізико-хімічного аналізу особливостей горіння моторних палив.

2.1. Загальна теорія горіння

Французький вчений А.Лавуаз'є вперше у XVIII сторіччі установив роль кисню (O_2) у процесі горіння та остаточно підтвердив уяву щодо горіння як про хімічний окислювальний процес.

Наприкінці XIX віку французьким дослідником Ле Шател'є й російським фізиком В.А.Міхельсоном вперше була визначена роль фізичних та теплових факторів у протіканні горіння.

Основи загальної теорії горіння розроблено відомими вченими світу: Н.Н. Семеновим, Д.А. Франк-Каменецьким, Я.Б. Зельдовичем, Л.Н. Хитриним, С.Н. Хіншелвудом, В. Іостом, Г. Ельбе, Г. Хоттелем, Л. Майором, В.П. Померанцевим та ін. [6].

Основу горіння складають реакції окислення горючих речовин, в результаті яких вихідні речовини (пальне й окислювач) перетворюються у нові речовини з іншими фізико-хімічними властивостями, що звуться *продуктами згоряння.*

Характерною ознакою горіння слід вважати швидкий процес, який супроводжується інтенсивним виділенням теплоти, різким підвищенням температури й утворенням розжарених речовин із різним ступенем світності.

Для перебгу хімічної реакції між горючими речовинами й Окислювачем перш за все слід забезпечити фізичний контакт поміж молекулами взаємодіючих речовин і довести молекули до такого стану, при якому можливими стають хімічні реакції між ними. Перше здійснюється у процесі утворення горючої суміші, а друге – при її запаленні. Таким чином, горіння є складним фізико-хімічним процесом, що вміщує ряд послідовно і паралельно протікаючи процесів (стадій фізичних і хімічних).

Відрізняються горіння без втрат теплоти **(***повне згоряння***)** або горіння з втратами теплоти **(***неповне згоряння***)**.

При повному згорянні всі горючі речовини приймають участь у окислювальних процесах; при цьому утворюються тільки оксиди – CO_2, SO_2, H_2O.

Реальне горіння, як правило, є неповним. Відрізняють механічну і хімічну неповноту горіння. У першому випадку деяка кількість палива не задіяна у згорянні. Хімічні втрати виникають у випадку хімічної неповноти окислення сполук, що містять вуглець (С), з утворенням оксиду вуглецю СО (монооксиду), а також у випадку, якщо частина горючих газоподібних речовин, отриманих при випаровуванні й термічному розкладенні рідинного палива (СО, H_2, CH_4, тощо), залишають камеру згоряння (КЗ) до закінчення окислювальних процесів.

Як окислювач при горінні переважно використовується кисень атмосфери, що обумовлено його доступністю й простотою використання.

Процес горіння *газоподібного палива* умовно можна розділити на дві стадії: утворення *горючої суміші* (суміші палива й повітря), її підігрівання, спалахування та горіння горючої суміші.

Більш складним є процес горіння *рідинного палива*. Першою стадією горіння рідинного палива є нагрівання й випаровування горючого. Потім

вже пара горючого, яка утворилася, змішується з повітрям й відбувається нагрівання, спалахування й горіння горючої суміші.

Залежно від агрегатного стану горючого та окислювача розрізняють *гомогенне та гетерогенне горіння*. Якщо пальне та окислювач знаходяться в однакових агрегатних станах й поміж ними відсутня поверхня розділу фаз, то вони створюють гомогенну систему, в якій відтворюється гомогенне горіння. Прикладом гомогенного горіння є згоряння газоподібного пального. Якщо паливо та окислювач знаходяться у різних агрегатних станах, то вони утворюють гетерогенну систему. Саме гетерогенна система характерна для згоряння рідинного палива.

Інтенсивність горіння газу та пари рідинного палива визначається кількістю пального, яке згоріло в одиниці об'єму за одиницю часу у кг/(м^3×с) або м^3/(м^3×с):

$$W_v = B / V, \tag{2.1}$$

де B – витрата пального, кг/с або м^3/с; V – об'єм реагуючої системи, м^3.

У реальних умовах інтенсивність горіння, що визначається швидкістю витрати горючих речовин, залежить не тільки від швидкості перебігу хімічної реакції, але й від швидкості процесу сумішоутворення. Визначальним фактором останнього є інтенсивність перебігу турбулентної чи молекулярної дифузії. Результуюча швидкість залежить від швидкості найбільш повільного процесу. Залежно від швидкості хімічної реакції та швидкості сумішоутворення розрізняють *кінетичне й дифузійне згоряння.*

Якщо швидкість перебігу хімічної реакції між пальним й окислювачем значно нижче швидкості утворювання горючої суміші, то результуюча швидкість процесу горіння лімітується тільки швидкістю хімічної реакції, тобто процесами хімічної кінетики. Таке горіння є кінетичним. Якщо ж швидкість підведення окислювача до пального значно менша швидкості хімічної реакції окислення, то сумарна швидкість горіння не залежить від швидкості реакції й лімітується тільки швидкістю процесу сумішоутворення, визначальним фактором для якого є процеси дифузії кисню до пального. Таке горіння називають дифузійним.

Швидкість проходження хімічних реакцій між молекулами пального й окислювачем із збільшенням температури прогресивно зростає. Разом з тим швидкість сумішоутворення, що визначається процесами турбулент-

ності та молекулярної дифузії в об'ємі газу, від температури практично не залежить. Швидкість перебігу прямої хімічної реакції можна записати у такому вигляді:

$$\omega_p = K C_A^m C_B^n, \tag{2.2}$$

де K – константа швидкості реакції, яка залежить від температури та хімічної природи реагентів (реагуючих речовин); C_A, C_B – відповідні миттєві концентрації реагуючих речовин A та B у суміші; m та n – кількості молей реагуючих речовин.

При цьому константа K сильно залежить від температури процесу горіння. Така залежність носить експоненціальний характер й визначається законом Арреніуса:

$$K = K_0 e^{-E/RT} \tag{2.3}$$

де K_0 – передекспоненційний множник; E – енергія активації; R – газова стала величина; T – абсолютна температура процесу.

До хімічного реагування здатні так звані активні молекули, що володіють енергією, яка є достатньою для руйнування внутрішньомолекулярних зв'язків у вихідних речовинах. Такий рівень енергій називають *енергією активації E*. Наскільки вище рівень енергії активації, тим важче руйнуються вихідні молекули та тим повільніше змінюється швидкість реакції утворення продуктів згоряння палива.

Кількість активних молекул різко збільшується при підвищенні температури. Енергія активації залежить не тільки від внутрішньоатомних зв'язків у молекулі, але й від того, з якою речовиною (у якому фазовому стані) відбувається реакція. При контакті, наприклад, молекули горючої речовини з частинкою, яка несе заряд (що містить вільні валентні зв'язки) типу OH^-, H^+, O^{2-}, енергія активації суттєво знижується, а швидкість реагування дуже зростає.

Як правило, максимальна швидкість реакції відповідає стехіометричній концентрації палива та окислювача. Існує нижня межа концентрації пального (НМ), нижче якої горіння стає неможливим, та верхня межа (ВМ), коли вже відчувається нестача окислювача для підтримання горіння. У всьому діапазоні змін концентрацій між цими межами при внесенні у горючу суміш джерела запалювання буде здійснюватися усталене згоряння.

Температура горючої суміші, починаючи з якої суміш здатна до самоприскорення хімічної реакції аж до усталеного горіння, називається *температурою спалахування*. На рисунку 2.1 наведено залежність швидкості реакції від визначальних факторів.

Установлено експериментально, що швидкості перебігу реакцій суттєво перевищують їхні розрахункові значення, які отримані із застосуванням закону Арреніуса. Справді, реакції у речовинах, що перебувають в парогазовому стані, відбуваються частіше не між вихідними молекулами пального й окислювача, а через ряд проміжних стадій, у яких разом з молекулами задіяні активні осколки молекул – радикали та атоми, що мають вільні зв'язки: H, OH, O, CH та ін. При цьому перехід від вихідних речовин до кінцевих продуктів відбувається через ряд проміжних реакцій, що проходять з великою швидкістю, оскільки вони мають низьку енергію активації. Такі реакції, відміною яких є величезна швидкість їх перебігу, отримали назву *ланцюгових реакцій*. При горінні газів відбуваються розгалужені реакції, у процесі яких один активний центр породжує два або більшу кількість нових активних центрів.

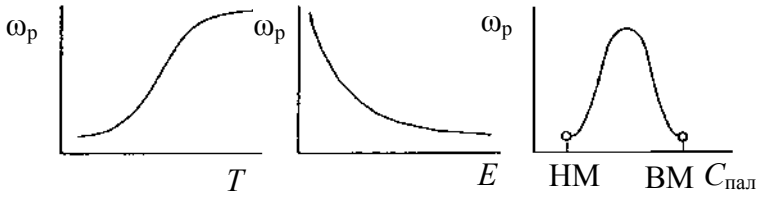


Рисунок 2.1 – Залежність швидкості хімічної реакції від температури у зоні реакції (T), енергії активації (E) та концентрації пального ($C_{пал}$)

Як приклад, можна навести схему згоряння водню (H) за розгалуженою ланцюговою реакцією.

Первинними активними проміжними речовинами у такому випадку є атомарний водень, кисень або гідроксильна група, початкове утворення яких можливе у результаті дисоціації молекул при високих температурах.

Сьогодні вважається, що окислення водню починається з реакції

$$H_2 + O_2 \rightarrow OH + OH.$$

Утворені радикали OH можуть далі брати участь у ланцюговій реакції

$$OH + H_2 \rightarrow H_2O + H$$

та давати нову активну частинку – атом водню.

Шляхом реакції з молекулою кисню цей атом за рівнянням

$$O_2 + H \rightarrow OH + O$$

утворює ще дві активні частинки, які можуть реагувати за вказаним вище рівнянням або рівняннями

$$O + H_2 \rightarrow OH + H$$

$$O + H_2O \rightarrow OH + OH$$

Підсумок одиничного ланцюгового циклу визначається рівнянням

$$H + 3H_2 + O_2 \rightarrow 3H + 2H_2O \qquad (2.4)$$

Механізми горіння оксиду вуглецю та вуглеводнів також мають характер розгалужених ланцюгових реакцій; при цьому походження цих реакцій, особливо для вуглеводнів, має більш складний й до кінця ще не з'ясований характер.

Дещо уточнимо положення загальної теорії горіння з урахуванням умов згоряння у ДВЗ.

Теорія горіння поділяється на хімічну статику й хімічну динаміку (або кінематику).

Хімічна статика розглядає питання про те, у яких співвідношеннях сполучаються ті чи інші вихідні речовини, якими є склад продуктів реакції, що отримуються, та енергетичний баланс хімічного перетворення. До законів хімічної статики відносяться закон збереження маси, закон простих кратних співвідношень, учення щодо хімічних рівноваг. Закони хімічної статики дозволяють розраховувати кінцевий склад продуктів згорання й теоретичну температуру горіння, якщо відомі співвідношення реагентів та вихідна температура реакції.

Хімічна кінетика розглядає питання щодо швидкостей хімічних реакцій. Швидкість проходження багатостадійної реакції визначається найбільш повільною стадією (лімітуючою реакцією).

Швидкість будь-якої хімічної реакції визначається зміною у часі концентрації реагуючих речовин або утворюваних продуктів реакції.

При вивченні процесів горіння швидкість реакції горіння приймається такою ж, як швидкість витрати горючого, тобто вважається пропорцій-

ною швидкості тепловиділення. При згорянні збагачених сумішей (що характерно для умов ДВЗ на форсованих режимах експлуатації) швидкість реакції відносять до витраченого повітря. При математичному моделюванні горіння в складних умовах ДВЗ, у першому наближенні, вважають, що його швидкість залежить тільки від властивостей горючої суміші, її температури й концентрації вихідних речовин та не залежить від концентрації проміжних й кінцевих продуктів реакції; також не враховується вплив ряду інших факторів, наприклад, стану стінок камери згоряння, наявності домішок, які прискорюють (каналізують, промотирують) або уповільнюють (інгібірують) перебіг процесу.

Залежність швидкості реакції від концентрації вихідних речовин при незмінній температурі визначається законом діючих мас. При цьому порядок реакції обумовлюється кількістю в ній вихідних компонентів, що беруть у ній учать. Реакція розкладання будь-якої речовини на декілька більш простих називається *реакцією першого порядку* (*мономолекулярною*); якщо у реакції беруть участь два вихідні компоненти – *реакція другого порядку* (*бімолекулярна*); якщо три компоненти – *третього порядку* (*тримолекулярна*). Імовірність реакції більш високих порядків дуже мала, оскільки дуже мала імовірність одночасного зіткнення більше ніж трьох молекул.

Оскільки концентрація компонентів у якомусь об’ємі (при постійній температурі) пропорційна загальному початковому тиску суміші, то швидкість реакції також залежить від тиску суміші: бімолекулярна реакція має швидкість, пропорційну тиску у першому степені, тримолекулярна – пропорційна квадрату тиску, а мономолекулярна – не залежить від тиску. У більшості випадків (в умовах ДВЗ) експериментально визначена швидкість реакції (без урахування проміжних станів) залежить від тиску у дробовому степені.

Зупинимося на застосуванні закону Арреніуса при визначенні швидкості усякої хімічної реакції. Для умов ДВЗ характерні передполум’яні процеси, для яких даного закону можна не додержуватися.

Фізичний зміст поняття енергії активації E, що використовується у формулі (2.3), – це мінімальна енергія, яка потрібна для суттєвого ослаблення або розривання зв’язків у молекулах.

Для прямої та зворотної реакцій значення E неоднакове: для прямої–

менше, ніж для зворотної. Саме тому при проходженні всякої реакції спочатку зменшується концентрація вихідних компонентів й накопичуються кінцеві продукти реакції, тобто швидкість прямої хімічної реакції перевищує швидкість зворотної. При досягненні деякої температури швидкість зворотної реакції починає перевищувати швидкість прямої реакції, що викликає розкладення продуктів на вихідні складові, та у конкретний момент виникає рівновага: концентрації вихідних компонентів й кінцевих продуктів залишаються незмінними за часом. Для кожного значення температури реакції мається своє співвідношення між концентраціями вихідних реагентів й продуктів реакції.

Значення E суттєво перевищує середню енергію теплового руху молекул, що дорівнює $3RT/2$. Доля *активних молекул* з такою надлишковою енергією визначається відношенням E/RT. Чим більше E, тим сильніше зростають із підвищенням температури кількість активних молекул та швидкість реакції.

При помірних температурах середня енергія теплового руху молекул (що пропорційна температурі) значно менша енергії активації.

При підведенні теплоти зовні за рахунок електричної іскри чи стиску поршнем горючої суміші у циліндрах ДВЗ температура суміші зростає, збільшуючи й енергію теплового руху молекул. І тому зростає кількість активних молекул та вірогідність їх зіткнення, що й збільшує швидкість хімічних реакцій. Зіткнення молекул має місце і при нормальних температурах суміші, але тільки незначна кількість цих зіткнень руйнує міжмолекулярні зв’язки. Теплота (енергія), яка при цьому вивільняється, не викликає подальшого розвитку реакції через великі тепловитрати.

Із збільшенням температури суміші доля молекул, енергія яких значно перевищує середню енергію молекул суміші, різко зростає; відповідно зростає і тепловиділення. У визначений час (момент) сумарна енергія найбільш активних молекул сягає енергії активації, характерної для даної суміші, тепловиділення стає більшим за тепло відведення із зони реакції та виникає горіння (спалахування у дизелях) у всьому об’ємі.

Якщо у нових (що створюються) молекул енергія зв’язку більша, ніж у вихідних, то в результаті реакції виділяється теплота (енергія), тобто реакція стає *екзотермічною*; коли енергетика реакції зворотна, її називають *ендотермічною*. Різниця між затратами теплоти (енергії) на руйнуван-

ня зв'язків вихідних молекул й створення нових носить назву теплового ефекту реакції (у бензинів $Q_р \approx 44000$ кДж/кг, а у дизельних палив $Q_р \approx 42700$ кДж/кг).

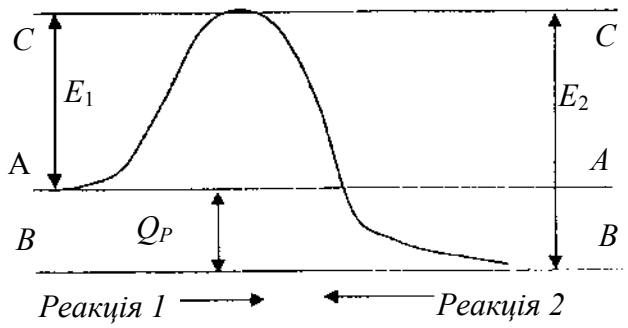


Рисунок 2.2 – Енергія активації реакції:

АА – вихідний стан для реакції 1 і кінцевий для реакції 2;
ВВ – вихідний стан для реакції 2 та кінцевий для реакції 1;
СС – енергетичний бар'єр, що треба подолати для перебігу реакцій;
E_1, E_2 – енергії активації відповідних реакцій;
$Q_р$ – тепловий ефект реакції, що дорівнює різниці енергій активації реакцій, якщо реакції 1 та 2 відповідно пряма та зворотна

На рис. 2.2 зображені енергетичні бар'єри для екзотермічної (1) та ендотермічної (2) реакцій. На рисунку 2.2 АА характеризує середній рівень енергії теплового руху молекул. Бачимо, що для реакції 1 значення $Q_р$ – позитивне, тобто ця реакція екзотермічна (із виділенням теплоти); для реакції 2 значення $Q_р$ – негативне, що характеризує цю реакцію як ендотермічну (із поглинанням теплоти). Сумарний тепловий ефект прямої та зворотної реакцій залежить від співвідношення відповідних енергій активації.

У ході процесу горіння можливе одночасне проходження хімічних реакцій обох типів – як ендотермічних, так і екзотермічних. Для складних реакцій, до яких треба віднести практично всі хімічні перетворення у процесі горіння, загальна швидкість реакції залежить від значень проміжних реакцій (елементарних стадій). У такому випадку при розрахунках необхідно враховувати ефективну енергію активації $E_{еф}$. У зв'язку з цим у ході реакції по мірі зміни температури основну роль відіграють різні елементарні реакції з різними значеннями $E_{еф}$, які можуть бути й негативними, що викличе зниження реакції навіть при підвищенні температури.

Особливо підкреслимо, що явище різкої залежності швидкості хімічних реакцій від температури (значно сильнішої, ніж від концентрації реагентів) обумовлює те, що максимальна швидкість реакції виникає у зоні з найвищою температурою. До речі, саме цим обумовлений механізм виник-

нення оксиду азоту NO_x у циліндрах та відпрацьованих газах ДВЗ.

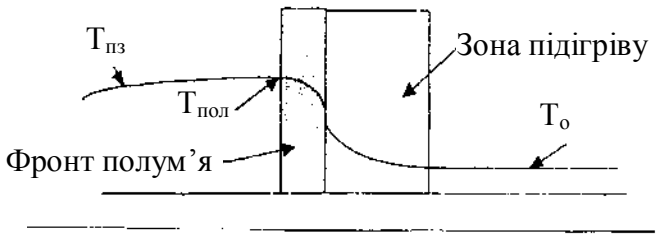


Рисунок 2.3 – Зміна температури у зоні реакції

На рисунку 2.3 показано розподілення температури свіжої суміші T_0, продуктів згоряння $T_{пз}$ й полум'я $T_{пол}$ по відношенню до фронту полум'я. Бачимо, що температура свіжої суміші починає зростати не миттєво, а поступово – в зоні підігріву.

Також поступово змінюється концентрація речовин, що беруть участь у реакції, зокрема кисню й біоксиду вуглецю (O_2, CO_2), як показано на рисунку 2.4.

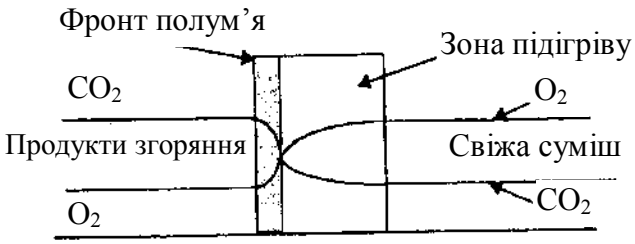


Рисунок 2.4 – Зміна концентрацій речовин у зоні хімічної реакції

Ширина зони підігріву (прогріву) складає від 0,003 мм до 0,6 мм. Вказані значення було отримано [8] розрахунком для випадків найбільш повільного згоряння (суміш 6% метану та 9% повітря) й найбільш швидкого згоряння (гримуча суміш водню з киснем). Визначено термін перебування речовини у полум'ї – для першого випадку 4×10^{-3} с; для другого випадку 10^{-7} с.

Підкреслимо, що навіть незначні зміни рекреаційного об'єму (наприклад, при зміні КЗ ДВЗ) або початкових температурних умов суттєво впливають на характер хімічних реакцій, тобто процесу згоряння, та, відповідно, змінюють процеси створення продуктів горіння, в тому числі – токсичних речовин (далі – токсидів).

Для регулювання концентрацій різних токсидів у викидах двигунів треба змінювати швидкості перебігу реакцій окислення або відновлення кінцевих продуктів згоряння, для чого застосовують каталізатори згоряння, які можуть бути у різних агрегатних станах: тверді, рідинні, газоподібні. Вони здатні багаторазово брати участь у проміжних хімічних реакціях, але після кожного такого циклу взаємодій відновлюють свій хімічний потенціал [8].

Позитивні каталізатори (промотори) прискорюють реакцію згоряння, тоді як негативні (інгібітори) – уповільнюють. Прискорююче діяння каталізатора обумовлено зменшенням енергії активації реакцій, які каналізуються.

Запроваджуються гомогенний та гетерогенний типи каталізаторів. При гомогенному каталізі каталізатор й реагуючі речовини знаходяться в однаковому агрегатному стані (наприклад, газ – газ), а при гетерогенному– у різному (наприклад, твердий каталізатор – газ). При гетерогенному каталізі утворення проміжної реакційноздатної сполуки здійснюється на поверхні каталізатора у результаті адсорбції на ній одного чи декількох реагентів. Активність каталізатора залежить від площини й властивостей його поверхні. Ефективність каталізу обумовлена також температурою реакції та часом, що відведений на її перебіг.

Практично всі хімічні реакції мають властивість зворотності, тобто можуть йти у конкретному напрямі до якогось температурного бар'єру, по досягненні якого такі реакції проходять вже у зворотному напрямку.

Так, наприклад, реакція між монооксидами вуглецю та парою води йде згідно з формулою:

$$CO + H_2O = CO_2 + H_2 \qquad (2.5)$$

Однак по досягненні вказаної температури ця реакція піде у зворотному напрямку:

$$CO_2 + H_2 = CO_2 + H_2O \qquad (2.6)$$

Таким чином установлюється рухома рівновага:

$$CO + H_2O \Leftrightarrow CO_2 + H_2 \qquad (2.7)$$

У цій рівновазі швидкість прямої реакції (2.5) дорівнює швидкості зворотної реакції (2.6).

До зворотних реакцій відносяться й *реакції дисоціації* (розкладення) окремих молекул на складові. Наприклад, процеси дисоціації біоксиду вуглецю та води:

$$2CO_2 \Leftrightarrow 2CO + O_2 \qquad (2.8)$$

$$2CO_2 \Leftrightarrow 2CO + O_2 \qquad (2.9)$$

Такі реакції дисоціації можуть йти лише при температурах, більших

2200 К (праворуч). При менших температурах реакції йдуть тільки у протилежному напрямку (ліворуч). Причому, чим вище температура в зоні реакції, тим інтенсивніше проходить реакція дисоціації, тим більше утворюється продуктів розкладення CO_2 та H_2O.

Навіть при повному згорянні вуглеводних палив продукти повного горіння CO_2 та H_2O завдяки реакціям дисоціації переходять у продукти неповного згоряння CO й H_2. Тому у процесі горіння не виділяється деяка кількість теплоти, обумовлена концентрацією CO й H_2, тобто будуть зменшені загальне тепловиділення, середня температура у реакційному об'ємі, температура у зоні дисоціації. Таким чином, реакція дисоціації є ендотермічною (перебігає з поглинанням теплоти). У зв'язку з цим існує температурна межа процесу, більше якої температура бути не може. Для умов згоряння вуглеводневих палив у теплових ДВЗ межею є 3000 К.

Треба відмітити, що не всі реакції зворотні. До таких відносяться процеси глибокого окислення вуглеводнів: вуглеводні палива (дизельного, бензину), які згоріли, не за яких умов не перетворяться знову у паливо.

Максимальне значення середньої температури продуктів згоряння (викидів з ВГ) знаходиться у межах 1800...2600 К, причому менші значення відносяться до дизелів, а більші до двигунів зовнішнього сумішоутворення (з іскровим запалюванням). У фронті полум'я та зонах, які до нього близькі, температура значно більша: 2500...2900 К.

При розрахунках та дослідженнях процесу горіння у ДВЗ звичайно вважають, що продукти згоряння складаються з 8...11 компонентів (можуть враховуватися й більше): CO, CO_2, NO, NO_2, H_2O, H_2, O_2, OH, H, O, N_2. Цього достатньо, аби достовірно оцінити тепловий ефект дисоціації, тепловий ефект реакції горіння та його дійсну температуру, що дозволяє досить точно виконувати розрахунки при дослідженнях чи прогнозуванні процесу утворення токсидів у викидах ДВЗ.

2.2. Особливості горіння вуглеводневих палив у ДВЗ

У двигунах внутрішнього згоряння реалізуються як кінетичний режим горіння, так і дифузійний.

Так, у бензинових двигунах все паливо згоряє за кінематичною схемою; у дизелях спалюється та частина паливоповітряної суміші, що утворюється після вприскування палива у циліндри за період затримки спала-

хування.

Основна частка паливоповітряної суміші у дизелі спалюється у дифузійному режимі (в газотурбінних двигунах саме так згоряє усе паливо).

У двигунах може мати місце як стаціонарне полум'я (газотурбінні двигуни), так і нестаціонарне (у поршневих ДВЗ). В останньому випадку нестаціонарність полум'я та, головне, його температури пов'язані із періодичністю кожного нового циклу та, відповідно, процесів сумішоутворення, випаровування, спалахування й горіння. Періодичність температури у зонах утворення продуктів згоряння в КЗ, як підкреслено вище, суттєво впливає на токсичність цих кінцевих викидів у випускну систему двигуна. Негативні корективи щодо токсичності вносять і продукти реакцій догоряння палив у випускних каналах.

Періодична нестаціонарність згоряння палива у циліндрах ДВЗ може бути суттєво зменшена діянням на масштаб й інтенсивність турбулентності робочого тіла у КЗ різними фізичними заходами (запровадження відповідних конструкцій цієї камери, впускних трактів та ін.). В останній час запроваджуються всілякі методи діяння на квазінестаціонарність горючої суміші у циліндрах ДВЗ на основі прикладання електричного та магнітного полів, ультразвуку тощо.

Механізм діяння в означених випадках базується на тому, що, як вище відмічалося, процес горіння вуглеводневих палив викликає не тільки утворення нових молекул, атомів (азоту, водню, кисню), але й радикалів (C_2, OH, CH, HCO...), іонів та електронів. Оскільки концентрація іонів й електронів максимальна у фронті полум'я, ефективним є діяння саме на полум'я прикладенням магнітного та електричного полів. У випадку прикладення електричного поля, крім того, зростає концентрація іонів за рахунок іонізації нейтральних молекул при їхньому зіткненні із вже існуючими у фронті полум'я іонами та електронами. Ці процеси можуть також призвести до зростання кількості атомів та радикалів. Оскільки електрони значно рухливіші, ніж, наприклад, газоподібне паливо, вони шикуються у напрямі позитивного електрода; при цьому основна частка робочого тіла заряджується позитивно. Рух заряджених часток до негативного електрода викручує геометрію полум'я. Цей ефект може бути макроскопічним (змінює поверхню фронту полум'я) або (чи) мікроскопічним (впливає на структуру полум'я). Як результат, процес горіння може прискорюватися,

уповільнюватися й навіть гаситися. Зрозуміло, що такі зовнішні чинники турбулізації зон горіння палива у КЗ двигунів визначально впливають на токсичні характеристики їх викидів.

Діяння магнітного поля аналогічне діянню електричного поля, але без ефекту збільшення кількості іонів й електронів.

Що стосується прикладення ультразвуку, то тут вплив забезпечується діянням фону коливань на частки розпиленого палива у дизелях, що викликає розшарування цих часток на більш менші частки, тобто сприяє інтенсифікації процесу горіння. У кінцевому рахунку виникає можливість керування процесом згоряння в ДВЗ та складом токсидів на випуску ВГ.

Самоспалахування звичайно реалізується у дизелях, але може мати місце і в бензинових двигунах, якщо в окремих зонах КЗ виникнуть необхідні умови щодо температури й концентрації складових суміші (може виникнути детонація).

У ДВЗ із зовнішнім сумішоутворенням та примусовим спалахуванням згоряння практично гомогенної паливоповітряної суміші здійснюється за рахунок розповсюдження хвилі горіння, яка породжується стороннім джерелом енергії для запалювання – свічкою запалювання (рис. 2.5).

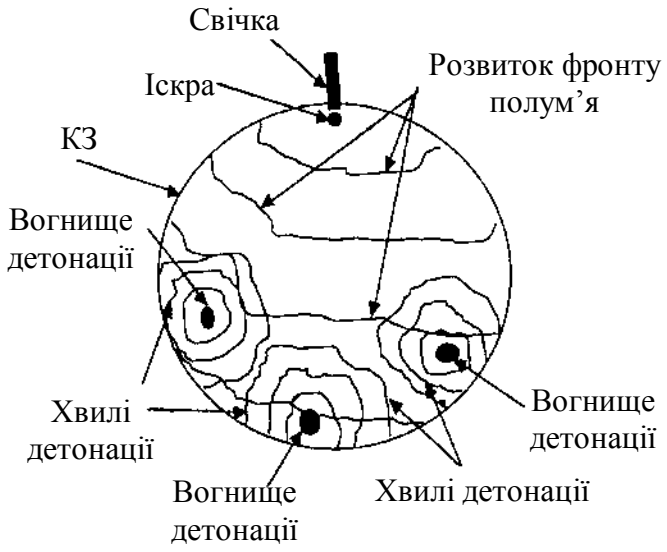


Рисунок 2.5 – Схема розвитку процесу згоряння суміші у ДВЗ із примусовим спалахуванням

При розповсюдженні фронту полум'я у КЗ бензинових двигунів проходять досить інтенсивно реакції процесу горіння з відповідним виникнен-

ням продуктів згоряння, в тому числі токсидів, які й визначатимуть токсичність викидів двигунів. Механізм утворення означених токсидів розглядатиметься нижче у розділі 2.1.3.

Однак у таких ДВЗ має місце й згоряння за рахунок виникнення та розвитку детонаційної хвилі, що суттєво змінює як умови роботи двигуна, його теплонапружених деталей, вузлів, так і характеристики токсичності викидів з ВГ.

Детонаційне згоряння пов'язане із самоспалахуванням частки паливоповітряної суміші за рахунок стиску хвилями тиску, що виникають при розповсюдженні хвиль горіння у тих зонах КЗ, куди сама хвиля горіння ще не дійшла.

У принципі явище детонації у ДВЗ не бажане. По-перше, у зв'язку із руйнівним діянням вибухової детонаційної хвилі на деталі циліндропоршневої групи. По-друге, у зв'язку із зростанням турбулентності продуктів детонаційного згоряння, що зменшує товщину ізолюючого межевого шару біля стінок КЗ, викликаючи помітне збільшення швидкості тепловіддачі. Звичайно, детонація призводить до втрати потужності, паливної економічності, збільшує шум, вібрації, робить більш токсичними викиди з ДВЗ, підвищує димність й викиди твердих часток з ВГ.

Розвитку детонації сприяють: підвищення тиску наддуву, збільшення випередження запалювання від іскри, підвищення ступеня стиску та ін. Зменшують небезпеку детонації: скорочення шляху полум'я від зони запалювання іскрою до протилежної стінки КЗ, збільшення турбулентності суміші за рахунок завихрювання, затримка подачі іскри, збільшення відношення поверхні КЗ до її об'єму.

Випередження запалювання, наприклад, приводить до більшого стиску неспаленої частки заряду за рахунок збільшення шляху, що проходить полум'я до досягнення верхньої мертвої точки; це сприяє підвищенню максимального тиску. Запізнення подачі іскри зменшує стиск неспаленої частки суміші, оскільки зростає частка процесу згоряння, яка відбувається після ВМТ.

На схильність до розвитку детонації впливають також хімічний склад палива, кількість кисню у суміші (коефіцієнт надлишку повітря α), наявність антидетонаторів тощо.

Звичайно, всі означені фактори обумовлюють і експлуатаційну ток-

сичність продуктів детонаційного згоряння.

У ДВЗ з спалахуванням від стиску (у дизелях) процеси спалахування й горіння палива суттєво відрізняються від таких процесів у двигунах з примусовим спалахуванням (бензинових, газових). Склад токсидів у викидах дизелів з цієї причини також відрізняється від токсидів двигунів на легкому паливі.

Паливо у дизелі подається у рухомий повітряний заряд витіканням крізь соплові отвори розпилювача форсунки за рахунок перепаду тиску між системою паливоподачі (від 50...80 МПа до 150...200 МПа й вище) та циліндром дизеля (від 3,5...5 МПа у бензинових дизелях до 7,0...8,0...15,0...20 МПа й вище у дизелях з наддувом). При розпилюванні рідинного палива у повітряному заряді утворюється двофазний реакційно-здатний струмінь – факел рідинного палива. Горіння цього факела палива забезпечується за рахунок нагрівання й випаровування краплин палива, змішування пари палива із газоподібним окислювачем, хімічної взаємодії (хімічних реакцій) газоподібних реагентів під діянням високої температури (900...1000 К до моменту спалахування) та перемішування продуктів горіння із вихідними (такими, що не потрапили до зони горіння) реагентами.

При цьому режим горіння у дизелі внаслідок періодичності відрізняється від чисто дифузійного режиму (який, наприклад, реалізується у газотурбінних двигунах) наявністю періоду затримки спалахування. Протягом цього періоду частка палива встигає випаритися й перемішатися з окислювачем (утворюється гомогенна суміш газопарової структури). В зоні гомогенної суміші й виникають первинні вогнища спалахування, тобто об’ємний вибух. Такі вогнища нарешті утворюють суцільний фронт полум’я (вузька високотемпературна зона у долях міліметру).Таким чином, у дизелі склад продуктів згоряння та склад ВГ залежить від співвідношення кількості палива, що згоряє у кінематичному й дифузійному режимах, та характеристик вказаних двох режимів горіння.

Самоспалахування у дизелях починається [8] у малих об’ємах на межах окремих паливних струменів (рис. 2.6). Тут внаслідок поглинання теплоти сумішшю палива з повітрям температура нижче, ніж температура стиснутого повітря – біля 500 °С проти 600...800 °С [45]. Ці температури поряд з високими тисками стиску у дизелі (від 40 до 80...85 МПа) забезпечують короткі затримки спалахування (в межах 0,7...10,0 мс). Чим більше

період затримки спалахування, тим більше накопичується суміш, що готова до спалахування, й тим сильнішим буде об'ємний вибух.

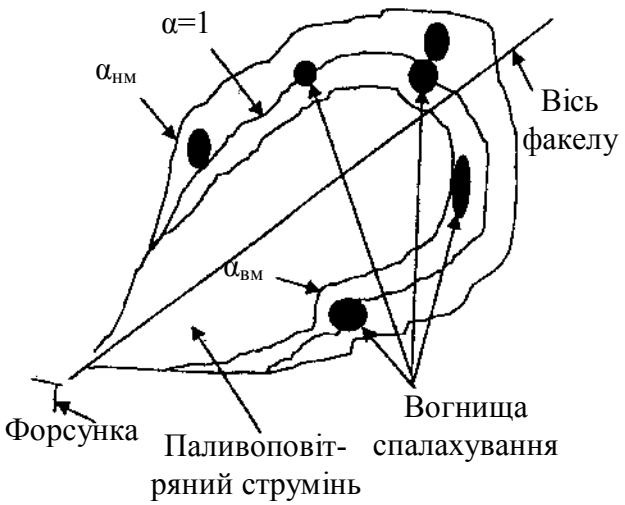


Рисунок 2.6 – Схема розвитку процесу горіння палива у дизелі

Для більш легких палив затримка спалахування залежить в основному від хімічних властивостей палива, а не фізичних, тоді як для важких палив – в основному від фізичних властивостей палива (в'язкість, швидкість випаровування). При локальному перезбагаченні суміші (внаслідок скупчення пари палива) з'являється сажа, що вимагає турбулізації повітряного заряду.

Характер розвитку процесу згоряння у дизелях принципово відрізняється від аналогічного процесу у двигунах із примусовим спалахуванням та являє собою сполучення об'ємного спалахування й одночасного розповсюдження полум'я вздовж підготовленої до спалахування суміші.

Робочий процес у дизелях визначається періодичним гетерогенним горінням з яскраво вираженою турбулентністю. При цьому паливо й окислювач знаходяться спочатку у різних агрегатних станах (паливо–рідина, окислювач–газ).

Відмінками вказаного режиму горіння є такі.

Періодичність обумовлює обмеження процесу горіння за часом. На відміну від постійно підтримуваного режиму горіння така особливість призводить у ряді випадків до передчасного зупинення хімічної реакції горіння (окислення, що й визначає відповідний (не кінцевий) склад продуктів

згоряння й вміст токсидів у ньому.

Дифузійний режим горіння обумовлює необхідність витрачати час на попереднє перемішування часток палива та окислювача для забезпечення контакту на молекулярному рівні, без чого не може підтримуватися реакція горіння. Підкреслимо, що даний фактор обумовлює підвищену неповноту згоряння у порівнянні із випадком попереднього перемішування палива та окислювача.

Різний агрегатний стан палива (рідина) й окислювач (повітря) вказує на необхідність втрат часу на молекулярне перемішування реагентів. Цей фактор буде обумовлювати підвищену неповноту згоряння у порівнянні із випадком однакового агрегатного стану палива та окислювача.

Бачимо, що наведені три принципові відміни обумовлюють підвищену трудність організації процесу згоряння для забезпечення швидкого і в той же час повного згоряння палива. Подолання цієї специфічної трудності здатне суттєво поліпшити екологічність викидів дизелів.

Однак згоряння у бензинових (газових) двигунах та у дизелях має й суттєвий збіг. Реалізація режимів горіння у двигунів цих типів ускладнюється практично однаковими факторами. По-перше, наявністю ефекту безперервної зміни реакційного об'єму (або фактора стиску – розширення). А по-друге – проявленням Махе-ефекту, тобто наявності суттєвої різниці у температурах (до 500К) у різних зонах продуктів згоряння у КЗ в наслідок безперервного підвищення стиску при розповсюдженні фронту полум'я у замкненому об'ємі.

На якість згоряння у КЗ ДВЗ дуже впливає тип сумішоутворення; це ж стосується й токсичності викидів з ВГ.

При *зовнішньому сумішоутворенні* паливо перемішується з окислювачем до попадання у КЗ, куди вже подається приготовлена горюча суміш, в якій відбувається випаровування. В такому разі можна не враховувати нерівномірність концентрацій реагентів у об'ємі КЗ, вважаючи коефіцієнт надлишку повітря α таким, що не змінюється за реакційним об'ємом. Однак треба відзначити, що процес спалахування суміші палива з окислювачем залежить не тільки від складу суміші (α), а й від температури останньої. Вона може варіюватися різними заходами, наприклад, зміною сили струму й напруги, які подають на свічку, або при введенні суміші у реакційний об'єм з підвищеною температурою стінок. Примусове збільшення

вказаної температури розширює означені межі. На ці температурні межі впливає й теплопровідність стінок, тобто їхній матеріал. Розширення меж горіння суміші підвищує усталеність роботи ДВЗ при змінах фактичного складу суміші. У зв'язку з цим можуть змінюватися характеристики процесів спалахування, горіння й, відповідно, токсичних речовин у продуктах згоряння.

Коли сумішоутворення є внутрішнім, горюча суміш утворюється безпосередньо у КЗ. Тому коефіцієнт надлишку повітря у принципі не може бути незмінним як за часом, так і за об'ємом КЗ.

Розглядаючи процес розвитку струму дизельного палива за часом та об'ємом, можна виділити такі зони (рухливі):

- рідинного палива, де практично відсутнє повітря (α ® 0);
- суміші палива з окислювачем (повітрям), в якій ступінь перемішування реагентів різний, в першу чергу – в об'ємі; на межі з рідинним паливом повітря практично немає (α ® 0); чим далі від цієї межі, тим більше суміш містить повітря, а там, де паливо практично відсутнє (α ® ∞). В цій зоні можна визначити об'єм, що лежить поміж верхньою та нижньою межами спалахування суміші ($\alpha_{вм} < \alpha < \alpha_{нм}$);
- чистого окислювача α ® ∞.

Звичайно, із часом співвідношення об'ємів цих зон буде змінюватися та завдяки, в першу чергу, процесу мікроперемішування (примусового процесу розвитку струменя внаслідок вприскування під високим тиском) через деякий проміжок часу паливо й окислювач при відсутності спалахування можуть повністю перемішатися, а внаслідок процесу дифузії може вирівнятися склад суміші у всьому об'ємі КЗ.

Потрапляючи до цієї дизельної КЗ, де суміш за рахунок стиску поршнем має досить високу температуру, паливо починає випаровуватися. При досягненні відповідних умов відбувається самоспалахування. В першу чергу вигоряє паливо, що міститься у межах зони горіння $\alpha_{вм} < \alpha < \alpha_{нм}$. Оскільки швидкість горіння у цій зоні визначається швидкістю хімічних реакцій (кінетикою), то решта палива вигоряє по мірі змішування з окислювачем у фронті полум'я. Геометричне положення фронту полум'я – це поверхня, де $\alpha = 1$; її називають *ізостехіометричною поверхнею*. Швидкість реакції горіння й температури цього процесу при відхиленні від такої поверхні ($\alpha \neq$

1) знижуються, оскільки у таких випадках має місце нестача одного з реагентів. Таким чином, фронт полум'я автоматично утримується на вказаній поверхні, пересуваючись разом з нею за рахунок процесів макрозмішування й вигоряння.

Теоретично продукти повного згоряння при $\alpha = 1$ повинні бути представлені діоксидом вуглецю CO_2 та парою води H_2O. Однак процес горіння у КЗ відбувається в умовах об'єму, що змінюється, а це викликає, у свою чергу, зміни тиску і температур. Час, відведений на процес згоряння у дизелі, дуже короткий у порівнянні з часом, який необхідний для перемішування палива з окислювачем у фронті полум'я й подальшого повного згоряння його.

Тому при знижених температурах цей процес не може дійти до кінця.

В результаті виникають продукти неповного згоряння, в тому числі – монооксид вуглецю, неспалені вуглеводні, а також частинки сажі, що забруднюють й отруюють навколишнє середовище.

Підкреслимо, що сказане вище свідчить: саме спосіб реалізації робочого процесу у ДВЗ обумовлює характер розвитку концентраційних і температурних полів у КЗ двигуна, процесів спалахування й горіння в ній паливоповітряної суміші та, відповідно, утворення токсидів у викидах з ВГ.

2.3. Закономірність та механізм утворення токсидів та канцерогенів у ДВЗ

Розглянуті вище положення загальної теорії горіння роблять можливим обґрунтовано викласти закономірності та механізми створення токсидів у циліндрах ДВЗ в такому вигляді.

2.3.1. Загальний механізм утворення основних вуглевмісних токсичних елементів у ВГ ДВЗ

$$RH \xrightarrow{O_2} RCHO \xrightarrow{O_2;\,OH} CO + H_2O \xrightarrow{O_2} CO_2 + H_2O \qquad (2.10)$$

При згорянні метану, наприклад:

$$\left.\begin{array}{l} CH_4 + O_2 \circledR\ HCHO + H_2O \\ HCHO + \dot{O} = CO + H_2O \\ HCHO + \dot{O}H = CO + H_2O + \dot{H}_2 \\ HCHO \circledR\ CO + H_2 \end{array}\right\}$$

Альдегіди є продуктом неповного згоряння вуглеводнів. Найбільш суттєвий вклад у токсичність ВГ (серед альдегідів) вносить формальдегід (HCHO), що являє собою газ із різким неприємним запахом. Догоряння CO у CO_2 здійснюється за реакцією:

$$CO + \dot{O}H = CO_2 + \dot{H}$$

Розглянемо різновиди цього загального механізму при утворенні конкретних вуглецевмісних токсидів у складі викидів з ВГ ДВЗ.

2.3.2. Механізм утворення монооксиду вуглецю

Монооксид вуглецю, або чадний газ, – це безбарвний газ, що не має смаку й запаху, погано розчинюється у воді, утворює з повітрям вибухові сполуки. Він у 200 разів більше розчиняється у крові у порівнянні з киснем повітря, що веде до інтоксикації організму людини та спричиняє повне розладнання дихання, запаморочення голови й викликає нудоту. Оскільки монооксид вуглецю практично має однакову густину з повітрям (відповідно – 28 та 28,7 г/м^3), він дуже повільно зникає із обмежених об’ємів чи приміщень.

Утворення CO у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням визначається, головним чином, складом паливоповітряної суміші (α). Для багатих сумішей ($\alpha<1$) концентрація CO у ВГ пропорційна надлишку палива відносно окислювача. Для бідних ($\alpha>1$) вона практично постійна та визначається дисоціацією молекул CO_2 при високих температурах (більших 2000 К), а також у пристінних шарах, де температури ще достатні для розвитку початкових стадій окислювальних реакцій, але ще недостатні для згоряння CO у CO_2.

Звичайно вважають, що для умов згоряння, характерних для кінетичного механізму, при температурі й тиску, які наближені до максимальних у робочому циклі ДВЗ (2800К та 6...7 МПа), система “вуглець-кисень-водень” перебуває у рівновазі. Тому концентрація CO у продуктах зго-

ряння близька до врівноваженої, оскільки характеристичний час установлення рівноваги для СО менше, ніж характеристичний час зміни параметрів газу, що згорів.

Однак таке положення зберігається приблизно до моменту знаходження поршня на такті розширення при 60 градусів повороту колінчастого вала за ВМТ [46]. Після цього виникає нерівноважність концентрації СО у продуктах згоряння внаслідок зменшення швидкості реакції

$$\left.\begin{array}{l} C_nH_n + O_2 \text{ ® } CO + H_2O \\ CO + OH \text{ ® } CO_2 + H \end{array}\right\} \qquad (2.11)$$

що відбувається через зниження температури продуктів згоряння, тобто здійснюється “заморожування (закалка)” концентрації СО. Це приводить до того, що у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням (бензинові, газові ДВЗ) СО, як правило, встигає досягнути врівноваженого стану до кінця розширення, в результаті чого концентрація СО у ВГ майже не залежить від ступеня стиску, частоти обертання колінчастого вала, кута випередження запалювання. Означена концентрація практично є однозначною функцією α за умови, що забезпечено достатньо рівномірне розподілення суміші за складом між циліндрами, а також інтенсивне перемішування продуктів згоряння у процесах їхнього розширення та випуску.

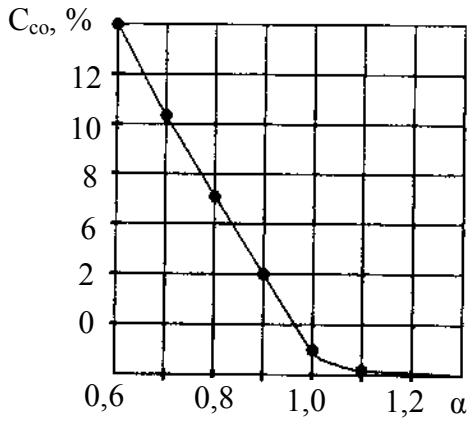


Рисунок 2.7 – Концентрація СО *у відпрацьованих газах бензинового ДВЗ у залежності від складу суміші*

Найбільша концентрація СО у ВГ двигунів із іскровим запалюванням виникає на режимах холостого ходу й максимальної потужності, коли α = 0,75...0,90.

На рисунку 2.7 показана концентрація СО у ВГ при зміні складу паливоповітряної суміші [50].

Утворення СО у дизелях, тобто навіть при α >1, також має місце. Це пояснюється тим, що концентрація СО у ВГ відповідає її рівноважній концентрації при заданому складі суміші і температурі T =

1600...1700 К. Виникнення СО є результатом неповного окислення як вуглеводнів палива, так і продуктів розпаду палива – вуглецю. Недогоряння безпосередньо пов'язано із характером просторової неоднорідності концентрацій палива й окислювача і температури у КЗ. У фазі формування фронту полум'я, коли процес горіння проходить у межах від нижнього до верхнього рівнів α, утворення СО пов'язане як з характером розподілення локального коефіцієнта надлишку повітря, так і з кількістю паливоповітряної суміші, що знаходиться в указаній зоні. У фазі дифузійного горіння ширина фронту полум'я різко звужується та фактично стає поверхнею роз'єднання, що сприяє інтенсивному розкладанню палива, швидкість окислення якого буде залежити від температури у зоні реакції.

Всі означені чинники утворення СО у дизелях не спроможні зрівнятися з ефективністю механізму створення монооксиду вуглецю в умовах $\alpha<1$, тобто при явно неповному згорянні палива у циліндрах ДВЗ. Тому концентрація СО у ВГ дизелів $\alpha>1$ звичайно не перевищує 0,1...0,3 % за об'ємом [50].

2.3.3. Механізм утворення вуглеводнів

Такі викиди з ВГ ДВЗ являють собою недопалені складові вуглеводневих палив, які у рідинній фазі входять до викидів із двигунів.

Означена група вуглеводнів C_nH_m налічує декілька десятків сполук.

Парафінові – граничні, метанові (алкани), загальна формула C_nH_{2n+2}, характерні представники метан CH_4 та етан, пропан, бутан.

Олефінові – алкени, загальна формула C_nH_{2n}, характерний представник гексан C_6H_{12}.

Парафінові та олефінові вуглеводні мають неприємний запах, чинять дратівне діяння й викликають численні хронічні захворювання, в тому числі онкологічні.

Ароматичні вуглеводні – загальна формула C_nH_{2n-6}, характерний представник бензол C_6H_6. Вони дуже агресивні щодо токсичності, впливаючи на кровообіг, центральну нервову систему й апарат м'язів.

Основною причиною наявності C_nH_m у ВГ ДВЗ є відсутність або неповнота реагування частки вуглеводневого палива при недоречній організації робочого процесу. З цієї точки зору підвищена емісія вугле-

воднів у циліндрах й викидах ДВЗ пов'язана із придушенням холодними стінками КЗ реакцій окислення у приграничному шарі товщиною 0,05...0,40 мм, а також у зазорах між стінками циліндра над першим компресійним кільцем, у парі "клапан–сідло", між вогневими поверхнями поршня й головки циліндра. Найбільше вуглеводнів утворюється при роботі двигуна на холостому ходу. У випадку необміркованої оптимізації робочого процесу збільшення викидів C_nH_m може мати місце й при максимальних навантаженнях двигуна (мова йде про перезбагачення робочої суміші понад потреби забезпечення заданого рівня форсування, наприклад). Деякий внесок в емісію C_nH_m здатне вносити й мастило, що потрапляє у КЗ зі стінок циліндрів, де горіння не відбувається через температурну невідповідність реакцій при інтенсивному тепловідведенні у стінки пари "поршень–гільза циліндрів".

Утворення C_nH_m залежить від типу сумішоутворення. Розглянемо це питання.

Утворення C_nH_m у двигуні з зовнішнім сумішоутворенням має свою специфіку, яку треба враховувати, вивчаючи механізм такого утворення. Емісія вуглеводнів значна як для бідних, так і для багатих робочих сумішей.

При збідненні суміші емісія вуглеводнів обумовлена неповним згорянням. Горіння не завершується до моменту охолодження у зв'язку із збільшенням об'єму камери згоряння на такту розширення. При дуже значному збідненні суміші недопалення можливе й внаслідок пропусків запалювання при низькій швидкості розповсюдження полум'я. Основним джерелом неспалених вуглеводнів є шари суміші, які знаходяться безпосередньо біля стінок циліндра та в зазорах поміж поршнем й головкою циліндра або його гільзою; в обох випадках, про що вище вже йшла мова, горіння не відбувається у зв'язку із підвищеною тепловіддачею у стінки деталей двигуна.

У збагачених сумішах процес окислення не відбувається повністю через недостачу окислювача. У цьому випадку процес окислення вуглеводнів затягується й проходе у період випуску ВГ у випускних патрубках.

У бензинових двигунах до циліндрів вже подається суміш палива з окислювачем, тому при перекриванні клапанів недопалена суміш може викидатися із циліндрів, що стає ще одним джерелом появи C_nH_{2m} у ВГ.

У випадку використання газоподібного палива, особливо метану, концентрація вуглеводнів у ВГ звичайно ще вища, ніж при використанні бензину, особливо на середніх та малих навантаженнях двигуна, коли в умовах значного коефіцієнта надлишку повітря й більш однорідного складу суміші у КЗ (бо паливо і окислювач однофазні) швидкість розповсюдження полум'я суттєво знижується, а тепловіддача із зони горіння посилюється. Це й збільшує об'єм зони горіння полум'я та зменшує викиди C_nH_m.

Утворення C_nH_m у дизелі має своїм джерелом, як і у бензиновому двигуні, згасання полум'я у пристінних шарах КЗ внаслідок підвищеного тепловідведення. Емісія вуглеводнів у дизелях менша (у 10 разів), ніж у ДВЗ з зовнішнім запалюванням, оскільки до циліндра дизеля паливо подають у момент досягнення досить високих температур, тобто коли кількість суміші, яка охолоджується у пристінних шарах, значно меншає. Крім того, джерелом C_nH_m є ефект підтікання палива із розпилювача форсунок дизеля внаслідок підвприскувань при малих навантаженнях двигуна й зниженні тиску паливоподачі при відсіканні палива. Крім того, ініціює утворення C_nH_m ще й великий об'єм підголкового простору у розпилювачі.

З точки зору кінетики згоряння утворення C_nH_m має той же механізм, що й при утворенні монооксиду вуглецю, однак процес розкладення вуглеводнів палива відбувається із ще меншою температурою. У дифузійній фазі горіння недопалення вуглеводнів пов'язане з низькою швидкістю змішання палива з окислювачем у фронті полум'я та зниженням температури горіння на такті розширення.

Оцінка групового складу вуглеводнів у ВГ дизелів (за допомогою хроматографічного аналізу) засвідчила наявність у них із різним вмістом атомів вуглецю: а) перших трьох груп – C_1 (метан); C_2 (етан та етилен з ацетиленом); C_3 – пропан та пропен з пропіленом; б) всіх інших груп - $SC_{ін}$ (рис. 2.8).

У складі вуглеводнів ДВЗ присутні ще альдегіди та бенз-а-пірен.

Вище, формулою (2.10), пояснювався механізм утворення альдегідів як продуктів неповного згоряння вуглеводневих палив у КЗ ДВЗ. Бачили, що альдегіди складають групу кисневмісних вуглеводнів. У ВГ двигунів, в основному, знаходяться формальдегід та акролеїн з хімічною форму-

лою $C_{20}H_{12}$, що характеризуються загальнотоксичними властивостями. Найбільші концентрації альдегідів у ВГ відмічено при роботі дизеля на малих навантаженнях та при холодному пуску.

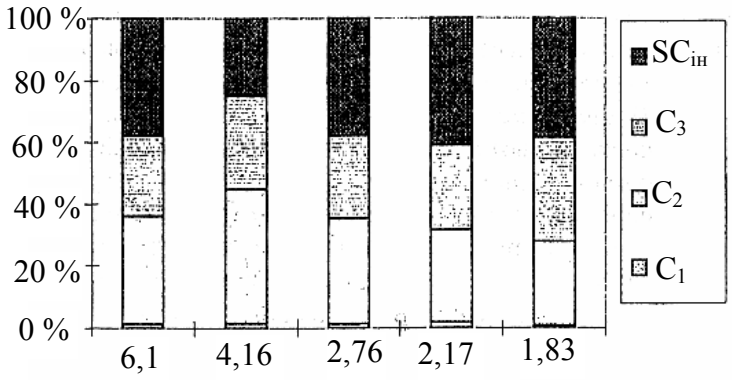


Рисунок 2.8 – Залежність відносного складу вуглеводнів різних груп у ВГ дизеля при роботі на літньому дизельному паливі від коефіцієнта надлишку повітря α:

C_1, C_2, C_3 – концентрації перших трьох вуглеводнів;
$SC_{ін}$ – сумарна концентрація інших груп вуглеводнів

Значно агресивнішим токсидом є бенз-а-пірен, до детального розгляду якого й перейдемо.

2.3.4. Механізм утворення канцерогенного вуглеводню

Можна стверджувати, що канцерогенні речовини у ВГ ДВЗ – це продукти неповного згоряння нафтових та інших органічних палив. Незважаючи на велику кількість різних канцерогенних речовин, що утворюються при горінні цих палив (сьогодні їх ідентифіковано більше 400), вченими та фахівцями виділено так звану пріоритетну групу, найбільш характерну для викидів ДВЗ, яка містить 12 компонентів із різними рівнями канцерогенної активності, серед яких саме бенз-а-пірен є найбільш активним та стійким; він володіє найвищим відносним показником канцерогенності. До цієї групи входять:

- бенз-а-пірен $C_{20}H_{12}$ (ІКА = 1,0; тут і далі ІКА – індекс канцерогенної активності);
- бенз-в-флуорантен (ІКА = 0,1);
- бенз-а-антрацен, хризен, бенз-g,h,i-перілен (ІКА = 0,01);
- флуорантен, пір, бенз-е-пірен, перілен, інденопірен, дібенз-а,h-

антрацен, коротун (ІКА < 0,01).

Слід відмітити, що у літературі зустрічаються й інші позначення: бенз(а)пірен, бенз(в)флуорантен, бенз(а)антрацен, бенз(g,h,i)перілен, бенз(е)пірен, дібенз(а,h)антрацен. Для скорочення далі позначатимемо бенз-а-пірен як БП.

БП у нормальних умовах має вигляд твердих голкоподібних кристалів жовтого кольору; його молекулярна маса – 252, температури плавління й кипіння відповідно 452 й 510 К. При температурах нижче точки кипіння БП осідає у вигляді крапель рідини, а при подальшому охолодженні – у вигляді твердих частинок на поверхні. Особливо легко БП адсорбується на частинках сажі, він не розчиняється у воді й органічних розчинниках. На рис. 2.9 наведено структурну схему бенз-а-пірену ($C_{20}H_{12}$). У міжнародній практиці БП рекомендовано як індикатор присутності канцерогенних речовин у продуктах згоряння ДВЗ, тим більше, що він зручний для кількісного вимірювання за характерним для БП спектром флюоресценції. Для БП встановлена гранична середньодобова допустима концентрація в атмосфері населених пунктів – 1×10^{-6} мг/м^3; це надало можливість обґрунтування необхідності вирішення проблеми канцерогенного забруднення навколишнього середовища, перш за все – великих й промислових центрів.

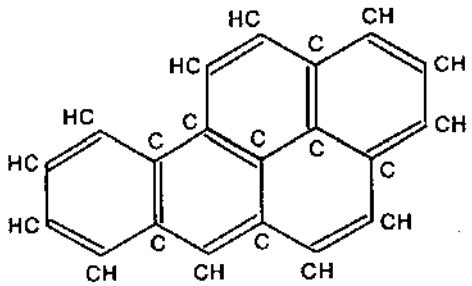


Рисунок 2.9 – Структурна схема бенз-а-пірену (БП)

Аналіз продуктів неповного згоряння палив свідчить, що БП утворюється при згорянні практично будь-яких вуглеводневих палив. При локальній недостачі кисню в окремих зонах КЗ, що має місце у разі недосконалості сумішоутворення, недостачі повітропостачання (наприклад, при перехідних процесах), компоненти палива піддаються як газифікації, так і високотемпературному піролізу.

В умовах ДВЗ БП утворюється у результаті крекінга (термічного розкладення) важких фракцій моторних палив та масел при порівняльно низьких температурах (400...700 °С) в умовах значної недостачі кисню. При високих температурах (більше 1000 °С) він розкладається на водень та

сажу. Тому його утворення можливе лише у відносно холодних пристінних шарах, в тому числі на поверхнях гільз циліндрів, вкритих плівкою мастила. Суттєва роль моторного масла в утворенні БП підтверджується тим, що зноси пар тертя у циліндро-поршневій групі , збільшуючи витрати масла, викликають суттєве нарощування концентрації БП у ВГ (у десятки і навіть сотні разів).

Розглянемо особливості механізму утворення БП у циліндрах та системах (випускній, масляній) ДВЗ.

У процесі піролізу пара- та газоподібні продукти, які утворюються, містять у своєму складі різні високомолекулярні вуглеводні, в тому числі й багатоядерний БП. Утворення БП можливе також і в результаті синтезу. Вірогідно, синтезом і можна обґрунтувати появу БП при горінні низькомолекулярних газів у КЗ двигунів.

Механізми утворення БП в умовах неповного згоряння палив ще недостатньо вивчені. Відомі гіпотетичні механізми, що базуються на теоретичних уявленнях Г.М.Баржера, Н.В.Лаврова та ін. [6], представлені так:

$$C_2H_2 + C_2H_4 \rightarrow C_4H_6,\ 2C_4H_6 + C_6H_5 \times C_6H_5 \rightarrow C_{20}H_{12} + 5H_2$$

$$2C_4H_6 \rightarrow C_8H_8 + 2H_2,\ 3C_8H_8 \rightarrow C_{20}H_{12} + 2C_2H_6$$

або

$$3C_8H_8 \rightarrow C_{20}H_{12} + 2C_2H_4 + 2H_2 \qquad (2.12)$$

$$C_6H_2 + 3C_2H_2 + 4C_2H \rightarrow C_{20}H_{12}$$

Тут C_2H, C_2H_2, C_2H_4 – елементарні будівельні блоки;

C_6H_2 – полірадикал, який характеризує зародок сажі.

Балансове рівняння при спалювання природного газу:

$$20CH_4 \rightarrow 10C_2H_2 + 30H_2 \rightarrow C_{20}H_{12} + 34H_2 \qquad (2.13)$$

У деяких працях вчені вказують, що БП утворюється одночасно із сажею, причому – за подібним механізмом. Саме тому й на практиці сажеві частинки можна розглядати як індикатори наявності БП та інших канцерогенів – вуглеводнів у ВГ двигунів, на що вище вже вказувалося. Таким чином, БП утворюється у локальних, збагачених паливом, зонах КЗ при знижених температурах. Для зниження рівнів утворення БП та інших канцерогенних вуглеводнів необхідно здійснювати високоякісне розпилювання палива та повне змішування його з повітрям.

При дуже високих температурах БП починає руйнуватися.

Цей токсид добре адсорбується й міцно утримується у порах частинок

сажі. Слід відмітити, що вміст БП у частинках сажі може коливатися у дуже широких межах залежно від типу ДВЗ та їхніх режимів роботи. Сажа бензинових, наприклад, двигунів містить суттєво більше БП, ніж сажа дизелів, хоча сама її кількість у другому випадку значно більша.

2.3.5. Механізм утворення сажових частинок

Сажа складається із часток твердого вуглецю з включенням водороду та кисню.

Наявність сажі у ВГ викликає забруднення повітря до погіршення видимості, частинки сажі затруднюють дихання людини. Основна небезпека сажі полягає в тому, що її розвинені поверхні (1 г сажі має сумарну поверхню 75 $м^2$) здатні міцно адсорбувати канцерогенні поліциклічні вуглецеводні.

Механізм утворення сажі являє собою об'ємний процес термічного розкладення (піролізу) вуглеводнів у газовій або паровій фазі в умовах значного недоліку окислювача:

$$C_nH_m \Leftrightarrow nC + 0{,}5mH_2 \qquad (2.14)$$

Загальна схема утворення сажі включає: гідрогенізацію, дегідрогенізацію, крекінг (тобто розщеплення молекул), полімеризацію, конденсацію (тобто приєднання молекул), що викликає утворення дуже великих молекул іншого типу. Це – так званий механізм В.О.Звонова [50].

Згідно з цією схемою можна відмітити основні шляхи утворення сажі:

- конденсація двоатомного вуглецю C_2; при цьому сажа утворюється у результаті полімеризації молекул C_2;
- високотемпературне сажоутворення у зонах КЗ з низьким вмістом кисню;
- сажоутворення в результаті гетерогенної реакції, яка характеризується крекінг-процесом та процесами дегідрогенізації й полімеризації;
- крекінг, у результаті якого сажа утворюється безпосередньо, без проміжних продуктів.

Утворення сажі у процесі згоряння проходить три фази: 1) утворення зародків (частинок, що тільки зароджені); 2) ріст зародків (їх зростання до часток сажі); 3) коагуляція первинних сажових частинок (тобто таких, що пройшли фази 1 та 2).

При відносно низьких температурах ($T < 1500$ К) реакції полімеризації

та конденсації переважають над дегідрогенізацією; у таких реакціях зародками можуть бути ароматичні або поліциклічні сполуки. При T=2000...3500 К (така температура відповідає умовам згоряння в дизелях) відбувається розпад молекул або навіть їхнє розщеплення.
Таким чином, забезпечується найбільший вихід сажі при горінні саме ароматичних вуглеводнів, оскільки при T < 1500 К такі вуглеводні найлегше перетворюються при відсутності кисню у зародки сажі.
Треба підкреслити, що обидві температурні зони утворення сажі у КЗ ДВЗ (T < 1500 К та T > 1500 К) відповідають дифузійному згорянню вуглеводневого палива, коли сажа утворюється у зонах дуже перезбагаченої суміші з локально-високими температурами.
Зупинимося на етапах утворення сажі як частинок твердого вуглецю. Первинні частинки – кристаліти (відповідають фазам утворення сажі 1 та 2, дивись вище), розміри яких 0,001...0,0015 мкм. На фазі 3 вони перетворюються спочатку у сажеві частинки сферичної форми з діаметрами 0,01...0,05...0,17 мкм. Під час подальшої коагуляції ці частинки здатні утворювати пластівцеві конгломерати сажі розміром 0,2...2 мкм, що добре розпізнаються в електронному мікроскопі у вигляді розгалужених ланцюжків. Окремі частинки сажі можуть сягати й 10 мкм. Сажа, що утворюється при горінні вуглеводневих палив, практично одномірна за складом, але містить невеликі кількості (по масі) водню й кисню відповідно, 1...4 % та 0,1...3 %.
Наведений механізм утворення частинок сажі у циліндрах ДВЗ дозволяє пояснити вплив різних факторів на цей процес. До таких факторів перш за все слід віднести: склад робочої суміші, властивості палива; режим роботи двигуна, конструкція КЗ, закон паливоподачі, охолодження стінок КЗ, ступінь стиску та багато ін.
Так, концентраційна межа початку сажоутворення за складом суміші (α) залежить від перерахованих факторів, в тому числі температури, тиску, якостей палива, типа форсунки або свічки; її рівень характеризує α=0,33...0,70. Із збільшенням T початок утворення сажі зрушується у бік більш багатих сумішей.
Підкреслимо, що склад суміші в локальних зонах циліндра двигуна обумовлює локальність сажоутворення, тобто визначає можливість появи стабільних центрів ініціювання сажових частинок у процесі згоряння

палива. Мова йде про такі локальні зони, де концентрації сприяють утворенню сажі (перш за все – для термічного розкладення).
Щодо залежності утворення сажі від властивостей палива, то чим вища молекулярна вага граничних (межових) та немежових вуглеводнів із прямими ланцюгами, тим вищою є швидкість утворення сажових частинок, оскільки міцність зв'язків поміж групами CH зменшується при збільшенні кількості атомів вуглецю. Сажі утворюється тим більше, чим вище відношення C/H у паливі. Різні вуглеводні (з однаковою кількістю атомів C) за ступенем збільшення схильності до утворення сажі розташовуються у такий ряд: нормальні парафіни, ізопарафіни, циклопарафіни, олефіни, циклоолефіни, діолефіни, ароматики.
У процесі розширення має місце вигоряння сажі при надходженні до них кисню. Температура вигоряння сажі при відсутності каталізаторів $t \geq 580...650$ °C. У циліндрах дизелів, наприклад, у процесі розширення може допалюватися до 90 % утвореної сажі.
Закінчуючи цей розділ, підкреслимо, що сажа відіграє негативну роль у створенні токсичності викидів ДВЗ. Бенз-а-пірен, який адсорбується на поверхні та у порах частинок сажі, міцно утримується на цих частинках, що посилює небезпеку забруднення канцерогенами навколишнього середовища.
2.3.6. Особливості утворення твердих частинок у ВГ
В останні роки у США, Європі, Японії для екологічних оцінок дизелів проводиться визначення викидів твердих частинок з ВГ.
Під твердими частинками розуміють всі частинки, зловлені фільтром із скловолокна з тефлоновим покриттям при пропусканні крізь нього охолоджених до $t < 52$ °C ВГ. Прийнято визначати викид твердих речовин (як і інших токсичних компонентів дизелів на вихлопі) у г/(кВт×год.).
Біоаналіз твердих частинок (PM)[*)] засвідчив, що органічні речовини, що в них містяться, є мутагени, а існуючий тісний зв'язок поміж мутагенами і канцерогенами (БП) суттєво підвищує як небезпеку онкологічних, так і генних захворювань, перш за все майбутніх поколінь людства.
Експериментально підтверджено, що частка органічної фракції у масі PM залежно від типу сумішоутворення у дизелях та режимів їхньої ро-

[*)] PM – від англійського Particle Matter (речовина частки)

боти може складати від 10 % до 70 %. Тому треба відкинути уяву про те, що РМ складаються в основному з абразивних частинок із повітря та продуктів зносу деталей дизеля. Необхідно враховувати внесок процесів згоряння дизельного палива в утворення РМ.

Таким чином, РМ складаються із сажі (органічна фракція), золи (продукти згоряння палива, мастила), сульфатів (солеві продукти згоряння сполук сірки), абразивно-зносних частинок.

Раніше вважали, що більша частина органічних викидів РМ припадає на сажу (вуглеводневі частинки, що виникають при неповному згорянні палива). У зв'язку з цим відносні зміни концентрації РМ у ВГ дизелів пов'язували із сажею, як твердим вуглецем у ВГ. Однак останні дослідження складу РМ дизелів на різних робочих їхніх режимах показали, що сажа визначає наявність не більше 50 % частинок у РМ. Інша складова (дуже суттєва) –біля 40 % визначається наявністю СН палив і мастила у викидах РМ.

До РМ, нарешті, треба віднести також оксиди металів, які додаються до палива як домішки.

Таким чином, нейтралізації РМ у ВГ треба приділяти велику увагу поряд з іншими складовими токсидів у викидах ДВЗ.

2.3.7. Механізм утворення оксидів азоту

При згорянні в ДВЗ палив в основному викидаються монооксид азоту NO та диоксид NO_2. До цих викидів приєднуються й інші вищі оксиди: N_2O_3, N_2O_4, N_2O_5. Все це разом позначається NO_x. Переважає монооксид азоту (95...99 %) від загальної кількості NO_x (більші цифри відносяться до бензинових двигунів у зв'язку з меншими тепловтратами при більш високій швидкості згоряння). І тільки після викидання ВГ у атмосферу відбувається його окислення до NO_2 та інших вищих оксидів. Тому, говорячи далі про утворення оксидів азоту, матимемо на увазі NO, а говорячи про вміст їх у ВГ – NO_2 та ін.

NO_x у результаті взаємодії з парою води у повітрі навколишнього середовища утворюють азотну кислоту, що руйнує тканину легень, викликає тяжкі хронічні захворювання дихального апарату людини. Поглинаючи природну фонову радіацію в ультрафіолетовій та видимій частині спектра, NO_x знижують прозорість атмосфери й беруть участь в утворенні фотохімічного туману – смогу.

Утворення оксидів азоту безпосередньо не пов'язане з процесом згоряння палива, крім впливу на таке утворення температури як результату реакції горіння палива, тобто, на відміну від токсидів у ВГ як продуктів неповного згоряння й термічного перетворення молекул палива, оксиди азоту NO_x є продуктом окислення вільного азоту, що присутній у суміші (в деяких випадках – зв'язаного азоту). Вільний, у нормальних умовах – інертний, N_2 попадає до КЗ разом з окислювачем (атмосферним повітрям), причому вміст цього азоту в останньому 75,5 % за масою.

Зв'язаний азот у вигляді похідних хіноліну, піридину, акриліну може міститися у рідинному паливі (до 0,4...0,6 % за масою).

Розрізняють три механізми утворення оксидів азоту у циліндрі двигуна: термічний, паливний та швидкий; відповідно такі оксиди (NO_x) мають назву – термічного, паливного й швидкого.

Хімізм цих механізмів:

- ✓ проявляється у результаті високотемпературного окислення атмосферного азоту (термічний);
- ✓ виникає при низькотемпературному окисленні азотовмісних сполук палива (паливний);
- ✓ виникає у фронті палива при зіткненні (під час реакцій) вуглеводневих радикалів палива з молекулами азоту, коли утворюється "швидкий" NO_x (швидкий).

Розглянемо ці три механізми більш докладно.

2.3.7.1. Механізм утворення термічного оксиду азоту проявляється в тому, що в умовах високотемпературного горіння палива азот повітря стає реакційноспроможним та, сполучаючись перш за все з оксидом, утворює оксиди NO_x.

Ланцюгова схема цієї реакції, запропонована Я.Б.Зельдовичем та уточнена В.О.Звоновим, має вигляд:

$$O_2 + M \Leftrightarrow O + O + M; \quad (2.15)$$

$$O + N_2 \Leftrightarrow NO + N; \quad (2.16)$$

$$N + O_2 \Leftrightarrow NO + O; \quad (2.17)$$

$$O + O + M \Leftrightarrow O_2 + M, \quad (2.18)$$

де M – якась молекула, що зіткнулася.

Основні положення термічної теорії:

- ♦ окислення азоту здійснюється поза фронтом полум'я за ланцюго-

вим механізмом у високотемпературній зоні продуктів згоряння;

♦ вихід оксидів азоту визначається максимальною температурою горіння, концентрацією азоту й кисню у продуктах згоряння, швидкістю охолодження (“закалкою”) продуктів згоряння, нерівномірністю розподілу температур в зоні реакції (“Махе” – ефект) та не залежить від хімічної природи палива й кінетичних характеристик полум’я”;

♦ єдиним джерелом активних частинок є реакція дисоціацій (2.16);

♦ у зоні утворення NO_x припускається хімічна рівновага реакцій.

Часто разом з реакціями (2.15)...(2.18) розглядають ще реакцію

$$OH + N = NO + H \qquad (2.19)$$

Сукупність реакцій (2.15)...(2.19) називають розширеним механізмом Зельдовича. Деякі дослідники підтверджують велике значення реакції (2.19), особливо при горінні збагаченої суміші. Інші вважають, що її можна не враховувати.

В.О.Звонов доповнює схему реакціями, що відтворюють механізм взаємодії з продуктами дисоціації пари води, яка міститься у газовій суміші:

$$OH + N_2 = NO + NH \qquad (2.20)$$

$$NH + O_2 = NO + OH \qquad (2.21)$$

Визначальною в утворенні NO_x вважається реакція (2.15), швидкість якої залежить від концентрації кисню. Для обчислення швидкості реакції окислення азоту киснем Я.Б.Зельдович рекомендував таке кінетичне рівняння:

$$\frac{d\mathrm{NO}_x}{d\tau_p} = \frac{5\times10^{11}}{\sqrt{\mathrm{O}_2}} e^{\frac{8,6\times10^4}{RT}} \left[\mathrm{O}_2 \mathrm{N}_2 \frac{64}{3} e^{\frac{4,3\times10^4}{RT}} - (\mathrm{NO}_x)^2 \right], \qquad (2.22)$$

де O_2, N_2, NO_x – миттєві концентрації компонентів газової суміші, г×моль/л;

τ_p – тривалість реакції, с;

Т – температура в зоні реакції, К.

При розгляданні кінетики утворення NO_x можна зробити такі припу-

щення: температура процесу відповідає рівноважній та залишається постійною за термін окислення азоту; концентрації молекулярних та атомних речовин, що входять у кінетичні рівняння, відповідають їх урівноваженим значенням, а атомарні, крім того, – постійні [6]. Це дає можливість визначити концентрацію кінетичного NO_x за даними розрахунку стану термодинамічної рівноваги та часу перебування моля газу у зоні горіння за такою формулою:

$$C_{NO_x} = C_{NO_P} \frac{1 - \exp(-2 \cdot B \cdot \tau)}{1 + \exp(-2 \cdot B \cdot \tau)}, \qquad (2.23)$$

де $B = 2 \cdot K \dfrac{C_0 \cdot C_{N_2}}{C_{NO_p}}$,

К – коефіцієнт першої прямої реакції обраної кінетичної схеми;

C_0, C_{N_2}, C_{NO_p} – концентрації атомарного кисню, молекулярного азоту й оксиду азоту, що отримані із урівноважного розрахунку.

Таким чином, NO_x визначається швидкостями його утворення та розкладення.

Значного зниження рівнів утворення NO_x можна досягти спаленням добре перемішаної суміші збіднілої паливоповітряної суміші та скороченням терміну перебування продуктів згоряння у зонах КЗ з максимальними температурами.

2.3.7.2. Механізм утворення оксидів азоту із азотовмісних домішок палива, тобто за паливною схемою, пов'язують з такими реакціями:

$$I + R \rightarrow NO_x + \ldots \qquad (2.24)$$

$$I + NO \rightarrow N_2 + \ldots \qquad (2.25)$$

де R – компоненти, які не містять азоту; речовини R можуть бути гідроксильними радикалами; I – речовини типу NH_2, NH або атомарний N.

Ряд досліджень, виконаних з добавкою до палива азотовмісних сполук (піридину, аміаку та ін.), засвідчили, що кількість оксидів азоту, які утворилися, не залежить від типу азотовмісного компоненту та визначається вмістом чистого азоту у паливі.

2.3.7.3. Механізм утворення "швидкого" оксиду азоту забезпечує вихід таких NO_x, які утворюються у полум'ї за схемою, що відрізняється від термічного механізму або викликає утворення паливного NO_x.

Вважають, що "швидкий" NO_x утворюється через проміжні речовини –

продукти взаємодії паливних радикалів з азотом повітря, які містять ціанові (CN) й амінові (NH) групи. Це підтверджується тим, що у ряді дослідів виявлено високі концентрації HCN поблизу зони горіння та швидке зникнення HCN, яке відповідає за часом утворенню NO_x.
Продукти розпаду вуглеводнів безпосередньо реагують з азотом:

$$CH + N_2 = HCN + N; \quad (2.26)$$

$$C + N_2 = CN + N; \quad (2.27)$$

$$H + N_2 = NH + N; \quad (2.28)$$

$$H_2 + NH = NH_2 + H. \quad (2.29)$$

У подальшому атоми N, ціани й аміни можуть реагувати із різними компонентами суміші при утворенні або відновленні NO_x.
Експерименти показали, що проміжні сполуки азоту, знайдені під час перетворення паливного азоту у NO_x, також утворюються і у полум'ї багатих вуглецевоповітряних сумішей. Тому вважається, що подібними є механізми утворення паливних та "швидких" NO_x.
Підсумовуючи сказане, підкреслимо, що термічний механізм утворення NO_x носить вирішальний характер, тим більше що роль інших двох механізмів зменшується по мірі підвищення температур й тисків при згорянні.
Зупинимося на відмінах механізмів утворення NO_x у двигунах із зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням.
У двигунах бензинових (газових), де відбувається згоряння попередньо перемішаних палива та окислювача, утворення NO_x відбувається у всьому об'ємі КЗ, оскільки суміш та, відповідно, й зона продуктів згоряння з високою температурою займають весь об'єм КЗ.
У дизелях вказаний об'єм обумовлений розмірами фронту полум'я, який, у свою чергу, залежить від величини паливного факела, тобто від циклової подачі. В останньому випадку частина палива, яке перемішане з окислювачем за період затримки спалахування, згоряє за механізмом, притаманним ДВЗ із зовнішнім сумішоутворенням, а інша частина палива – по мірі надходження до фронту полум'я. Співвідношення таких частин палива залежить від ряду конструктивно-регулювальних параметрів двигуна, а також від стану повітряного заряду, який надходить у циліндр двигуна на такті впуску.
Означена відміна у механізмах згоряння в обох типах ДВЗ визначає й

різницю в концентраціях NO_x у продуктах згоряння та відповідно у відпрацьованих газах. Пов'язане це з тим, що час згоряння палива у ДВЗ із зовнішнім сумішоутворенням менше, тобто менші й тепловтрати із фронту горіння, а також менший вплив Махе-ефекту й процесу стиску-розширення. Таким чином, при однаковій масі палива, що згоряє, емісія NO_x з ВГ у бензинових (газових) двигунах буде вище, ніж у дизелів, що й має місце на практиці (табл. 2.1) [8], [51], [10], [52], [53].

Таблиця 2.1 – Вміст компонентів у відпрацьованих газах ДВЗ, % за об'ємом

Компонент	Бензиновий двигун	Дизель
Азот	74-77	74-78
Кисень	0,3-10	2-18
Водяна пара	3,0-5,5	0,5-9,0
CO	0,5-12	0,005-0,4
NO_x	0,01-0,8	0,004-0,5
C_nH_m	0,2-3,0	0,009-0,3
Альдегіди	до 0,2	0,001-0,009
Сажа, г/м^3	до 0,004	0,01-1,1
Бенз-а-пірен, мкм/м^3	до 25	до 10
Оксиди сірки	до 0,008	0,002-0,02
Оксиди свинцю	до 0,02	0,002-0,2
CO_2	5-12	1-12

2.3.8. Механізм утворення оксидів сірки

Основна кількість сірки, яка міститься у паливі, згоряє до диоксиду сірки:

$$S + O + SO_2 \qquad (2.30)$$

Далі відбувається реагування диоксиду сірки з атомарним киснем та оксидами азоту:

$$SO_2 + O = SO_3 \qquad (2.31)$$

$$2NO + SO_2 = N_2O + SO_3 \qquad (2.32)$$

$$NO_2 + SO_2 = NO + SO_3 \qquad (2.33)$$

Масовий викид у атмосферу диоксиду сірки можна визначити за формулою:

$$M_{SO_2} = 0{,}02 S^p \times B(1-\eta_н), \text{ т/рік}, \qquad (2.34)$$

де S^p – вміст сірки на робочу масу, %; В – витрата палива, т/рік;

$\eta_н$ – ступінь нейтралізації оксидів сірки.

2.3.9. Механізм утворення оксиду та інших сполук свинцю

Тетраетилсвинець, який міститься в етилованому бензині, перетворюється у процесі горіння палива в інші сполуки свинцю: крім оксиду свинцю – у бромистий свинець, хлористий свинець, сульфат свинцю. Частинки сполук свинцю не затримуються слизовою оболонкою носа, проникають у легені, кровоносну систему й, накопичуючись в організмі людини, завдають шкоди головній системі – кровотворній.

За своє життя людина робить біля 600 млн. вдихів, поглинаючи 600 тисяч кубічних метрів повітря. Зрозуміло, що навіть мінімальне його забруднення може нанести шкоду, яку людський організм не спроможний компенсувати.

2.3.10. Оцінка ступеня сумісної небезпеки діяння механізмів утворення токсидів у ВГ ДВЗ

Для вживання необхідних заходів щодо зниження забруднення навколишнього середовища необхідно знати (умовитися), що таке чисте повітря, яким вимогам воно повинно відповідати, аби не впливати негативно на здоров'я людини.

Таким критерієм оцінок є гранично допустимі концентрації $[ГДК]_i$ шкідливих речовин у повітрі населених пунктів (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Гранично допустимі концентрації й показники відносної шкідливості токсидів ДВЗ

Речовина	Максимально разова, мг/м^3	Середньодобова, мг/м^3	Відносна шкідливість
Оксид вуглецю	5	3	1
Вуглеводні (неканцерогенні)	5	1,5	2
Оксид азоту	0,4	0,06	50
Диоксид сірки	0,5	0,05	60
Сажа	0,15	0,05	60
Диоксид азоту	0,085	0,04	75

Тверді частинки	—	—	200
Формальдегід	0,035	0,03	1000
Свинець та його сполуки	—	0,0003	10000
Бенз-а-пірен	—	0,000001	3000000

У цій таблиці не врахована шкідливість сажі, пов'язана із адсорбцією на її частинках канцерогенних продуктів згоряння палива.

Ступінь шкідливості діяння будь-якого шкідливого компонента токсидів у ВГ ДВЗ визначається через відношення дійсної концентрації речовини (токсиду) до $[ГДК]_i$ у повітрі на рівні дихання. Таке відношення $K_i = C_i/[ГДК]_i$ називають токсичною кратністю даного і-го компоненту токсидів у ВГ ДВЗ. Воно не може перевищувати одиницю.

При одночасному вмісті у повітрі декількох шкідливих речовин близького біологічного впливу на живий організм відбувається посилення отрутного діяння, у зв'язку з чим стає недопустимою присутність таких речовин навіть при концентраціях, близьких до $[ГДК]_i$. Тому запроваджена додаткова вимога щодо необхідності підсумовування токсичних кратностей означених речовин. Умова нешкідливості повітряного середовища має вигляд [18]:

$$\sum_{i}^{n} K_i = \sum_{i}^{n} \frac{C_i}{[ГДК]_i} \le 1, \qquad (2.35)$$

де п – кількість інгредієнтів односпрямованого діяння.

Ефектом сумації (сумісного посилюючого діяння) володіють: сажа й канцерогенні вуглеводні; оксиди азоту й канцерогенні вуглецеводні; диоксид азоту й формальдегід; оксиди азоту й оксиди сірки та ін. Тому вказаний вираз (2.35) можна узагальнити:

$$\sum_{i}^{n} \frac{C_i \times K_{n-1}}{[ГДК]_i} \le 1, \qquad (2.36)$$

де $K_{п-1}$ – коефіцієнт, що враховує збільшення токсичності і-го екологічно шкідливого інгредієнту від присутності у суміші (п–1) шкідливої речовини (токсиду) односпрямованого або різноспрямованого діяння.

Контрольні запитання та завдання

1. Яку роль відіграють процеси горіння у ДВЗ?
2. Чим відрізняються процеси горіння у ДВЗ від таких процесів у інших теплових двигунах, наприклад, у газотурбінних двигунах?
3. Які речовини відносяться до продуктів повного згоряння у ДВЗ?
4. Які речовини відносяться до продуктів неповного згоряння у ДВЗ?
5. Який фізичний зміст поняття енергії активації?
6. Обґрунтуйте вплив каталізатора на хімічну реакцію.
7. Що таке тепловий ефект реакції? Поясніть реакції ендотермічні та екзотермічні.
8. Яким чином впливає дисоціація на тепловий ефект хімічної реакції?
9. Що таке горіння?
10. Яким чином відбувається процес горіння у двофазних сумішах?
11. У чому відміни детонації від об'ємного вибуху?
12. Чи є температура спалахування величиною постійною?
13. Що обмежує (лімітує) швидкість процесу згоряння при кінетичному чи дифузійному механізмах?
14. У чому виявляється періодичність процесу згоряння у поршневих ДВЗ?
15. Поясніть вплив електромагнітних полів на процес горіння.
16. У чому принципова різниця між процами горіння палива в ДВЗ із зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням?
17. Яким чином впливає середній коефіцієнт надлишку повітря на горіння палива у дизелях?
18. Яким чином можна стримати детонацію у ДВЗ?
19. Якими параметрами характеризуються зони утворення монооксиду вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту, сажі, твердих частинок?
20. Обґрунтуйте причини емісії монооксиду вуглецю.
21. Обґрунтуйте причини емісії вуглеводнів.
22. Обґрунтуйте причини емісії сажі.
23. Обґрунтуйте причини емісії оксидів азоту.
24. Обґрунтуйте причини появи твердих частинок у ВГ ДВЗ.
25. Обґрунтуйте причини появи сполук сірки та свинцю у ВГ ДВЗ.
26. Яким чином впливають на емісію шкідливих речовин з ВГ ДВЗ конструктивні, регулювальні, експлуатаційні параметри двигуна?
27. Поясніть загальний механізм утворення токсидів у ДВЗ.

28. Поясніть механізм утворення монооксиду вуглецю у ДВЗ.

29. Поясніть механізм утворення вуглеводнів у ДВЗ.

30. Поясніть механізм утворення канцерогенів у ДВЗ.

31. Поясніть механізм утворення сажі у викидах ДВЗ.

32. Поясніть особливості утворення твердих частинок у ВГ ДВЗ.

33. Поясніть механізм утворення оксидів азоту у ДВЗ з різними схемами сумішоутворення.

34. Поясніть механізм утворення оксидів сірки та сполук свинцю у викидах ДВЗ.

35. Як робиться оцінка сумісної небезпеки діяння механізмів утворення токсидів у ВГ ДВЗ?

Глава 3. ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОКСИЧНОСТІ ДВЗ РІЗНИХ ТИПІВ

Процес подальшого розвитку ДВЗ все більше і більше підкорюється жорстким екологічним вимогам норм охорони навколишнього середовища.

Кінець кінцем необхідно прагнути, щоб новітні технології двигунобудування (комп'ютеризація керування, хімічна нейтралізація викидів ДВЗ та ін.) відповідали означеним стандартам на токсичність (наприклад, європейським: EURO-II, EURO-III, EURO-IV, а після 2005 року – EURO-V), зберігаючи разом з цим економічні показники двигунів, їхню міцність, динамічні характеристики.

Однак таке прагнення наштовхується на значні труднощі вирішення дуже складної технічної задачі екологізації ДВЗ, оскільки природній рівень токсичності шкідливих викидів з ВГ сучасних ДВЗ не відповідає означеним вимогам, в першу чергу в дизелях, форсованих двигунів та ін.

Розглянемо сучасний рівень токсичності двигунів різних типів та призначень, що допоможе прогнозувати заходи щодо приведення його до міжнародних екологічних стандартів – як запроваджених, так і майбутніх. А, головне, це допоможе свідомо розробляти заходи щодо поглиблення екологізації ДВЗ.

Розгляд таких характеристик проведемо, пов'язуючи рівні токсичності з конструктивними параметрами, показниками робочих процесів, особливостями експлуатації ДВЗ тощо.

3.1. Токсичність бензинових двигунів

Перебіг процесу згоряння палива у бензинових двигунах обумовлює специфічний склад продуктів згоряння, в тому числі [14]:

- продукти повного згоряння: диоксид вуглецю CO_2 та вода H_2O;
- продукти неповного згоряння:
  - → неспалені вуглеводні C_nH_m (парафіни, олефіни, ароматичні вуг-

вуглеводні та ін.;

→ неповністю спалені вуглеводні (монооксид вуглецю CO, альдегіди C_nH_m×CHO, кетони C_nH_m×CO, карболова кислота C_nH_m×COOH та ін.;

→ продукти термічного розкладення та їхні похідні: C_2H_2, C_2H_4, H_2 (водень, ацетилен, етилен та ін.), C (сажа), поліциклічні вуглеводні;

- побічні продукти згоряння:
  - → із атмосферного азоту (оксиди азоту NO, NO_2 та ін.);
  - → із паливних домішок (оксиди свинцю, галогеніди свинцю);
  - → із забруднювачів палива (оксиди сірки);
- продукти із забруднювачів повітря разом з продуктами неповного згоряння (тверді частинки, що містять твердий вуглець, абразиви та ін.).

Бачимо, що абсолютну більшість продуктів згоряння бензинових ДВЗ складають токсиди різної агресивності. Їхня поява у ВГ цих двигунів – це природний факт, послабити який сповна можуть тільки зовнішні діяння, про що мова йтиме нижче, у главі 7.

До основного джерела забруднення атмосфери, особливо великих та промислових зон, шкідливими (токсичними й канцерогенними речовинами) відноситься автомобільний транспорт, основу якого, в тому числі і в Україні, на сьогодні складають автомобілі з бензиновими двигунами. Так, у місті Харкові такі автомобілі складають 94 % [18] і на їхню долю у загальному забрудненні атмосфери автотранспортом приходиться біля 85 % токсичних викидів з ВГ двигунів.

Установлено, що основними шкідливими інгредієнтами у загальному забрудненні міст (по перевищенню середньодобових гранично допустимих концентрацій $[ГДК_i]_{CD}$) є канцерогенні речовини (за індикатор яких у міжнародній практиці прийнятий бенз-а-пірен); формальдегід, який також володіє канцерогенними властивостями, а також оксиди азоту NO_x. Так, у атмосфері Харкова в 1999 році рівні концентрації БП (бенз-а-пірен) перевищували $[ГДК_{БП}]_{CD}$ у шість разів (!), а концентрації формальдегіду та оксидів азоту – відповідно у два й півтори рази. Підкреслимо, що мова йде не про викиди конкретного двигуна, а про загальне забруднення атмосфери

промислового регіону. Перевищували $[ГДК_i]_{CD}$ також і концентрації твердих частинок, які відіграють роль носіїв канцерогенів.

Для конкретності проаналізуємо результати випробувань легкових автомобілів типів ГАЗ-24 та ГАЗ-31 з бензиновими двигунами типу ЗМЗ (Україна) на стенді з біговими барабанами по європейському їздовому циклу (див. главу 5), що імітує їхній рух у міських умовах. Одне випробування складало чотири однакових їздових циклів, що безперервно повторювали один за одним. Загальна тривалість випробування – 13 хвилин. Різновиди автомобілів ГАЗ, на яких були проведені означені випробування, подані у табл.3.1. В ній І – автомобіль, що обладнаний двигуном з іскровим запалюванням; Ф-Ф – автомобіль з форкамерно-факельним запалюванням; ОСНВГ – автомобіль, укомплектований окиснювальною (допалювальною) системою нейтралізації ВГ; БСНВГ – автомобіль з біфункціональною системою нейтралізації ВГ [18].

Таблиця 3.1 – Об’єкти випробувань на бігових барабанах автомобілів ГАЗ по їздовому циклу

Марка автомобіля	Типи двигунів	Засіб запалювання	Вид палива, який використовується	Система нейтралізації ВГ
ГАЗ-31-029	ЗМЗ.402.10	І	Бензин АИ-93*	відсутня
ГАЗ-24-10	ЗМЗ.4021.10	І	Бензин А-76 (неетилований)	відсутня
ГАЗ-24-10	ЗМЗ.4022.10	Ф-Ф	Бензин А-76 (неетилований)	відсутня
ГАЗ-24-17	ЗМЗ.4027.10	І	Зріджений газ (пропан–бутан)	відсутня
ГАЗ-24-10	ЗМЗ.4021.10	І	Бензин А-76 (неетилований)	ОСНВГ
ГАЗ-24-10	ЗМЗ.4022.10	Ф-Ф	Бензин А-76 (неетилований)	ОСНВГ
ГАЗ-24-17	ЗМЗ.4027.10	І	Зріджений газ (пропан–бутан)	ОСНВГ
ГАЗ-24-10	ЗМЗ.4021.10	І	Бензин А-76 (неетилований)	БСНВГ

*) Згідно з російським стандартом

Рівні токсидів у викидах ВГ цих автомобілів з бензиновими двигу-

нами показані в табл.3.2.

Таблиця 3.2 – Рівні викидів шкідливих речовин автомобілями з бензиновими двигунами

Марка автомобіля	Засіб запалювання	Система нейтралізації ВГ	Рівні шкідливих речовин, г/випр				
			CO	C_nH_m	NO_x	$C_nH_m + NO_x$	БП
ГАЗ-31-029	I	відсутня	27,4	99,2	9,6	18,8	$36{,}0\times10^{-6}$
ГАЗ-24-10	I	відсутня	19,8	9,7	9,0	18,7	$25{,}5\times10^{-6}$
ГАЗ-24-10	Ф-Ф	відсутня	10,7	7,9	4,8	12,7	$4{,}0\times10^{-6}$
ГАЗ-24-17	I	відсутня	6,8	8,4	3,7	12,1	$3{,}3\times10^{-6}$
ГАЗ-24-10	I	ОСНВГ	3,2	4,2	9,4	13,6	$1{,}1\times10^{-6}$
ГАЗ-24-10	Ф-Ф	ОСНВГ	2,0	1,5	3,0	4,5	$0{,}8\times10^{-6}$
ГАЗ-24-17	I	ОСНВГ	0,7	2,4	3,9	6,3	$0{,}7\times10^{-6}$
ГАЗ-24-10	I	БСНВГ	1,1	0,9	0,3	1,2	$2{,}9\times10^{-6}$

Для порівняльного аналізу наведених результатів визначимо автомобілі марок ГАЗ-31-029 та ГАЗ-24-10 (із двигунами з іскровим запалюванням, без систем нейтралізації) за базові.

Визначимо ступінь забруднення атмосферного повітря вказаними токсидами, які викидаються з ВГ кожного автомобіля. Потім установимо фактори еколого-хімічної шкідливості різновидів цих автомобілів за методикою, наведеною у роботі [18].

Для оцінки екологічної небезпеки викидів ВГ запропоновано параметр, який визначає *рівень забруднення атмосферного повітря кожним з токсичних компонентів ВГ* ($З_i^j$). Він являє собою відношення маси шкідливої речовини (G_i^j), що викидається з *j*-го різновиду автомобіля за їздовий цикл, до добутку витрати ВГ ($V_{ВГ}$) на $[ГДК_i]_{CD}$ *i*-ї токсичної речовини:

$$З_i^j = G_i^j / (V_{ВГ}\times[ГДК_i]_{CD}). \qquad (3.1)$$

Розраховані для конкретного різновиду автомобіля $З_i^j$ свідчать, у скільки разів середній вміст *i*-го токсиду перевищує його гранично допустимий рівень у атмосферному повітрі $[ГДК_i]_{CD}$. Речовина (токсид), рівень забруднення повітря якою є найбільшим, буде визначальною у цьому забру-

дненні.

За екологічний показник зручно використовувати *відносний (у відсотках) рівень забруднення повітря* ($З_i^j$), що являє собою відношення $З_i^j$ до суми рівнів забруднення атмосфери всім комплексом *i*-х токсидів на *j*-му автомобілі:

$$\overline{З}_i^j = 100 \times З_i^j \Big/ \sum_i^n З_i^j \,, \qquad (3.2)$$

де i = 1, 2, n – індекси, що відрізняють конкретні токсиди.

Таким чином, $\overline{З}_i^j$ вказує вагу кожного з компонентів ВГ у загальному забрудненні атмосферного повітря.

Еколого-хімічну недосконалість двигунів (автомобілів) запропоновано оцінювати за допомогою показника відносної екологічної шкідливості ($\overline{\Phi}_j$), що являє собою відношення суми рівнів забруднення атмосферного повітря всіма виміряними на *j*-му автомобілі токсидами до суми рівнів забруднення повітря базовим різновидом автомобіля або різновидом автомобіля, що має найбільші викиди токсидів:

$$\overline{\Phi}_j = \sum_i^n З_i^j \Big/ \left(\sum З_i^j\right)_{\mathbf{max}} . \qquad (3.3)$$

Абсолютні ($З_i$), сумарні ($\sum_i^n З_i$) та відносні ($\overline{З}_i$) рівні забруднення повітря викидами токсидів з ВГ означеної вибірки 8-ми автомобілів представлені у табл.3.3.

Тут абсолютні рівні токсидів обчислювалися за формулою (3.1), а їх відносні оцінки – за формулою (3.2).

Переходимо до системного аналізу отриманих даних. Як бачимо з табл.3.3, у базових автомобілів (№№1,2) максимальні відносні рівні забруднення атмосферного повітря визначає NO_x (75,5 % – автомобіль ГАЗ-31-029 та 79,5 % – автомобіль ГАЗ-24-10). Друге місце у забрудненні зайняв БП (17 % – автомобіль ГАЗ-31-029 та 13,6 % – автомобіль ГАЗ-24-10). Підкреслимо, що відносні рівні забруднення повітря токсидами СО та C_nH_m – незначні, що характерно для бензинових ДВЗ, про що мова вже

йшла у главі 2.

Таблиця 3.3 – Показники абсолютних, сумарних та відносних рівнів забруднення повітря викидами токсидів з ВГ

№№ п.п	Чисельники – $З_i^j$; знаменники – $\overline{З}_i^j$				$\sum_i^n З_i^j \Big/ \left(\sum З_i^j\right)$
	CO	C_nH_m	NO_x	БП	
1	1405 / 4,3	944 / 3,0	24615 / 75,7	5538 / 17,0	35502 / 100
2	1015 / 3,5	995 / 3.4	23077 / 79,5	3923 / 13,6	29010 / 100
3	549 / 3,8	810 / 5,7	12308 / 85,7	615 / 4,8	14282 / 100
4	349 / 3,1	862 / 7,7	9486 / 84,7	508 / 4,5	11206 / 100
5	164 / 0,7	431 / 1,7	24103 / 96,9	169 / 0,7	24867 / 100
6	103 / 1,3	154 / 1,9	7692 / 95,3	123 / 1,5	8072 / 100
7	36 / 0,3	246 / 2,4	10000 / 96,2	108 / 1,1	10390 / 100
8	58 / 3,5	92 / 6,5	769 / 56	446 / 34	1365 / 100

Еколого-хімічна шкідливість бензинових двигунів (автомобілів) показана на рис.3.1. У табл.3.4 наведені результати узагальненого аналізу еколого-хімічної ефективності окремих двигунів автомобілів.

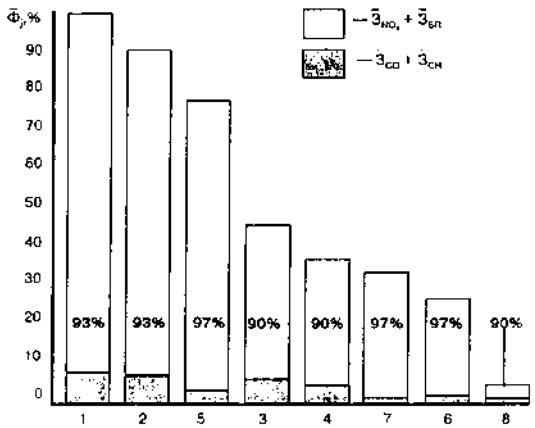


Рисунок 3.1 – Показники відносної еколого-хімічної шкідливості автомобілів з бензиновими ДВЗ

Таблиця 3.4 – Результати узагальненого аналізу еколого-хімічної ефективності окремих бензинових двигунів

Різновиди автомобілів (двигунів)	11	2	3	4	5	6	7	8
Фактор відносної шкідливості ($\overline{\Phi}_j$), %	100	89,3	76,5	43,9	34,5	32,0	24,8	4,20

У цій таблиці різновиди автомобілів відповідають табл.3.1, а фактори відносної шкідливості відповідають останній колонці табл.3.3 (значенням

чисельників у відношенні до фактора $\overline{\Phi}_j$ першого двигуна – базового). Бачимо, що фактори ($\overline{\Phi}_j$) вишуковані у варіаційний ряд, тобто у порядку незростання.

Проведений аналіз засвідчив, наступне:

1. Основними шкідливими речовинами, що визначають екологічну недосконалість бензинових двигунів, є NO_x та БП (а також оксиди свинцю, коли використовуються етиловані бензини).

2. Найбільші значення факторів еколого-хімічної шкідливості мають двигуни базових автомобілів ГАЗ-31-029 та ГАЗ-24-10, які працюють на бензині, обладнані двигунами з іскровим запалюванням і не мають систем каталітичної нейтралізації ВГ.

3. Ефективним засобом поліпшення еколого-хімічних показників двигунів з іскровим запалюванням є використання газового палива замість бензину: показник еколого-хімічної шкідливості при роботі двигуна на пропан-бутані знижується практично у 3 рази (табл.3.3, остання колонка).

4. Застосування двигуна із форкамерно-факельним запалюнням поліпшує еколого-хімічні показники удвічі.

5. Застосування ОСНВГ на двигунах з іскровим запаленням неефективно, оскільки при цьому показник еколого-хімічної шкідливості знижується несуттєво.

6. ОСНВГ, як допалювач ВГ, доцільно використовувати на двигунах з форкамерно-факельним запалюванням, оскільки при цьому показник еколого-хімічної шкідливості знижується у 3,6 разів.

7. Найбільш екологічним є двигун з іскровим запалюванням та БСНВГ, тому що показник еколого-хімічної шкідливості такого двигуна у 24 рази менше, ніж у двигуна базового автомобіля ГАЗ-24-10, що досягнуто, у першу чергу, дуже суттєвим (у 30 разів) зниженням NO_x у ВГ.

8. Із розглянутих різновидів задовольняють установлені нормативи по токсичності: двигун автомобіля, що працює на газовому паливі й не обладнаний ОСНВГ; двигун з форкамерно-факельним запалюванням та ОСНВГ, а також двигун, обладнаний БСНВГ.

На цих та інших напрямах поліпшення екологічних показників бензинових ДВЗ зупинимося детальніше у главі 7.

Однак і наведена інформація свідчить, що для суттєвого поліпшення еколого-хімічних показників бензинових автомобільних двигунів необхід-

но в першу чергу забезпечити їх експлуатацію на неетилованих бензинах та знизити рівні викидів з ВГ оксидів азоту та канцерогенних речовин. Слід при цьому відмітити, що суттєво впливає на еколого-хімічні показники оказує технічний стан двигунів (знос деталей, забруднення внутрішніх порожнин КЗ й систем паливоподачі, неправильність його регулювання та ін.). Так, при несправностях у системах живлення паливом та запалюванні горючої суміші двигуна рівні викидів БП з ВГ можуть підвищитися у 10…100 разів, тобто один автомобіль з пошкодженим або неправильно відрегульованим двигуном за ступенем забруднення атмосферного повітря канцерогенними речовинами може замінити не менше ста технічно справних автомобілів.

Для узагальнення означених висновків наведемо значення усереднених викидів шкідливих речовин при згорянні палива у ДВЗ (табл.3.5), в тому числі й бензинових. Це – абсолютні значення. Але й вони дозволяють відзначити, що склад викидів бензинових двигунів суттєво відрізняється від токсидів дизелів. А, по-друге, бачимо, що у бензинових двигунах головними компонентами ВГ є CO + C_nH_m + NO_x. Треба приділяти увагу саме цим складовим.

Таблиця 3.5 – Викиди токсидів бензинових ДВЗ та дизелів, г/кг палива [15]

Шкідливі речовини (токсиди)	Бензиновий ДВЗ	Дизель
CO	465	20
C_nH_m	23	8
NO_x	16	35
Ангідрит сіркової кислоти	2	7
Тверді частинки	1	6

Зупинимося на чи не найголовнішому аспекті оцінки токсичності бензинових двигунів виробництва Росії (табл.3.1), якість яких близька до вітчизняних.

Мова піде про те, у якій мірі ці двигуни відповідають міжнародним жорстким нормативним вимогам (обмеженням) на токсичність сучасних бензинових ДВЗ.

У табл.3.6 подані європейські норми на екологічні показники саме цього класу двигунів легкових автомобілів [55] у г/км.

Таблиця 3.6 – Граничні значення викидів токсичних речовин з ВГ бензинових ДВЗ у країнах європейського співтовариства, г/км

“Євро-1”		“Євро-2”		“Євро-3”			“Євро-4”		
CO	$C_nH_m+NO_x$	CO	$C_nH_m+NO_x$	CO	C_nH_m	NO_x	CO	C_nH_m	NO_x
2,72	0,97	2,2	0,50	1,8	0,2	0,15	1,0	0,1	0,08

При порівнянні даних табл.3.2 та табл.3.6 врахуємо, що визначення токсичності у першій з них (у г/випр) практично адекватне її визначенню у г/км у табл.3.6, оскільки термін європейського їздового циклу випробувань двигунів, наведених у табл.3.2, дорівнював 1,013 км [14].

Бачимо, що базові моделі бензинових двигунів (табл.3.2) дуже поступаються європейським нормативам за своїми природними рівнями токсичності, при чому відставання сягає 20...100 разів (останні цифри стосуються перспективних нормативів Євро-4, які будуть введені з 2005 року). Значне відставання за природною токсичністю мають навіть двигуни з форкамерно-факельним запалюванням та газовий (двигуни №№3,4).

Для забезпечення конкурентоспроможності вітчизняних автомобільних бензинових двигунів треба провести значну їх модернізацію щодо введення токсичності викидів у межі європейських нормативів.

Реальність вирішення такої задачі підтверджується даними табл.3.2 та табл.3.6. Так, наприклад, за рівнем CO у ВГ двигун ГАЗ-24-10 з БСНВГ не поступається навіть нормам Євро-4. Однак й цей кращий двигун за рівнем $C_nH_m+NO_x$ поступається (на 30 %) вже застарілим нормам Євро-1, а стандарту Євро-3 поступається у 3,5 рази.

На закінчення зробимо загальний висновок. Вітчизняному двигунобудуванню, виходячи з проведеного аналізу токсичності бензинових двигунів, у тому числі українського виробництва, треба, не гаючи часу, зосередити зусилля на вирішенні невідкладної проблеми екологізації цих двигунів. Шляхам вирішення цієї проблеми присвячено главу 7.

3.2. Токсичність дизелів

Склад ВГ дизелів наведено у табл.3.7 [14].

Слід визначити суттєвий вплив навантаження дизелів на токсичність їхніх викидів токсидів: у середньому вони змінюються у 3…10 разів. Найбільше змінюються рівні викидів оксидів азоту та сажі (майже у 10 разів).

Тут наведені усереднені оцінки. Конкретизуємо їх.

Таблиця 3.7 – Склад та температура відпрацьованих газів дизелів

Компоненти відпрацьованих газів	На холостому ході	При максимальній потужності
Оксиди азоту (NO_x), частинки на млн.	50…250	600…2500
Вуглеводні (C_nH_m), частинки на млн.	50…500	150
Монооксид вуглецю (CO), частинки на млн.	100…450	350…2000
Пара води, об'ємн. %	2…4	…11
Кисень, об'ємн. %	18	2…20
Азот та ін., об'ємн. %	залишки	залишки
Сажа, мг/м^3	≈ 20	≈ 200
Диоксид вуглецю (CO_2), об'ємн. %	…3,5	12…16
Температура ВГ, °С	100...200	550...750

Звертаємося до досвіду російських та інших світових моторних фірм.

Так, стендові екодослідження автомобільного дизеля КамАЗ-740, результати яких наведено у табл.3.8 [56], засвідчили, що питомі викиди оксидів азоту з ВГ дуже великі, а викиди твердих частинок у 8 разів перевищують, наприклад, федеральні норми США. Якщо врахувати агресивність цих компонентів ВГ, то ступінь забруднення атмосфери ВГ дизеля на 98 % складається із викидів оксидів азоту та твердих частинок (за агресивністю токсидів у ВГ). При цих дослідженнях не враховувалися БП та оксиди сірки.

Таблиця 3.8 – Показники рівнів викидів токсидів з ВГ дизеля типу КамАЗ-740

Викиди, $\frac{\text{г/кг палива}}{\text{г/км}}$			
CO	C_nH_m	NO_x	Тверді частинки
$\frac{23,7}{1,067}$ *)	$\frac{7,1}{0,032}$ *)	$\frac{46,6}{2,097}$ *)	$\frac{7,8}{0,351}$ *)

* Перераховано при витраті палива 4,5 кг/100 км

Звернемося тепер до кращого досвіду розробки перспективних модифікацій дизелів автомобілів.

У таблиці 3.9 показані токсичні характеристики дизеля фірми AVL, яка створила двигун з низькою емісією токсидів та малою витратою палива

[57]. Там же наведено дані щодо базового варіанта перспективного російського дизеля.

Таблиця 3.9 – Деякі показники технічного рівня автомобільних перспективних дизелів (для легкових вантажівок)

Показник технічного рівня	Дані по 22 зарубіжнім двигунам кращих фірм	Дизель AVL LEADER	Перспективний російський дизель
Мінімальна питома ефективна витрата палива, г/(кВт×год)	198 – 253	200	198
Номінальна питома ефективна витрата палива, г/(кВт×год)	240 – 307	246	243
Ефективна потужність, кВт	–	92	94
Рівень токсичних викидів з ВГ, г/км, згідно з Євро-III:			
CO	–	0,64	0,64
NO_x	–	0,50	0,50
$C_nH_m+NO_x$	–	0,56	0,56

Можна твердити, порівнюючи таблиці 3.8 та 3.9, що двигунам типу КамАЗ ще досить далеко до рівнів кращих світових моделей автомобільних двигунів.

Треба звернути увагу на те, що тенденція дизелізації, перш за все транспорту, може ускладнити рішення екологічної проблеми, в Україні: високі рівні викидів з ВГ сажі з канцерогенами; оксидів сірки (через низьку якість нафти, що надходить на вітчизняні переробні заводи); практична неможливість застосування традиційних каталітичних нейтралізаторів, які ефективно працюють лише при $\alpha \approx 1$, тоді як у дизелі в циліндрі завжди робоча суміш суттєво збіднена ($\alpha > 1$).

Тому твердження щодо дизеля, як менш токсичного двигуна, ніж бензинового ДВЗ, несправедливе. Особливо це стосується канцерогенної небезпеки. Горіння палива у дизелі, як підкреслювалося вище у главі 2, відбувається у дифузійному струмені при попаданні в нього рідинних крапель, що однозначно викликає інтенсифікацію сажоутворення (вуглецю) та канцерогенних вуглеводнів через термічний розпад молекул палива без повітропостачання. Саме тому у дизелях концентрація БП у ВГ мінімум у

п’ять разів вища, ніж у бензинових двигунах [18], причому спостерігається позитивна кореляція між рівнями викидів БП та сажі з ВГ дизелів, що посилює канцерогенність. Фахівці США визначили, що 90 % в загальних викидах твердих частинок припадає на автомобілі з дизелями, хоча вони складають незначну сьогодні частину від загальної кількості транспортних засобів.

Справа і в тому, що автомобіль з бензиновим двигуном насправді (реально) викидає з ВГ нормованих шкідливих речовин (CO, C_nH_m, NO_x та сажі) за масою у 2,8 рази більше, ніж той же автомобіль з дизелем [18]. При урахуванні тільки цих шкідливих речовин відносний рівень забруднення повітря атмосфери для досліджених автомобільних бензинових двигунів у 1,6 разів вище, ніж у дизелях. Однак з урахуванням рівнів викидів з ВГ оксидів сірки та бенз-а-пірену відносний рівень забруднення атмосфери дизелем стає вищим, ніж з серійного двигуна, що випускається на ринок (без використання системи каталітичної нейтралізації ВГ), у 1,7 рази. При цьому важливо також підкреслити, що з ВГ автомобілів з дизелями викидається значно більше сполук важких металів, в тому числі свинцю, ніж при використанні етилованих бензинів у ДВЗ з іскровим запалюванням.

Особливо треба відзначити, що для дизелів через те, що $\alpha > 1$ у ВГ, проблематичне використання біфункціональних (окислювальних та оновлювальних) каталітичних нейтралізаторів. Необхідні принципово нові засоби оновлюючого каталізу при надлишку кисню у ВГ. Про це мова піде нижче у главі 7.

Розглянемо приклад (табл.3.10) з вітчизняними дизелями для перспективних вантажних автомобілів та сільськогосподарських машин українського виробництва, токсичність яких була визначена за результатами випробувань, проведених у 1991 – 1998 рр. [15]. Ці двигуни не були оснащені каталітичними нейтралізаторами.

На рис.3.2 показані ці ж характеристики у порівняні з діючими нормами Правил ЄЕК ООН.

Ці двигуни відповідають нормам на викиди токсидів та димність ВГ, що діють в Україні. Але дизель типу СМД-31, навіть його перспективні модифікації, задовольняє європейським нормам лише по монооксидам вуглецю, тоді як за викидами NO_x він удвічі гірший, ніж за вимогами європейського стандарту. Для забезпечення цих нормативів треба вживати заходи щодо зниження викидів NO_x, причому інші нормовані показники не повинні зростати.

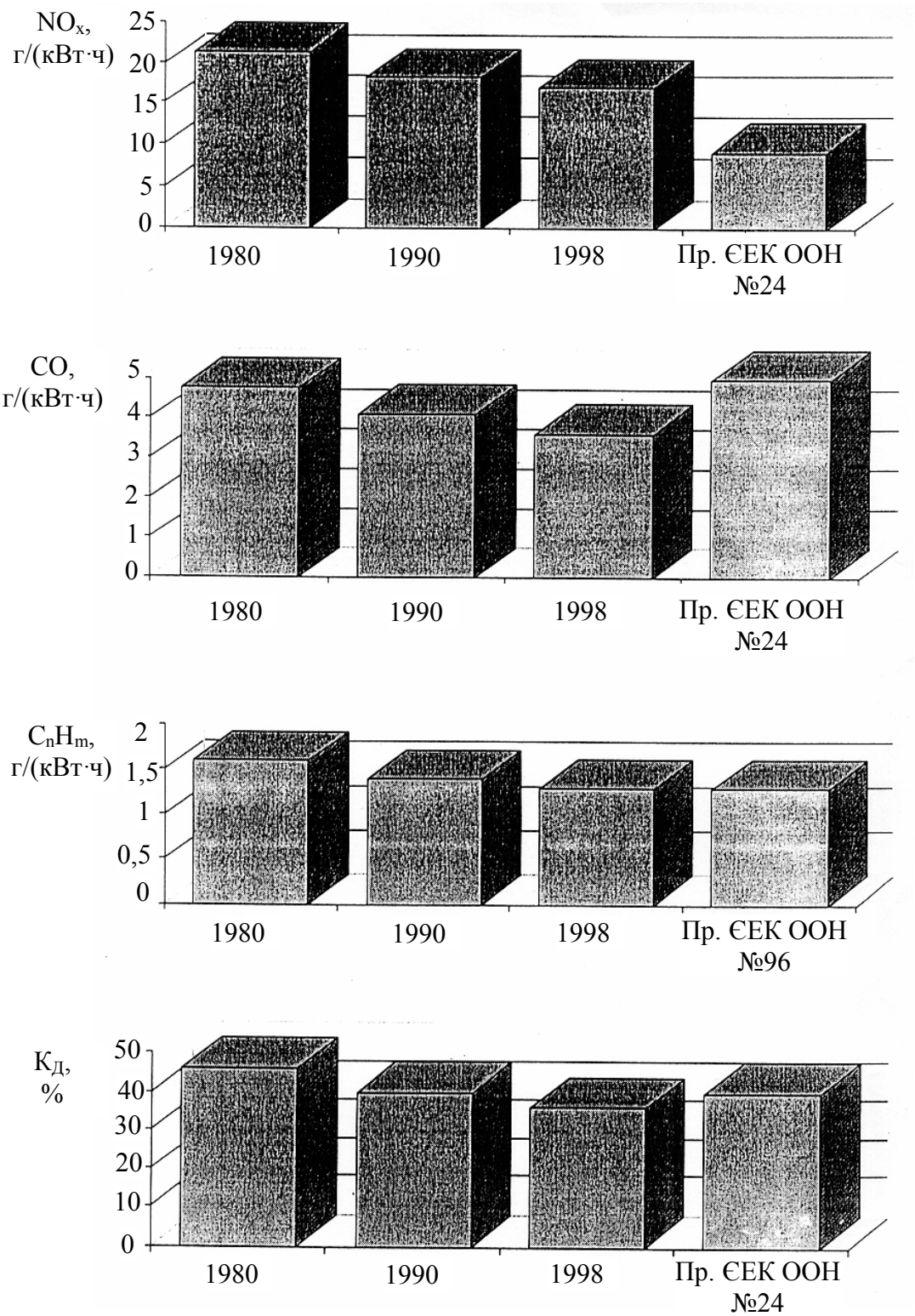


Рисунок 3.2 – Значення питомих викидів шкідливих речовин з ВГ за цикл випробувань й димності ВГ на режимі максимального крутного моменту дизеля типу СМД-31 у порівнянні з діючими європейськими нормами

Таблиця 3.10 – Узагальнені значення питомих викидів (г/(кВт·год)) з ВГ газоподібних токсичних компонентів й максимальної димності дизелів типу СМД-31А

Показники питомих викидів	СМД-31А	СМД-31ТА	СМД-31.16	СМД-31.15
Оксиди азоту (NO_x)	17,0	17,0	17,0	14,0
Монооксид вуглецю (CO)	3,8	3,8	3,8	5,5
Вуглеводні (C_nH_m)	1,2	1,2	1,2	1,0
Максимальна димність	35	35	35	45

Все сказане підводить до того, що подальше зниження забруднення атмосфери повинно базуватися на комплексній екологізації дизелів з використанням:

- екологічно чистих палив (без домішок сірки, наприклад);
- більш вдосконалених засобів спалення дизельного пального, в тому числі з пошаровим сумішоутворенням тощо;
- адаптивних мікропроцесорних систем керування рівнем токсичності ВГ з розробкою нових оновлюючих технологій каталізу для найповніших нейтралізації NO_x та доокислення C_nH_m;
- газодизельних схем із збільшенням долі газового згоряння;
- схем багатофазового впорскування палива, зменшення його частки, що допалюється на такті розширення та ін.

Проблеми й шляхи екологізації дизелів розглядаються окремо у главі 7.

Контрольні запитання та завдання

1. Охарактеризуйте склад продуктів згоряння бензинових ДВЗ.
2. Яку роль відіграють канцерогени у забрудненні атмосфери викидами бензинових двигунів?
3. Дайте оцінку рівня забруднення атмосферного повітря на прикладі двигунів типу ГАЗ.
4. Які показники використовуються для оцінок рівня забруднення атмосфери бензиновими двигунами?
5. Проаналізуйте результати узагальненого аналізу еколого-хімічної ефективності сучасних бензинових двигунів.

6. Чому різняться склади токсичних викидів бензинових ДВЗ та дизелів?

7. Чому вітчизняному двигунобудуванню необхідно невідкладно вирішувати проблему екологізації бензинових двигунів?

8. Охарактеризуйте склад продуктів згоряння дизелів.

9. Чому роль канцерогенів у ВГ дизелів більш важлива, ніж у бензинових двигунах?

10. Порівняйте рівні токсичності дизелів та бензинових ДВЗ з нормами європейського співтовариства.

11. Чому твердження, що дизелі – менш токсичні, ніж бензинові двигуни, є неправильним?

12. Чому необхідна негайна екологізація вітчизняних дизелів?

Глава 4. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ УТВОРЕННЯ ТОКСИЧНИХ ВИКИДІВ ДВЗ

На математичне моделювання процесів утворення токсидів у ВГ ДВЗ покладаються великі надії.

По-перше, його розглядають як могутній резерв поліпшення аналізу й прогнозних оцінок ефективності екологізації ДВЗ з метою суттєвого зниження їхньої токсичності й приведення її до рівнів вимог “екологічно чистих” двигунів внутрішнього згоряння.

По-друге, без використання методів математичного моделювання неможливо ставити та вирішувати дуже складні багатофакторні оптимізаційні задачі пошуку та обґрунтування конструктивних та інших заходів при виконанні програм екологізації сучасних та перспективних ДВЗ.

Саме тому проблему математичного моделювання токсидоутворення у ДВЗ й виділено в окрему главу.

В ній зосереджені сучасні наукові здобутки в означеному напрямку.

4.1. Математичне моделювання токсидоутворення у бензинових ДВЗ

Реальна токсичність викидів ДВЗ визначається як їхнім вмістом $ТР_i$ (токсичні речовини) у ВГ, так і відносною агресивністю кожної i-ї токсичної речовини. $А_{відн.i}$ приводиться до токсичності СО (тобто $А_{відн.СО}$ прийнято за одиницю).

У табл. 4.1 наведено агресивності $А_i$ основних компонентів викидів бензинових ДВЗ, де

$$А_i = ТР_i \rangle А_{відн.i} .$$

Тут $ТР_i$ – в г/кг палива. При побудові цієї таблиці використовувалася табл.3.5 (глава 3).

Таблиця 4.1 – Агресивність токсидів ДВЗ

Види токсидів	Бензинові двигуни			Дизелі		
	$ТР_i$, г/кг пал.	$А_{відн.i}$	$А_i$	$ТР_i$, г/кг пал.	$А_{відн.i}$	$А_i$
CO	465	1	465	20	1	20
C_nH_m	23	30	690	8	30	240
NO_x	16	41,1	657	35	41,1	1440

У цій таблиці значення $А_{відн.i}$ наведено за даними І.В. Парсаданова.

Аналіз таблиці 4.1 свідчить, що при математичному моделюванні токсидоутворення у ДВЗ треба, перш за все, займатися NO_x як однією з самих шкідливих речовин у викидах ВГ.

Спроби розрахункового визначення концентрацій C_nH_m у бензинових двигунах та їх сумарної токсичності на сьогодні не вважаються можливими. Це пояснюється, по-перше, тим, що неспалені вуглеводні містять біля 200 різних речовин із дуже складними хімічними структурами; їх реакції, звичайно, не доводяться до стану рівноваги; нарешті, дуже складно визначити кількість кожного C_nH_m у зонах “гашення реакцій”, коли, наприклад, рівень температури не сприяє доведенню хімічних реакцій до кінця [10].

Тому нижче викладаються математичні моделі утворення NO_x та сажі у дизелях й NO_x у бензинових двигунах, які запропоновані В.О. Звоновим, М.Ф. Разлєйцевим та ін.

4.4.1. Математичне моделювання процесів утворення NO_x у бензинових двигунах

У процесах горіння моторних палив утворюється головним чином монооксид азоту NO_x. За деяких умов можуть утворюватися у невеликій кількості (до 10 %) NO_2 та інші оксиди азоту.

Для оцінок впливу оксидів азоту на токсичність викидів з ВГ ДВЗ достатньо оцінювати NO.

Розрізняють такі різновиди монооксиду азоту:

- “термічні” NO;
- “швидкі” NO;
- “паливні” NO.

“Термічні” NO утворюються за “термічним” механізмом, тобто, як відзначалося вище у главі 3, є результатом окислення атмосферного азоту

(який подається із свіжим зарядом повітря до зони продуктів згоряння) при високій температурі вільним киснем, що там міститься.

“Швидкі” NO виникають безпосередньо у зоні горіння палива в результаті зв’язування молекул азоту радикалами CH и CH_2.

“Паливні” NO утворюються у процесі горіння як результат того, що азотовмісні сполуки бензину частково окислюються до NO.

Бензин містить дуже мало останніх сполук. Тому можна знехтувати наявністю “паливних” NO_x у складі у ВГ бензинового двигуна.

Розглянемо послідовно сучасні математичні моделі утворення “термічних” та “швидких” NO.

4.1.1.1. *Математичне моделювання утворення NO “термічного” виду*

Розглянемо розробку В.О. Звонова [10], [26], [50], як найбільш доведену до вимог обчислення на ЕОМ.

Сформулюємо передумови до такого математичного моделювання:

- вважаємо, що у циліндрах ДВЗ утворюються лише монооксид азоту NO;
- утворення NO_x відбувається у результаті окислення атмосферного азоту киснем у зоні продуктів згоряння за термічною хімічною реакцією, що безпосередньо не залежить від реакцій згоряння палива. Поява NO у зоні свіжої паливоповітряної суміші практично не має місця через порівняльно низькі температури;
- концентрація NO, який утворився у циліндрі при згорянні, визначається кінетикою процесу;
- концентрації азоту, молекулярного та атмосферного кисню визначають за умовами рівноваги, використовуючи апроксимуючі поліноми у функції від α, T, p та складу палива; для умов згоряння у ДВЗ утворенням NO у зоні полум’я можна знехтувати [10];
- для розрахунків утворення NO у циліндрах ДВЗ треба розглядати дві реакції ланцюгового механізму та реакцію бімолекулярного механізму.

Треба також враховувати ряд макрокінетичних факторів, що ускладнюють моделювання:

✧ перебіг процесу згоряння у змінному за часом об’ємі (внаслідок руху поршня), що суттєво змінює інтенсивність охолодження продуктів згоряння, тобто й кінетику процесу;

✧ відсутність методів розрахунку закону згоряння для всіх можливих варіантів; треба накопичувати значення дослідних (емпіричних) коефіцієнтів для кожного з цих варіантів;

✧ неоднорідність розподілення температур і концентрацій кисню й азоту за КЗ, особливо в двигунах перспективних модифікацій, наприклад з розшаруванням заряду і т.д.;

✧ суттєвий вплив дифузійних процесів у перспективних КЗ, особливо в різних фазах впорскування бензину;

✧ вплив витоку частинки заряду через поршневі кільця із надпоршневого простору у картер на загальну кількість газу у циліндрі, тиск та температуру у процесі згоряння;

✧ наявність суттєвої поциклової нерівномірності, що не дозволяє порівнювати розрахунок утворення NO у одиничному циклі із середніми (для даного режиму роботи двигуна) концентраціями NO_x у ВГ; для урахування цього фактора треба використовувати сучасні математико-статистичні методи;

✧ нерівномірне розподілення палива за циліндрами ДВЗ (тобто – і паливо-повітряної суміші); це особливо характерно для бензинових перспективних двигунів із центральним вприскуванням;

✧ неоднорідне розподілення палива по об’єму КЗ.

При розробці математичної моделі ураховували як передумови , так і макрокінетичні фактори з можливою ретельністю.

Для побудові такої моделі зробимо деякі спрощення та уточнення:

✓ до початку згоряння паливоповітряна суміш у циліндрі є гомогенною;

✓ тиск газу в будь-який момент згоряння однаковий по всьому об’єму КЗ;

✓ суміш у циліндрі в процесі згоряння у будь-який момент часу однакова по всій зоні, тобто вона миттєво перемішується усередині зони;

✓ температуру паливо-повітряної суміші визначають за рівнянням адіабати;

✓ кількість продуктів згоряння визначають за законом згоряння палива, який повинен бути відомим, наприклад за результатами випробувань двигуна, для якого моделюється токсичність викидів з ВГ;

✓ утворення NO відбувається у зоні продуктів згоряння за двома

реакціями ланцюгового та однією реакцією бімолекулярних механізмів;

✓ концентрації кисню (молекулярного та атомарного) й азоту у зоні продуктів згоряння визначають за умовою рівноваги хімічного складу за окремими реакціями.

Враховуючи все сказане, обґрунтуємо вибір хімічних реакцій для математичної моделі процесу утворення NO_x.

У двигунах, як умовилися, використаємо ланцюговий [39] та бімолекулярний механізми [58]. Основні реакції у ланцюговому механізмі:

$$N_2 + O \underset{\text{к}_{1p}}{\overset{\text{к}_{1n}}{\rightleftarrows}} NO + N \tag{4.1}$$

$$N + O_2 \underset{\text{к}_{2p}}{\overset{\text{к}_{2n}}{\rightleftarrows}} NO + O \tag{4.2}$$

оскільки частка утворення NO за реакцією між OH та N у загальному процесі незначна [26].

У бімолекулярному механізмі

$$N_2 + O_2 \underset{\text{к}_{3p}}{\overset{\text{к}_{3n}}{\rightleftarrows}} 2NO \tag{4.3}$$

При розгляді реакцій (4.1) – (4.3) вихідне рівняння для визначення швидкості утворення NO запишемо так:

$$\frac{dr_{NO}}{d\tau} = \kappa_{1n} r_O r_{N_2} + \kappa_{2n} r_N r_{O_2} + \kappa_4 r_{N_2} r_{O_2} - \kappa_{1p} r_{NO} r_N - \kappa_{2p} r_{NO} r_O - \kappa_4 r_{NO}^2 . \tag{4.4}$$

Після перетворень [10] рівняння (4.4) набуває вигляду (з коректуванням за [50]):

$$\frac{dr_{NO}}{d\tau} = \frac{2 \times \kappa_{1n}^r r_{N_2} r_O}{1 + \dfrac{\kappa_{1p}^r r_{NO}}{\kappa_{2n}^r r_{O_2}}} \times \left(1 - \frac{r_{NO}^2}{\kappa_4 r_{O_2} r_{N_2}} \right), \tag{4.5}$$

де r_{NO}, r_O, r_{N_2}, r_{O_2} – концентрації компонентів у об’ємних частках;

κ_{1n}^{r}, κ_{1p}^{r}, κ_{2n}^{r} – константи швидкостей реакцій (4.1) та (4.2) у [1/с]; тут індекси ”1” та “2” відповідають цим реакціям;

κ_3 – константа рівноваги інтегральної реакції (4.3);

індекс “*r*” визначає поточну концентрацію компонента у процесі утворення *NO* за даною реакцією.

І далі маємо:

$$\frac{dr_{\mathrm{NO}}}{d\tau} = \frac{p}{41{,}6 \times T} \times \frac{\kappa_{1n}^{c} r_{\mathrm{N_2}} r_{\mathrm{O}}}{1 + \dfrac{\kappa_{1p}^{c} r_{\mathrm{NO}}}{\kappa_{2n}^{2} r_{\mathrm{O_2}}}} \times \left(1 - \alpha_1^2\right). \tag{4.6}$$

Тут p – тиск у [10^5 Па]; T – температура у [К]; τ – час у [с]; індекс “с” визначає рівноважну концентрацію. Відношення поточної концентрації r_{NO} до рівноважної позначено через α_1, тобто $\alpha_1^2 = r_{\mathrm{NO}}^2 \big/ \left(\kappa_4 r_{\mathrm{O_2}} r_{\mathrm{N_2}}\right)$.

Спираючись на результати аналізу різних емпіричних залежностей для констант швидкостей реакцій та їхньої перевірки за дослідними даними, отриманими при дослідженні ДВЗ, для розрахунків утворення термічного NO при горінні палив рекомендуються формули:

$$\kappa_{1n}^{c} = 1{,}36 \times 10^{14} \times e^{-\frac{315700}{RT}}; \tag{4.7}$$

$$\kappa_{1p}^{c} = 3{,}12 \times 10^{13} \times e^{\frac{1670}{RT}}; \tag{4.8}$$

$$\kappa_{2n}^{c} = 1{,}33 \times 10^{10} \times T \times e^{-\frac{29600}{RT}}; \tag{4.9}$$

$$\kappa_3 = 21{,}12 \times e^{-\frac{181000}{RT}}, \tag{4.10}$$

де R – універсальна газова константа (R = 8,314 кДж/(кмоль×К).

Концентрації атомарного кисню, азоту, кисню у зоні продуктів згоряння визначаються із умов рівноваги для цих компонентів реакції утворення NO залежно від температури, тиску та коефіцієнту надлишку повітря у зоні реакцій [26].

У формулі (4.5) складова $\kappa_{1p}^{c} r_{\mathrm{NO}} \big/ \left(\kappa_{2n}^{c} r_{\mathrm{O_2}}\right)$ дуже мала, тому остаточно рівняння для розрахунку швидкості утворення NO в КЗ бензинових двигу-

нів набуває вигляду:

$$\frac{dr_{\mathrm{NO}}}{d\tau} = \frac{p}{41{,}6 \times T} \times \kappa_{1n}^{c} \times r_{N_2} \times r_0 \times \left(1 - \alpha_1^2\right). \qquad (4.11)$$

Рівняння (4.11) являє собою звичайне диференціальне рівняння 1-ого порядку. Можна для його розв'язання застосовувати чисельне інтегрування за допомогою ЕОМ. Початкова концентрація NO дорівнює нулю, тобто маємо задачу з відомими початковими умовами (задачу Коші).

Зупинимося на визначенні закону згоряння при утворенні NO в ДВЗ, без знання якого математична модель не діятиме.

Звичайно, закон згоряння можна визначити за дослідними осцилограмами (індикаторними діаграмами робочого циклу двигуна) або емпіричним співвідношенням. В будь-якому разі закон згоряння знаходять за відомою формулою:

$$x = x_i / \psi, \qquad (4.12)$$

де ψ – коефіцієнт, що враховує втрати підведеної теплоти та теплопередачу, неповноту згоряння, дисоціацію продуктів згоряння; x_i – коефіцієнт активного тепловиділення (використання теплоти), що знаходять за першим законом термодинаміки:

$$x_i = \left(\Delta U + L\right) / \left(g_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{н}}\right). \qquad (4.13)$$

Тут $\Delta U = U - U_{\text{поч}}$ – зміна внутрішньої енергії робочого тіла у циліндрі двигуна з моменту початку видимого згоряння ($U_{\text{поч}}$) до поточного значення внутрішньої енергії (U); L – кількість теплоти, яка еквівалентна роботі газу з моменту початку згоряння; $g_{\text{ц}}$ – циклова паливоподача; $Q_{\text{н}}$ – нижча теплота згоряння палива.

При обробці осцилограм звичайно приймають, що $\psi \approx x_{i\ max}$, тобто вважають, що кінець процесу згоряння – це момент, коли x_i сягає максимуму. Тобто закон згоряння знаходять за формулою [59].

Для двигунів бензинових паливоповітряна суміш на початку згоряння вважається гомогенною та у момент проходження фронту полум'я через камеру згоряння $x = 1$, такий підхід домінує.

При використанні експериментальних осцилограм для визначення закону згоряння треба подолати труднощі.

Перша пов'язана з тим, що при роботі бензинового двигуна поцик-

лова нерівномірність суттєва. На рис.4.1 показані осцилограми бензинового двигуна при α = 1,078.

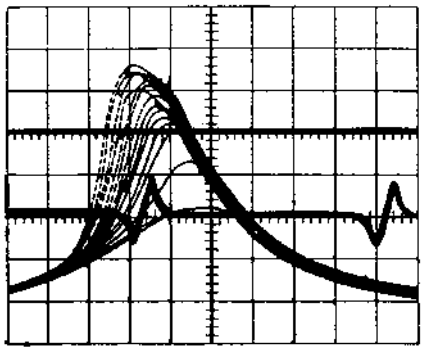


Рисунок 4.1 – Осцилограми одиничних циклів бензинового двигуна [10]

Потрібна статистична обробка великої кількості (100…300) осцилограм послідовних циклів для отримання достовірних значень тиску, температури та, перш за все, закону згоряння.

Інша складність використання осцилограм, отриманих експериментально, полягає в тому, що нелегко виявити точний зв'язок поміж тиском та кількістю газу у циліндрі (через витік газу крізь поршневі кільця). Так, неточність у визначенні заряду в циліндрі двигуна на 2 % при коефіцієнті надлишку повітря α = 1,08 робить похибку при розрахунку NO до 25 %.

Широке розповсюдження отримали емпіричні рівняння законів згоряння бензину у ДВЗ. Однак вони майже всі ідентифікують одиничні двигуни, режими і т.д. й тому не претендують на узагальнення. Для цілей моделювання їх використовувати недоречно.

Узагальненням процесу згоряння для класу бензинових, наприклад, двигунів відрізняється тільки відоме рівняння Вібе [59]:

$$x = 1 - \exp\left[-6{,}908 \times \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right], \qquad (4.14)$$

де φ_0, φ_z, φ – відповідно кут (обертання колінчастого вала) початку згоряння, кут тривалості згоряння та поточне значення кута у процесі згоряння; m – показник характеру згоряння; для бензинових двигунів (за результатами обробки індикаторних діаграм багатьох ДВЗ) m = 2,5…4,5 [10].

Початок видимого згоряння та його тривалість треба отримувати за дослідними осцилограмами для даного режиму роботи. З урахуванням цього Р.М. Петриченко [60] запропонував доповнити рівняння (4.14) залежностями для обчислення характеристик процесу горіння φ_z та m:

$$\left.\begin{aligned} \varphi_z &= \varphi_{z_{\text{ном}}}\left[1-(1-\nu)\times(1-f)\right] \\ \varphi_{z_{\text{ном}}} &= 1{,}09\times(1+z)^{5{,}12} \end{aligned}\right\}, \qquad (4.15)$$

де $\varphi_{z_{\text{ном}}}$ – кут тривалості згоряння палива на номінальному режимі роботи двигуна; $\nu = \varphi_{z_{\text{х.х}}} / \varphi_{z_{\text{ном}}}$ – кут тривалості згоряння палива на холостому ході; f – навантаження двигуна у частках від навантаження на номінальному режимі.

Величини $\varphi_{z_{\text{ном}}}$ та ν – у принципі відомі характеристики для кожного конкретного двигуна.

На закінчення, розглянемо методику визначення T і p.

Для знаходження температур у зоні продуктів згоряння $T_{\text{пз}}$, середньої по циліндру $T_{\text{ц}}$, свіжої суміші $T_{\text{сум}}$ й тиску $p_{\text{ц}}$ використовують таку систему рівнянь:

$$Q = \Delta U + A\times L; \qquad (4.16)$$

$$p_{\text{ц}}\times V_{\text{ц}} = 848\times M\times T_{\text{ц}}; \qquad (4.17)$$

$$M \cdot mC_{p_m} = M_{\text{сум.}} \cdot mC_{p_m\text{сум}} \cdot T_{\text{сум}} + M_{\text{пз}} \cdot mC_{p_m\text{пз}} \cdot T_{\text{пз}}; \qquad (4.18)$$

$$T_{\text{сум}} = T_{\text{поч.}}\left(\frac{p_{\text{ц}}}{p_{\text{поч.}}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \qquad (4.19)$$

Тут $V_{\text{ц}}$ – об’єм циліндра; M, $M_{\text{сум.}}$ – кількість газу та свіжої суміші у циліндрі; ΔU, L – зміна внутрішньої енергії та робота, що відбувається з початку згоряння; mC_{p_m}, $mC_{p_m\text{сум.}}$, $mC_{p_m\text{пз}}$ – мольні питомі теплоємкості газу у циліндрі, свіжої суміші й продуктів згоряння; κ – показник адіабати свіжої суміші (після попередніх оцінок прийнято $\kappa = 1{,}3$);

“поч.” – індекс початку згоряння.

Кількість теплоти, яка передається робочому тілу у даний момент процесу згоряння, що відведене на зміну його внутрішньої енергії та здійснення роботи, знаходимо із співвідношення:

$$Q = (Q_{\text{н}}\times q_{\text{ц}}\times x - \Delta Q_{\text{дис.}})\cdot\psi. \qquad (4.20)$$

Втрати теплоти від дисоціації (розкладення молекул) та неповноти згорян-

ня визначаються за поточними концентраціями CO и H_2 у зоні продуктів згоряння:

$$\Delta Q_{дис} = M_{п.з.} (r_{CO} \times Q_{CO} + r_{H_2} \times Q_{H_2}). \qquad (4.21)$$

Тут $Q_н$ – нижча теплота згоряння палива;

$q_ц$ – циклова витрата палива;

ψ – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти у стінки камери згоряння;

$M_{п.з.} = (\alpha \cdot M_0 + 1/m_т) \times q_ц \times (1 + \gamma) \times \cdot \beta$ – кількість продуктів згоряння у даний момент;

γ, β – коефіцієнти остаточних газів та молекулярної зміни;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

M_0 – теоретично необхідна для спалювання 1 кг палива кількість повітря;

$m_т$ – молекулярная вага бензину.

Означені характеристики робочого процесу двигуна розглядаються у курсі “Теорія ДВЗ”, тому студенти повинні володіти методиками їх визначення.

У моделі, що розглядається, припущено миттєве перемішування суміші у КЗ.

Тому для знаходження температур продуктів згоряння $T_{п.з}$, середньої по циліндру $T_ц$, свіжої суміші $T_{сум}$ й тиску $p_ц$ використана система рівнянь (4.16)…(4.19), яку треба розв’язувати сумісно з рівняннями (4.20), (4.21).

Концентрацію NO у зоні продуктів згоряння з урахуванням температури $T_{п.з}$ (тобто термічного механізму утворення термічних NO у циліндрі ДВЗ) визначили за рівнянням (4.11). Для розв’язання цього рівняння можна користуватися одним з методів чисельного інтегрування за допомогою ЕОМ, якщо володіти вихідними даними щодо T, p, r_{N_2}, r_{O_2}, r_O. Звичайно результат отримують у функції кута обертання колінчастого вала.

На рис.4.2 як приклад наведено утворення NO у ВГ при згорянні бензину у ДВЗ при $p = 30 \times 10^5$ Па; $\alpha = 1{,}0$ та різних температурах. Визначена відносна концентрація NO як відношення поточної концентрації $r_{NO_{пот}}$ у даний момент часу до рівноважової концентрації r_{NO_p} (при даних температурі та α).

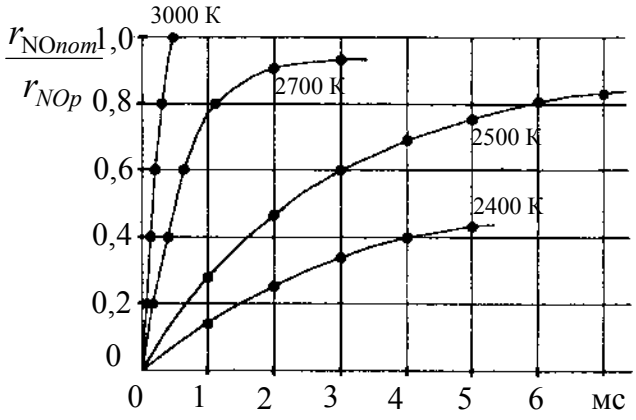


Рисунок 4.2 – Утворення NO при різних температурах у зоні продуктів згоряння в циліндрі бензинового двигуна:

$r_{NO_{пот}}$ – поточна концентрація NO;

$r_{NOр}$ – рівновагова концентрація NO

Головний висновок з цього рисунку – утворення NO у бензинових двигунах (“термічних” NO) суттєво залежить від температури у зоні продуктів згоряння. При температурі T = 3000 К хімічна рівновага досягається за 0,5 мс, тобто практично – миттєво, тоді як при температурі T = 2000 К за термін реакції 8 мс поточна концентрація сягає всього 3 млн$^{-1}$ (цій температурі відповідає рівновагова концентрація NO, що дорівнює 241 млн$^{-1}$).

4.1.1.2. *Особливості визначення “швидких” оксидів азоту*

У вуглеводневих полум’ях безпосередньо у зоні горіння виявлені достатньо високі концентрації так званих “швидких” NO.

На основі аналізу [50] зроблено припущення, що швидке утворення таких NO пояснюється зв’язуванням молекул азоту радикалами CH, CH_2, C у хімічних реакціях:

$$CH + N_2 \rightleftarrows HCN + N \qquad (4.22)$$

$$2C + N_2 \rightleftarrows 2CN \qquad (4.23)$$

$$CH_2 + N_2 \rightleftarrows HC + NH \qquad (4.24)$$

Ці співвідношення (CN, NH, HCN) швидко реагують з утворенням

NO за такими можливими реакціями:

$$CN + O_2 \longrightarrow CO + NO \qquad (4.25)$$

$$NH + OH \longrightarrow NO + H_2 \text{ і т.д.} \qquad (4.26)$$

Вирішальну роль в окисленні N_2 у зоні горіння відіграє радикал CH_2 з реакції (4.24). Оксиди азоту, які утворюються за цим механізмом, з'являються вже на початку створення зони горіння, а середня швидкість їхнього утворення на порядок (у десятки разів) вища, ніж швидкість утворення "термічних" NO при температурах $T < 1800$ К.

Звідсіля й назва – "ранні" або "швидкі" оксиди азоту.

"Швидкі" NO утворюються безпосередньо у фронті ламінарного полум'я, причому процес утворення починається вже біля передньої межі фронту полум'я при температурі біля 1000 К. У турбулентному факелі "швидкі" NO утворюються біля кореня факела. Викиди "швидких" NO слабо залежать від температури, але дуже залежать від складу суміші з максимумом концентрації NO у зоні багатих сумішей ($\alpha < 1$).

Вище вказувалося на те, що викиди "швидких" NO у порівнянні з викидами "термічних" NO не перевищують 10 %. Оскільки на сьогодні не запропоновано методу розрахунку викидів "швидких" NO, на практиці можна обмежитися результатами експериментів. Так, при згорянні природного газу вихід "швидких" NO складає 100…120 мг/м^3 [50]. Можливо, що й для продуктів згоряння бензину допустимо враховувати і таку остаточну концентрацію "швидких" NO у ВГ.

4.1.2. Математичне моделювання процесів утворення NO_x та сажі у дизелях

З таблиці 4.1 можна зробити висновок, що NO_x як токсид відіграє значно більшу роль у викидах шкідливих речовин з ВГ дизелів у порівнянні з бензиновими двигунами. Так, їх внесок у токсичність сягає 80 % й більше, тобто є визначальним.

Тому потреба прогнозувати рівень NO_x у викидах саме дизелів виходить на перший план.

Викладемо розробку М.Ф. Разлєйцева (професор НТУ "ХПІ") [21], [27].

Спочатку розповімо про підходи до обґрунтування оригінальних рів-

нянь випарування та вигоряння розпиленого рідинного палива в умовах дизеля, які обумовлюють закономірності токсидоутворення.

4.1.2.1. ***Рівняння випаровування палива у циліндрі дизеля на ділянці паливоподачі***

Вигоряння дизельних палив у циліндрах дизелів й утворення токсичних викидів залежать від якості сумішоутворення, яка суттєво обумовлена процесом випаровування розпиленого палива.

Швидкість процесу випаровування залежить від конструктивних, регулюючих й робочих (режимних) параметрів дизеля, характеристик вприскування й розпилювання палива, фізико-хімічних властивостей паливоповітряного заряду циліндра. Маємо, що швидкість випаровування палива значно впливає на процес згоряння й утворення токсидів у викидах двигуна.

Тому вивчення характеристик випаровування палива необхідно для визначення загальних закономірностей між параметрами дизеля й показниками згоряння та характеристиками токсичності ВГ.

Випаровування факела розпиленого палива (на відміну від випаровування бензиноповітряної суміші у циліндрі), як імпульсного неоднорідного струменя в умовах дизеля, являє собою вельми складний процес, що характеризується нестаціонарністю, складною динамікою розвитку факела палива й окремих крапель, неоднаковою структурою факела по довжині й перерізу, наявністю крапель палива різного діаметра (які перебувають у циліндрі в різні терміни часу), значною температурно-концентраційною неоднорідністю у зоні паливного факела і т.д.

Враховуючи особливості об’ємного сумішоутворення у КЗ дизеля (у тому числі – форсованого) можна значно спростити методику розрахунку випаровування палива на ділянці вприскування шляхом введення таких припущень

1. Згідно з прийнятою моделлю розпилювання та сумішоутворення паливний факел, що розвивається, складається із ущільненого грибоподібного переднього фронту (останній інтенсивно обдувається відносним потоком повітря), щільного осьового ядра, у якому краплі рухаються з великими швидкостями, та розрядженої оболонки із відстаючих від переднього фронту загальмованих крапель. У такому факелі випаровування палива на ділянці впорскування здійснюється в основному у двох зонах: у розрядже-

ній оболонці та у передньому фронті факела. Оскільки температура й тиск заряду циліндра за термін вприскування, особливо після спалахування, набагато перевищують критичні параметри фазового переходу рідинного палива, температура поверхні крапель, перш за все у першій зоні, швидко наближається до критичної, не досягаючи її. Тому рівень, а також зміна температури й тиску заряду у циліндрі несуттєво впливають на рівновагову температуру випаровування крапель, підвищення тиску у циліндрі у процесі згоряння, яке почалося, впливає на швидкість випаровування крапель головним чином через коефіцієнти молекулярної дифузії та теплопровідності, зменшуючи їх; однак останнє компенсується одночасним зростанням коефіцієнта турбулентної дифузії та радіаційного теплообміну. Можна при цьому чекати, що на ділянці вприскування палива середнє значення константи випаровування крапель у факелі мало змінюється [21].

2. Паливна апаратура форсованих дизелів забезпечує досить однорідне розпилювання палива, особливо на основній ділянці впорскування й при тиску палива, більшому 150…250 МПа. Як показано на рис.4.3, на цій ділянці мало змінюється середній діаметр крапель розпиленого палива. Тому випаровування факела розпиленого палива приблизно можна розрахувати за випаровуванням краплі середнього діаметра й вважати такий діаметр однаковим для кожної елементарної порції палива, яке впорскується. Можливість такого допущення підтверджується тим, що ступені випаровування паливного факела, які підраховані для спектра крапель й по одній краплі медіанного діаметра, задовільно збігаються один з одним та з експериментальними даними [12].

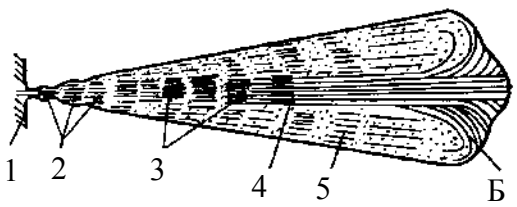


Рисунок 4.3 – Приблизна схема (структура) паливного факела форсованого дизеля:

1 – сопло; 2 – дискретні згустки крапель; 3 – ущільнені передні фронти пульсуючих струменів; 4 – ущільнене осьове ядро; 5 – розряджена оболонка факела; 6 – ущільнений передній фронт факела

3. В умовах дизеля, коли надлишковий тиск впорскування палива перевищує 30 МПа, характеристика розподілення розмірів крапель, що ви-

значає рівномірність розпилювання, практично не змінюється. Крім того, характеристика розміру, що визначає мілкість розпилювання палива, пропорційна середньому діаметру крапель. Тому можна вважати, що в умовах дизельного вприскування середній діаметр крапель характеризує також дисперсію розпилювання.

У зв'язку з викладеним можливо приблизно оцінити кількість палива, яке випаровується на ділянці вприскування, по випаровуванню крапель представницького розміру при незмінному середньому значенні константи випаровування. Це й дозволяє отримати просте рішення поставленої задачі.

Приймаємо, що випаровування краплі підкорюється закону Срезневського

$$d_\tau^2 = d_к^2 - K \times \tau_{вип}, \tag{4.27}$$

де $d_к$, d_τ – початкове та поточне значення діаметра краплі; K – константа випаровування; $\tau_{вип}$ – термін часу від початку випаровування краплі до поточного моменту часу.

Тому

$$d_\tau^2 = d_к^2 \times \left(1 - b_{вип} \times \tau_{вип}\right), \tag{4.28}$$

де $b_{вип} = K / d_к^2$ – відносна константа випаровування.

Швидкість випаровування краплі

$$\frac{dg_к}{d\tau} = -\frac{\pi}{d\tau} \times \left(d_\tau^3\right) \times \rho_{пал} = \frac{\pi}{4} \times \rho_{пал} d_\tau^3 \times b_{вип} \left(1 - b_{вип} \times \tau_{вип}\right)^{1/2}.$$

Тут $\rho_{пал.}$ – густина палива.

Припустимо, що кожна елементарна порція палива, що попадає до циліндра двигуна, розпилюється на dN рівновеликих крапель діаметром $d_к$.

Тоді

$$dN = \left[6 / \left(\pi \times d_к^3 \times \rho_{пал}\right)\right] \times \left(dG / d\tau\right) \times d\tau, \tag{4.29}$$

де $dG/d\tau$ – масова швидкість вприскування палива у циліндр.

Швидкість випаровування елементарної кількості крапель у момент τ

$$\frac{dg_{вип}}{d\tau} = \frac{dg_к}{d\tau} \times dN = \frac{3}{2} \times b_{вип} \times \left(1 - b_{вип} \times \tau_{вип}\right)^{1/2} \times \left(dG / d\tau\right) \times d\tau.$$

Сумарна масова швидкість випаровування усіх N крапель, що потрапили до циліндра від початку вприскування до моменту часу τ, який розглядається,

$$\frac{dG_{\text{вип}}}{d\tau} \times \int_0^N \frac{dg_к}{d\tau} \times dN = \int_0^\tau \frac{3}{2} \times b_{\text{вип.}} \times \left(1 - b_{\text{вип.}} \times \tau_{\text{вип.}}\right)^{1/2} \times \left(dG/d\tau\right) \times d\tau . \qquad (4.30)$$

Якщо прийняти відносну константу випаровування й масову швидкість вприскування палива незмінними і такими, що дорівнюють середнім значенням в інтервалі (0 – τ), а час випаровування кожної краплі відраховувати від моменту потрапляння її до циліндру, інтегрування рівняння (4.30) дає:

$$\frac{dG_{\text{вип}}}{d\tau} = \left[1 - \left(1 - b_{\text{вип}} \times \tau\right)^{3/2}\right] \times \left(dG/d\tau\right)_{\text{сер}} . \qquad (4.31)$$

Розрахунки свідчать, що припущення щодо незмінності швидкості вприскування в інтервалі (0 – τ) призводять до незначних похибок обчислень за приблизним рівнянням (4.31) у порівнянні уточненого рівняння (4.30) навіть при значній нелінійності характеристики впорскування $G = f(\tau)$.

До конкретного моменту часу τ у циліндр потрапить G кілограмів палива, середня масова швидкість впорскування в інтервалі (0 – τ) дорівнюватиме G/τ . Позначимо $\sigma = G/G_ц$, $\sigma_{\text{вип.}} = G_{\text{вип}}/G_ц$ – частки циклової порції палива $G_ц$, що потрапило до циліндра й випарувалося до даного моменту часу. З урахуванням цього на основі рівняння (4.31) отримуємо простий вираз для відносної швидкості випаровування палива на ділянці впорскування:

$$\frac{d\sigma_{\text{вип}}}{d\tau} = \left[1 - \left(1 - b_{\text{вип}} \times \tau\right)^{3/2}\right] \times \sigma/\tau . \qquad (4.32)$$

З формули (4.28) можна визначити термін часу повного випаровування краплі (до $d\tau = 0$):

$$\tau_0 = d_к^2 / K = 1/b_{\text{вип}} . \qquad (4.33)$$

У деяких випадках (при малих $dк$ або великих K, τ) до кінця вприскування отримуємо $\tau > \tau_0$. Це означає, що частка крапель, які потрапили до цилін-

дра на початку вприскування, повністю буде випарено. Час випаровування $\tau_{вип}$ крапель, що залишилися, змінюється від 0 (у крапель, які потрапили до циліндра у даний момент τ) до значення τ_0 (у крапель, що повністю перейшли у парову фазу до даного моменту τ), тобто $0 \le \tau_{вип.} \le \tau_0$. Інтегрування правої частини рівняння (4.30) за цієї умови дає:

$$\frac{d\sigma_{вип}}{d\tau} = \left[1 - \left(1 - b_{вип} \times \tau_0\right)^{3/2}\right] \times \left(dG/d\tau\right)_{сер} = \left(dG/d\tau\right)_{сер},$$

тобто при $\tau > \tau_0$ у рівнянні (4.32) замість $b_{вип} \rangle \tau$ слід підставляти $b_{вип} \rangle \tau_0 = 1$.

В окремих випадках (коротке впорскування та велика тривалість періоду затримки спалахування) розрахунок швидкості випаровування палива можна подовжити й на деякий час і після закінчення вприскування. В цьому разі рівняння (4.32) треба перетворити.

У момент закінчення вприскування $\tau = \tau_{впр}$; $\sigma = 1$; $\sigma / \tau = 1 / \tau_{впр}$. Після закінчення часу $\tau_{впр.}$ швидкість випаровування палива визначиться як швидкість цього процесу при умовно подовженому вприскуванні за відрахуванням швидкості випаровування уявних крапель, які надійшли після $\tau_{впр}$:

$$d\sigma_{впр}/d\tau = \left\{\left[1 - \left(1 - b_{вип} \times \tau\right)^{3/2}\right] - \left(1 - \left[1 - b_{вип}\left(\tau - \tau_{впр}\right)\right]^{3/2}\right)\right\} / \tau_{впр} =$$

$$= \left\{1 - \left[1 - b_{вип}\left(\tau - \tau_{впр}\right)\right]^{3/2} - \left(1 - b_{вип} \times \tau\right)^{3/2}\right\} / \tau_{впр}. \qquad (4.34)$$

Частку палива, що випарилося, знаходимо чисельним інтегруванням (4.32) чи (4.34). Якщо нелінійність характеристики вприскування $\sigma = f(\tau)$ незначна, можна приблизно прийняти $\sigma / \tau = \text{const}$ та отримати аналітичне розв'язання інтегрального рівняння:

$$\sigma_н = \int_0^{\tau} \left(\frac{d\sigma_{вип}}{d\tau}\right) \times d\tau \approx \sigma - \frac{5}{2} \times \frac{\sigma}{\sigma_{вип}\tau} \times \left[1 - \left(1 - b_{вип}\tau\right)^{5/2}\right]. \qquad (4.35)$$

Загальний вид рівняння (4.35) не зручний для аналізу впливу різних фізичних факторів на випаровування палива, оскільки залежність $\sigma_{вип}$ від параметра $\sigma_{вип.} \cdot \tau$ у ньому складна та неявна. Таке рівняння можна апроксимувати більш простою залежністю: для діапазону зміни $\sigma_{вип} \cdot \tau$ від 0 до 1 (з точністю до ±5 %):

$$\sigma_{вип} = 0{,}63 \times \sigma \cdot (\sigma_{вип} \cdot \tau)^{0{,}9}\ ; \qquad (4.36)$$

для діапазону зміни $\sigma_{вип} \cdot \tau$ від 0 до 0,6, характерного для ділянки впорскування палива (з точністю до ±3 %):

$$\sigma_{вип} = 0{,}69 \times \sigma \cdot b_{вип} \cdot \tau) \qquad (4.37)$$

Ці формули можуть бути використані для приблизної оцінки частки палива, яке випарилося у різні моменти впорскування, а також для установлення закономірних зв'язків поміж факторами, що впливають на випаровування палива, й показниками робочого циклу дизеля, наприклад швидкості зростання й ступеня підвищення тиску у циліндрі дизеля при згорянні.

Для розрахунків за рівняннями (4.32)…(4.37) необхідні дані щодо констант випаровування палива в умовах дизеля. Оцінку їх можна виконати за відомим критеріальним рівнянням [21]:

$$K = 4 \times NU_g D_p p_s / (\rho_{пал} g). \qquad (4.38)$$

Воно коректно узагальнює вплив та взаємозв'язки характеристик двигуна, палива на умови випаровування циклових його порцій; воно враховує також нестаціонарність процесів випаровування.

У таблиці 4.2 наведені деякі фізичні характеристики видів дизельного палива. У цій таблиці: d – відносна густина при 293 К; M – молекулярна маса, кг/моль; T, K, в тому числі $T_{сер}$ – середня об'ємна температура кипіння за характеристиками розгонки палива, $T_м$ – середня молекулярна температура кипіння; $T_{кр}$– критична температура палива; $p_{кр}$– тиск фазового переходу рідкого палива, МПа.

Таблиця 4.2 – Характеристики дизельних палив

Паливо	d	M	$T_{сер}$	$T_м$	$T_{кр}$	$p_{кр}$
ДЛ	0,846	200	537	527	718	1,5
ДЗ	0,848	190	525	515	709	1,6

Тиск насиченої пари палива при температурі рівнозваженого випарювання $T_к$ знаходять за формулою

$$\lg p_s = A - B/T_к\ .$$

Для дизельних палив постійні коефіцієнти A, B визначені за двома

точкам: $p_s = p_0$, $T_к = T_м$ та $p_s = p_{кр}$, $T_к = T_{кр}$. Залежність коефіцієнта дифузії пари палива від температури й тиску середовища описується формулою:

$$Д_p = Д_{p_0}\left(T_к / T_0\right)^{m-1}\left(p_0 / p\right)^n, \qquad (4.39)$$

де $Д_{p_0}$ – коефіцієнт дифузії при T_0 = 173 К, p_0 = 0,1 МПа. Для дизельного палива $Д_{p_0} = 0{,}308\times10^{-8}$ м/с. За експериментальними даними $n = 1$; $m = 2$.

Для оцінок температури рівноважового випаровування $T_к$ и критерію Нуссельта NU_g розглянемо умови випаровування крапель у зонах найбільш інтенсивного теплообміну.

Перша зона. Загальмовані краплі у вигляді хмари, що відстає, зосереджуються на периферії факела за його переднім фронтом (рис.4.3). Міжкрапельні відстані в цій зоні перевищують $10\times d_к$, а температура навколишнього середовища близька до середньої в об'ємі циліндра. Тут краплі випаровуються в основному в умовах кондуктивного теплообміну та молекулярної дифузії, й можна прийняти $NU_g = 2$. При надкритичних (по відношенню до речовини краплі) температурі й тиску навколишнього середовища швидкість випаровування нерухомих вуглеводневих палив максимальна, оскільки температура поверхні краплі у цьому випадку близька до критичної та у процесі випаровування змінюється несуттєво. Вважається, що у загальмованих крапель у зоні факела, що розглядається, температура шару при поверхні досить швидко досягає значень, які близькі до критичних; температура шарів з глибини ж зростає значно повільніше; вирівнювання температур відбувається лише у кінці випаровування краплі. Впливом фракціонування палива на температуру рівноважного випаровування в таких умовах можна нехтувати, а величину $T_к$ оцінювати за середніми молекулярними характеристиками багатокомпонентного палива: $T_к = (0{,}95\ldots0{,}95)\times T_{кр} \approx 700$ К. З урахуванням таких обставин середнє значення константи випаровування у дизельних палив ДЛ. ДЗ $K = 1{,}8\times10^{-6}/p$, м^2/с, де р – тиск газів у циліндрі, МПа.

Друга зона. Краплі палива досягли переднього фронту факела, інтенсивно обдуваються повітрям, процес випаровування має нестаціонарний характер. Температура поверхні краплі змінюється.

Для оцінки константи випаровування у цій зоні факела вважаємо, що $T_к = \left(T_{поч} + T_{кр}\right)/2 \approx 520$ К, де $T_{поч}$ = 323 К – початкова температура

краплі. Для середніх параметрів заряду у циліндрі тепловозного дизеля Д70, наприклад, на режимі номінальної потужності при 1000 хв$^{-1}$, знайдено Re = 620; Sc = 9,8; Nu_g = 34, а константа випаровування К = = $0{,}96\times10^{-6}/p$, м^2/с.

Порівнюючи константи випаровування палива в першій та другій зонах інтенсивного теплообміну, бачимо, що вони близькі за величиною. У наведених вище формулах використовується середнє значення константи випаровування всього факела розпиленого палива. Тому при виборі величини K треба враховувати умови випаровування крапель не тільки в зонах інтенсивного теплообміну (у передньому фронті та в оболонці факела), але й у його ущільненому ядрі.

В осьовому струмені краплі рухаються з великими швидкостями майже без гальмування, швидко пролітають ділянку між соплом та переднім фронтом факела. Прогрівання та випаровування крапель тут вважається незначним у порівнянні із зонами інтенсивного теплообміну. Для визначення впливу осьового ядра на загальну швидкість випаровування палива треба оцінити частку вприскнутого палива у ядрі.

Відомі формули [21]:

$$\left.\begin{aligned} l_0 &= A_{\text{ф}}^{0,5}\tau^{0,5}; \\ A_{\text{ф}} &= d_c V_0 We^{0,21} M^{0,16} \Big/ \left(D_{\text{ф}}\sqrt{2\rho}\right) \end{aligned}\right\}, \qquad (4.40)$$

де d_c – діаметр сопла; $D_{\text{ф}}$ – емпіричний коефіцієнт ($D_{\text{ф}} \approx 3$); ρ – відношення густин повітря й палива;

$V_0 = \varphi_0\sqrt{2\times\left(p'_{\text{ф}} - p_{\text{пов}}\right)/\rho_{\text{пал}}}$ – швидкість усталеного витікання палива із сопла форсунки, м/с; тут φ_0 – коефіцієнт швидкості; $p'_{\text{ф}}$, $p_{\text{пов}}$ – тиск палива перед сопловими отворами й повітря у камери розпилювання (КЗ);

$We = V_0^2 d_c \rho_{\text{пал.}} / \sigma_{\text{пал.}}$ – критерій Вебера, що характеризує співвідношення сил поверхневого натягування та інерції; тут $\sigma_{\text{пал}}$ – коефіцієнт поверхневого натягування палива;

$M = \mu_{\text{пал}}^2 / \left(\rho_{\text{пал}} d_c \sigma_{\text{пал}}\right)$; тут $\mu_{\text{пал}}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості палива;

$A_{\text{ф}}$ – характеристика руху факела палива;

l_0 – шлях, що пройшла вершина факела вздовж його осі на основній ділянці пересування струменя палива.

Розглядається саме основна ділянка розвитку струменя, оскільки на ній формується ущільнене осьове ядро.

Таким чином, за час τ вершина факела пройде шлях l_0.

Якщо прийняти, що в осьовому струмені між соплом і фронтом факела краплі рухаються без гальмування із середньою швидкістю витікання $V_{0_{сер}}$, ці краплі пролетять відстань l_0 за час $l_0 / V_{0_{сер}}$. Об'єм палива, що вприскнуте через сопловий отвір за час τ, $Q = V_{0_{сер}} \varepsilon_c f_c \tau$ (ε_c, f_c – гідравлічні характеристики сопла, тобто коефіцієнт місцевих втрат при витіканні струменя та прохідний переріз отвору сопла). Таким чином, об'єм палива в осьовому ядрі $\Delta Q = \psi \times V_{0_{сер}} \varepsilon_c f_c \Delta\tau$, де ψ – частка загального потоку, що потрапляє в осьовий струмінь.

Частка палива в осьовому ядрі

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \psi \times \frac{\Delta\tau}{\tau} = \psi \times \frac{l_0}{V_{0_{сер}} \times \tau} = \psi \times \frac{d_c^{0,525}}{V_{0_{сер}}^{0,295} \times \tau^{0,5}}. \qquad (4.41)$$

Розрахунком за формулою (4.41) визначено, наприклад, для номінального режиму тепловозного дизеля типу Д70 (чотиритактний; D = 0,25 м; S = 0,27 м; ε = 12,5; кількість соплових отворів форсунки – 8; діаметр соплових отворів – $0{,}42 \times 10^{-3}$, м; довжина вільного прольоту факела – 0,120 м), що для нього $\Delta Q / Q \approx 0{,}073$. Тобто у даному випадку маса осьового ядра складає менш, ніж 1 % від маси вприскнутого палива. У зв'язку з малою величиною $\Delta Q / Q$ середня константа випаровування всього факела несуттєво відрізняється від константи крапель у зонах інтенсивного теплообміну і це можна врахувати, дещо зменшивши величину K, знайдену для першої зони випаровування. Тому константу випаровування факела розпиленого палива у першому наближенні оцінюємо за характеристиками випаровування одинокої краплі в умовах кондуктивного теплообміну й молекулярної дифузії з параметрами пари палива біля поверхні краплі, що близькі до критичних. Для дизельних палив $K \approx 10^{-6} / p$, м^2/с.

При визначенні відносної константи випаровування $b_{вип} = K / d_к^2$ використовується середній діаметр крапель, який визначається формулою

Заутера-Лишевського [21]:

$$d_к = E_к d_c (\rho \times We)^{-0,266} M^{0,0733} , \qquad (4.42)$$

де E – постійний коефіцієнт, який залежить від конструкції форсунки та засобу осереднення розмірів крапель. Інші коефіцієнти пояснені вище при розгляді формули (4.40).

Рівняння (4.42) можна вживати для приблизних оцінок середніх діаметрів крапель всього факела у широкому діапазоні значень критеріїв: We = (140…725)×10^3; M = (7,39…33,4)×10^{-4} та ρ = 0,0095…0,028. За середній тиск газів у циліндрі дизеля в період впорскування палива обраний тиск у кінці умовно продовженого до ВМТ стиску p_c. Це дещо знижує розрахункову константу випаровування палива на початку вприскування, коли $p < p_c$, що відповідає дійсним умовам, оскільки на початку розвитку й прогрівання факела швидкість його випаровування менша, ніж у зонах інтенсивного теплообміну розвинутого факела. Після спалахування палива, коли $p > p_c$, умова $p = p_c$ збільшує розрахункову швидкість випаровування палива, що також добре узгоджується з реальністю, оскільки константа випаровування частки крапель, які охоплені полум'ям, не тільки не знижується з ростом тиску, як у крапель, що не горять, а навіть збільшується приблизно пропорційно $p^{0,25}$.

Досвід численних розрахунків випаровування розпиленого палива за даним методом показує добре узгодження отриманих результатів з експериментальними характеристиками тепловиділення у різних дизелях: 16ЧН25/27 (Д-70, тепловозний); 6ЧН26/34 (судовий), 6ЧН 13/11,5 (тракторний) та ін.

Підкреслимо також, що добрі результати отримані при порівнянні результатів розрахунків процесу випаровування у дизелях за формулою (4.37) та експериментальних й розрахункових даних інших досліджень.

Для прикладу, на рис.4.4 наведено дані, які ілюструють високу адекватність моделі випаровування, запропоновану М.Ф. Разлєйцевим [21].

Таким чином, порівняння вищенаведеного метода розрахунку випаровування палива у циліндрі дизеля на ділянці паливоподачі з експериментальними даними підтверджує можливість розрахунку випаровування за середніми значеннями характеристик палива та повітряного заряду у циліндрі. Відносну константу випаровування палива у першому наближенні

можна оцінити за характеристиками випаровування одинокої краплі середнього розміру в умовах кондуктивного теплообміну й молекулярної дифузії з параметрами пари палива біля поверхні краплі, які близькі до критичних.

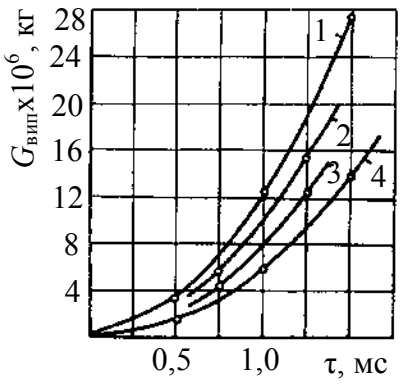


Рисунок 4.4 – Характеристики випаровування різних палив у тракторному дизелі за період затримки спалахування:

1 – бензин А-72;
2 – перша фракція із дизельного літнього палива;
3 – дизельне літнє;
4 – друга фракція із керосину.
——— – експеримент; ○ – розрахунок

Це не суперечить загальновідомому факту, що відносна швидкість випаровування щільної сукупності крапель менша, ніж одиночної краплі. Річ у тому, що константа випаровування такої краплі представницького розміру, яка визначена за викладеною методикою, характеризує середні умови випаровування палива у циліндрі дизеля в процесі впорскування й горіння, яке почалося. В дійсності константа випаровування окремих крапель в паливному факелі може бути більше (з урахуванням швидкого випаровування великої кількості малих крапель та після охоплення крапель полум'ям) чи менше (краплі в осьовому струмені факела) середньої величини цієї константи.

Аналіз свідчить, що неточності прийнятих вище припущень щодо незмінної величини константи випаровування палива *K* представницького розміру крапель й середнього тиску газів у циліндрі дизеля успішно компенсують один одного, у зв'язку з чим відносна константа випаровування $b_{вип.}$ мало змінюється у процесі впорскування і початку горіння. Дійсно, на початку впорскування тиск газів у циліндрі менший ніж середній за термін паливоподачі, а $Nu_g > 2$ у зв'язку з інтенсивним відносним рухом крапель та повітря з початку розвитку факела. Однак у даний період утворюються більш великі краплі, ніж на основній ділянці вприскування (рис.4.5). Тому значення близьке до середнього. Після спалахування палива середня константа випаровування *K* збільшується по мірі розвитку полум'я при поси-

ленні радіаційного теплообміну та турбулентної дифузії. Але одночасно у зв'язку з вигорянням малих крапель палива та відсікання (закінчення) паливоподачі починає зростати $d_{к_{сер}}$ (рис.4.5), що також компенсує вплив зростання K та стабілізує $b_{вип}$.

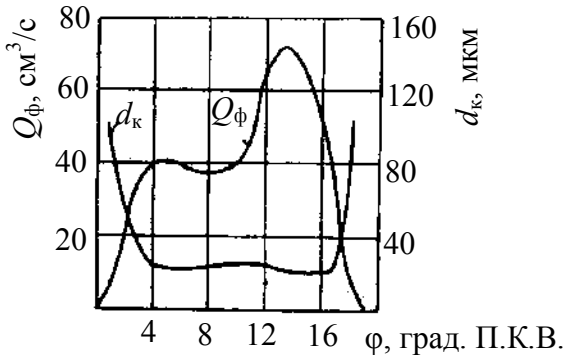


Рисунок 4.5 – Зміни об'ємної швидкості впорскування $Q_ф$ та середньоарифметичного діаметра $d_к = d_{к_{сер}}$ [21]; n = 1050 хв$^{-1}$; $Q_ц$ = 115,5 мм^3

І нарешті, можливе відхилення фактичних характеристик випаровування факела розпиленого палива від розрахункових можна обчислити, вносячи необхідні поправки за експериментальними даними. Як показано вище, доцільність таких поправок малоймовірна.

На закінчення підкреслимо, що рівняння (4.32) є базовим у математичній моделі процесу випаровування палива в циліндрі дизеля.

4.1.2.2. *Рівняння згоряння палива у циліндрі дизеля*

Якість математичної моделі процесу згоряння обумовлює й результати прогнозування на її основі токсидоутворення у циліндрах двигунів.

Тому виходимо з необхідності приділити саме цій моделі належну увагу.

Всі запропоновані до сьогодення методи розрахунку (й відповідні рівняння) процесу згоряння у дизелях можна поділити на дві групи.

До першої відносяться рівняння, які дозволяють дати математичний опис геометричної форми характеристик тепловиділення [21]. У ряді методів робиться спроба знайти емпіричні зв'язки між геометрією характеристики згоряння, вихідними параметрами робочого процесу дизеля, не розкриваючи глибинних закономірностей, що обумовлюють сутність сумішоутворення й згоряння. Автори обмежуються результатами обробки результатів експериментів (індикаторні діаграми, криві тепловиділення без системного аналізу впливових факторів). Такі рівняння привертають своєю простотою, одночасно не дозволяють широко узагальнювати отримані фо-

рмули на різні класи, типи дизелів, оскільки числові коефіцієнти у них отримані для конкретних двигунів та режимів їхньої роботи; відповідно, вони коректні у вузьких межах змін означених об'єктів та характеристик [59 та ін.].

До другої групи відносяться різні кінематичні рівняння, що описують фізикохімію сумішоутворення та згоряння палива у дизелях [21].

Такі рівняння зручні для аналізу впливів різних факторів на процес згоряння, а також для розробки узагальненої математичної моделі цього процесу, оскільки вони використовують загальні закони теплопередачі, дифузії, хімічної кінетики й вимагають, відповідно, мінімальні кількості емпіричних коефіцієнтів. Однак складність фізико-хімічних явищ у циліндрах дизеля утруднює застосування загальної теорії тепло- масообміну й хімічної кінетики до процесів сумішоутворення і згоряння. Тому методи кінетичних розрахунків процесів у дизелях ще недостатньо розроблені.

У багатьох випадках для опису кінетики процесу згоряння в дизелях використовують теорію спалахування та розповсюдження полум'я в гомогенних горючих сумішах. При цьому не враховується, що на початкових стадіях горіння у циліндрах дизелів лімітуючу роль можуть відігравати процеси впорскування та випаровування розпиленого палива. В деяких методиках розрахунку процесу згоряння застосовуються кінетичні рівняння елементарних хімічних реакцій, що неприпустимо для опису складного ланцюгового механізму хімічних перетворень у кінетичній зоні горіння.

Нижче наведена оригінальна математична модель згоряння у дизелях, створена у НТУ "ХПІ" на основі фундаментальних положень теорії ланцюгових хімічних реакцій та випаровування розпиленого рідкого пального.

Відомо [21], що процес горіння вуглеводнів являє собою складну сукупність різнорідних хімічних процесів, визначальну роль серед яких відіграють розгалужені ланцюгові реакції.

Кінетика цих реакцій в однорідній газоподібній реагуючій системі описується рівнянням [праці академіка М.М. Семенова, засновника наукової школи кінетиків, лауреата Нобелевської премії]:

$$\omega = -d[A]/d\tau = [A]_0 \frac{dx}{d\tau} = \kappa \times [A] \times n, \qquad (4.43)$$

де $[A]_0$, [A] – початкова й поточна концентрації вихідної речовини; x – ча-

стка речовини, що згоріла; $к$ – константа швидкості реакції; n – концентрація активних центрів (атомів та вільних радикалів).

Швидкість утворення активних центрів

$$dn/d\tau = \omega_0 + f \cdot n - g \cdot n = \omega_0 + \varphi \cdot n, \qquad (4.44)$$

де ω_0, $f \cdot n$, $g \cdot n$ – відповідно швидкості зародження, розгалуження й обривання ланцюгів.

При високому тиску середовища, коли можна ігнорувати обривання ланцюгів на стінці реактора (у порівнянні з обриванням в об'ємі), фактор автоприскорення хімічних реакцій

$$\varphi = 2 \cdot к \cdot [A] \cdot (1 - [M] / [M]_в) = 2 \cdot к \cdot [A] \cdot V. \qquad (4.45)$$

Тут $[M]$, $[M]_в$ – поточна концентрація газової суміші та її концентрація на верхній межі спалахування.

Наведені кінетичні рівняння неможливо безпосередньо використати для опису сумарної швидкості згоряння розпиленого палива у циліндрі дизеля протягом всього періоду згоряння, оскільки заряд циліндра не є однорідним газоподібним. У зв'язку з концентраційною неоднорідністю та гетерогенністю суміші швидкість згоряння палива на різних стадіях процесу горіння та в різних зонах циліндра лімітується швидкістю одного з трьох процесів – випаровування, дифузії або хімічного реагування. Очевидно, що за допомогою рівнянь хімічної кінетики можна описати процес горіння у такому неоднорідному середовищі тільки там і тоді, коли йде процес горіння лімітується швидкістю хімічних перетворень.

У процесі видимого згоряння розпиленого палива у циліндрі дизеля можна виділити два періоди, що відрізняються кінетичним механізмом виникнення й розповсюдження полум'я: початкове спалахування хімічно активної частинки горючої суміші, яка утворилася за період затримки спалахування, та основна фаза горіння вже після спалахування. Швидкість згоряння суміші у перший період залежить: від кількості парів палива, підготовлених до згоряння; швидкості розвитку передполум'яних реакцій (ланцюгових); кількості, масштабу й розподілення початкових вогнищ спалахування, а також – від швидкості розповсюдження турбулентного полум'я в активованій паливоповітряної суміші. У форсованих дизелях з об'ємним сумішоутворенням має місце багатовогнищеве самоспалахування суміші у периферійних зонах факелів палива або спалах у відносно великих об'ємах

цих зон, що сприяє швидкому розповсюдженню полум'я вздовж підготовленої горючої суміші. У цих умовах інтенсивність початкового спалаху залежить в основному від ступеня активації горючої суміші, що утворилася, тобто від швидкості передполум'яних хімічних перетворень. Тому для її опису можна використати кінетичні рівняння хімічних процесів [21].

Після початкового спалаху й швидкого вигоряння частини парів палива, що утворилися за період затримки спалахування, полум'я локалізується біля окремих загальмованих крапель, скупчень крапель або об'ємів з великою концентрацією пари палива. В решті об'єму циліндра відбувається вигоряння пари палива, що зірвана з швидко пролітаючих крапель, та догоряння продуктів неповного згоряння, які надходять із локальних зон горіння, а також із зон, де склад горючої суміші виходить за концентраційні межі розповсюдження полум'я. Швидкість згоряння палива у локальних його зонах може лімітуватися процесами випаровування, дифузії або хімічних перетворень залежно від температурно-концентраційних умов. Швидкість догоряння пари палива та продуктів неповного згоряння в решті об'єму циліндра залежить від швидкості турбулентного перемішування заряду в циліндрі та швидкості хімічних процесів у неоднорідній за складом й температурою суміші. Для її опису можна використовувати кінетичні рівняння ланцюгових хімічних реакцій з урахуванням дифузійного характеру горіння.

Покажемо, як на підставі наведених раніше кінетичних рівнянь можна отримати формули для розрахунку швидкості згоряння палива у дизелях в період початкового спалаху й при догорянні продуктів неповного згоряння.

Перш за все треба пояснити суть величин $[A]_0$ та $[A]$ для випадку горіння в дизелях, що входять у рівняння (4.43). Оскільки частка палива x, яка згоріла, береться від повної циклової порції палива $G_ц$, то $[A]_0 = G_ц / m_{пал.} \rangle V$, тобто – це фіктивна концентрація (що мається у розпорядженні) палива, яку б було отримано при повному згорянні $G_ц$ до початку горіння (тут $m_{пал}$ – молекулярна маса палива; V – об'єм суміші, що реагує). Паливо вигоряє у паровій (газовій) фазі, тому поточна концентрація пари, яка не прореагувала $[A] = [A]_0 \langle (\sigma_{вип} - x)$, де $\sigma_{вип}$ – частка циклової порції палива, яка випарувалася.

З урахуванням цього на основі рівняння (4.43) отримаємо залежність

для відносної швидкості вигоряння пари палива, що утворилася за період затримки спалахування:

$$dx_0/d\tau = \kappa \cdot \left(\sigma_{\text{вип}_i} - x_0\right) \cdot n. \qquad (4.46)$$

Процес спалахування факела розпиленого палива багатостадійний й розвивається за схемою ланцюгових реакцій з впровадженим розгалуженням. Така схема аналогічна схемі розпаду й окислення вуглеводнів у зазорі між поверхнею рідкого палива й фронтом полум'я, але відрізняється від останньої більш низьким рівнем температур, швидкістю хімічних процесів й вірогідними конкуруючими реакціями [21]. Зародження первинних центрів (вільних радикалів) відбувається в основному у результаті розпадання молекул вуглеводнів. Зміна швидкості зародження ланцюгів ω_0 слабо впливає на період затримки спалахування та практично зовсім не впливає на швидкість реакцій після нього [61]. Це природно, оскільки по мірі розвитку ланцюгового обвалу кількість активних центрів, які з'являються у результаті реакцій розгалуження, безсумнівно більша, ніж швидкість їхнього спонтанного зародження із вихідних молекул. Тому можна вважати, що в період початкового спалаху активізованої горючої суміші швидкість зміни концентрації активних центрів практично не залежить від ω_0. Разом з цим необхідно урахувати значне ініціювання ланцюгів продуктами згоряння, оскільки процес спалаху аналогічний вибуху, тобто незрівноважений, та у цих продуктах вміститься надлишкова концентрація активних частинок. Швидкість зміни концентрації таких частинок пропорційна $[A]_0\, dx_0/d\tau$. Вибуховий характер спалахування палива у дизелях свідчить також про те, що у кінці періоду затримки спалахування швидкість розгалуження ланцюгів значно перевищує швидкість їх обривання, тобто $f \cdot n >> g \cdot n$, або $[M] / [M]_{\text{в}} << 1$. Тому на заключній стадії спалахування та у період самого спалаху можна прийняти, що $\varphi \approx 2 \cdot \kappa \cdot [A]$. З урахуванням сказаного замість рівняння (4.44) для даного випадку запишемо:

$$dn/d\tau = \delta[A]_0\, dx_0/d\tau + 2 \cdot \kappa \cdot [A]_0 \cdot \left(\sigma_{\text{вип}_i} - x_0\right) \cdot n. \qquad (4.47)$$

Інтегрування цього виразу дає:

$$n = [A]_0 (2 + \delta) \cdot x_0 + C_1 = [A]_0 \cdot (2 + \sigma) \cdot (x_0 + C), \qquad (4.48)$$

де $C = C_1 / \{[A]_0 \cdot (2 + \sigma)\}$ – константа інтегрування. За змістом вона являє

собою відносну концентрацію активних частин на початку спалаху. Приблизно її можна прийняти пропорційною частці палива, що перейшло у фазу пари за період затримки спалахування його, тобто $C = b_0 \sigma_{\text{вип}_i}$, де b_0 – коефіцієнт пропорційності.

Підставляючи вираз (4.48) у рівняння (4.46), остаточно отримуємо:

$$dx_0 / d\tau = A_0 \left(G_{\text{ц}} / V_{\text{спал}} \right) \times \left(\sigma_{\text{вип}_i} - x_0 \right) \times \left(b_0 \sigma_{\text{вип}_i} - x_0 \right) . \qquad (4.49)$$

Тут A_0 – коефіцієнт пропорційності; $V_{\text{спал}}$ – об'єм циліндра у момент спалахування. Досвід ідентифікації експериментальних та розрахункових характеристик тепловиділення у дизелях засвідчив [21], що незалежно від режиму роботи й типу двигуна можна прийняти $A_0 = 4 \times 10^5$; $b_0 = 0{,}1$.

Розглянемо особливості догоряння продуктів неповного згоряння палива.

Краплі, які згоряють, або локальні скупчення палива, що горить, розглядатимемо як відкриті термодинамічні системи, із яких до навколишнього середовища надходять продукти повного и неповного згоряння палива. Об'єм цих локальних зон у порівнянні з об'ємом циліндра невеликий, тому приблизно можна вважати, що навколишнє середовище займає весь об'єм циліндра. У продуктах неповного згоряння, що дифундують із локальних зон полум'я до об'єму циліндра, в основному містяться CO та H_2. Механізм їхнього окислення – ланцюговий; основні стадії ланцюгового розвитку такі: у кожній ланці ланцюга найменшою константою швидкості має реакція

1) $\dot{H} + O_2 \rightleftarrows \dot{O}H + O$ або $\dot{H} + H_2O \rightleftarrows \dot{O}H + H_2$

Негайно за нею проходять інші дві хімічні реакції вигоряння CO та H_2:

2) $\ddot{O} + H_2 \leftrightarrows \dot{O}H + H$ або $\ddot{O} + H_2O \leftrightarrows \dot{O}H + \dot{O}H$

3) $\dot{O}H + CO \leftrightarrows CO_2 + H$ або $\dot{O}H + H_2 \leftrightarrows H_2O + \dot{H}$

Перша реакція має найменшу константу швидкості внаслідок її значної ендотермічності.

У зв'язку із сказаним сумарна швидкість вигоряння CO, H_2 можна записати через швидкість лімітуючої стадії 1) [61]:

$$-d[O_2]/d\tau = \left(0{,}209 M_0'' G_ц / V\right)\frac{dx'_{н.з.}}{d\tau} = K_2[O_2]\times[H], \qquad (4.50)$$

де M_0'' – теоретично необхідна кількість повітря для окислення продуктів неповного згоряння; $x'_{н.з}$ – частка циклової порції палива у допалених продуктах неповного згоряння. Як бачимо, вираз (4.50) аналогічний рівнянню (4.43), тільки за вихідну речовину та активні центри тут розглядаються O_2, H.

При визначенні поточної концентрації активних часток H врахуємо таке.

У процесі інтенсивного ланцюгового розпаду та окислення вуглеводнів, які дифундують від поверхні краплі або локального скупчення палива у високотемпературний фронт полум'я, утворюється значна надлишкова концентрація атомів та радикалів, що на декілька порядків перевищує рівновагову [21]. У фронті полум'я вигоряння CO, H_2 неповне. В навколишнє середовище із локальних зон полум'я дифундують продукти неповного и повного згоряння палива, а також активні частинки. На зовнішній межі фронту полум'я (що світиться) склад і температура продуктів згоряння мало змінюються ($\alpha \approx 0{,}9$; $T_{пол} \approx 2500\ldots2700$ К). Тому можна вважати, що у продуктах, які дифундують у навколишнє середовище, концентрація активних частинок пропорційна концентрації продуктів неповного згоряння палива. При віддалянні від фронту полум'я температура цих продуктів швидко зменшується, наближаючись до середньої температури заряду циліндра. Відповідно зменшується швидкість догоряння продуктів неповного згоряння. Вчені [21], розглядаючи окислення CO при високих температурах й тисках (а це характерно для КЗ дизелів), дійшли висновку, що в цих умовах суттєвим стає обривання ланцюгів в об'ємі у результаті потрійних співударів активних частинок із молекулами. Стадії (реакції) 1) та 2) (дивись вище обґрунтування формули (4.50)) сягають рівноваги, і процес стає нерозгалуженим ланцюговим, з послідовним чергуванням стадій 1), 3). При цьому швидкість розгалуження й обривання ланцюгів приблизно рівні, та у рівнянні (4.46) можна прийняти $f\times n = g\times n$. В цьому випадку в процесі догоряння продуктів неповного згоряння початкове ініціювання ланцю-

гів ω_0 обумовлено дифузією активних частинок із зони полум'я, термічним розпадом й окисленням вуглеводнів палива, яке перейшло у фазу пари за межами локальних вогнищ полум'я, а також дисоціацією продуктів згоряння (повного) CO_2 та H_2O. Роль останнього фактора при температурах, нижчих 2500 К, несуттєва у порівнянні з обома попередніми, тому її можна не враховувати. Концентрація активних частинок, що утворюються при розпаді й окисленні вуглеводнів в об'ємі циліндра, пропорційна концентрації продуктів неповного згоряння, до яких віднесемо не тільки CO, H_2, але й пару палива за межами локальних вогнищ полум'я.

Із викладеного вище маємо, що у даному випадку замість рівняння (4.44) можна записати:

$$d[\mathrm{H}]/d\tau = K[\mathrm{A}]_0\, dx_{\text{н.з}}/d\tau,$$

відкіля:

$$[\mathrm{H}] = K[\mathrm{A}]_0 x_{\text{н.з}}. \qquad (4.51)$$

Тут K – коефіцієнт пропорційності, величина якого приблизно постійна; $x_{\text{н.з}}$ – доля палива $G_{\text{ц}}$ у продуктах неповного згоряння, які ще не вигоріли.

Підставляючи отриманий вираз (4.51) у рівняння (4.50), та враховуючи, що $[\mathrm{O}_2] \approx (0{,}209 \cdot M_0 G_{\text{ц}}/V) \cdot (\alpha - x)$, а $x_{\text{н.з}} = (\sigma_{\text{вип.}} - x)/(-q_3)$, після перетворень отримуємо:

$$dx'_{\text{н.з.}}/d\tau = A_2 (G_{\text{ц}}/V) \cdot (\alpha - x) \cdot (\sigma_{\text{вип.}} - x). \qquad (4.52)$$

Тут α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні. Коефіцієнт пропорційності A_2 містить константу швидкості реакції $H + O_2 \rightarrow OH + O$. Залежність цієї константи від температури виражається формулою $K_2 = A_{\text{експ}}[-E/(RT)]$, де $A = 2{,}2 \times 10^{14}$, см^3/(моль×с); $E = 69000$ кДж/моль. При зміні температури від 2500 до 1500 К величина K_2 зменшується приблизно у три рази. У зв'язку із температурною неоднорідністю заряду циліндра виникають деякі труднощі оцінки температури продуктів неповного згоряння палива у зоні їх хімічного реагування. При цьому треба врахувати такі обставини. У період основного горіння при положенні поршня біля ВМТ заряд циліндра дуже розшарований, й різниця температур між зонами полум'я і скупчення повітря велика. У даних умовах догоряння продуктів неповного згоряння здійснюється в основному близько високотемператур-

високотемпературних фронтів полум'я, із яких ці продукти дифундують або до яких вони підводяться при турбулентному переносі вогнищ полум'я й мікрооб'ємів суміші. Температура фронту полум'я у процесі горіння досить стабільна (2500…2700 К). Тому можна вважати, що у період, що розглядається, константа K_2 й коефіцієнт A_2 практично не залежать від середньої температури заряду циліндра. У кінці процесу горіння, коли кількість та відносний об'єм локальних вогнищ полум'я різко зменшуються, а концентрації компонентів газового заряду в об'ємі циліндра вирівнюються, коефіцієнти K_2, A_2 залежать вже від середньої температури газів у циліндрі. Треба наголосити, що у роботі [21], де отримано рівняння (4.52), враховано, що $M_0' \approx M_0'' \approx 0{,}5 \rangle M_0$, де M_0, M_0', M_0'' – теоретично необхідні кількості повітря для повного згоряння палива, неповного згоряння палива та догоряння продуктів неповного згоряння. Прийнято також, що частка палива x_c, яка повністю та частково прореагувала, дорівнює долі палива $\sigma_{вип}$ яке випарилося.

У рівняння (4.52) входить середня поточна концентрація кисню в об'ємі циліндра. Оскільки у процесі горіння заряд циліндра значно розшарований, середня концентрація $[O_2]$ відрізняється від реальної у зоні реакцій. Швидкість догоряння продуктів неповного згоряння залежить від інтенсивності перемішування заряду й підведення цих продуктів до зон полум'я, тобто від інтенсивності руху заряду у циліндрі (вихорів та ін.). Це можна врахувати відповідною поправкою коефіцієнта $A_2 / A = C(H \rangle n)m$, де H – вихрове відношення; n – частота обертання колінчастого вала. Для двигунів з відкритою КЗ можна прийняти m = 0,5. При цьому рівняння (4.52) добре узгоджується з експериментальними даними щодо неповноти згоряння палива у процесі згоряння.

Як відзначалося, на різних стадіях процесу горіння розпиленого палива та в різних локальних об'ємах циліндра дизеля умови згоряння не однакові й швидкість процесу може лімітуватися швидкістю паливоподачі, випаровування, дифузії або хімічних реакцій. Тому для математичного моделювання такого складного процесу необхідно установити граничні та додаткові умови, що відображають специфіку згоряння палива у циліндрі дизеля.

Перш за все процес згоряння поділимо на чотири періоди, які відрізняються фізико-хімічними умовами.

Період затримки спалахування. Характерні риси цього періоду – початок розвитку факела розпиленого палива, початок його прогрівання та випаровування, передполум'яні хімічні перетворення, накопичення у відстаючій хмарі на периферії факела мілких крапель й пари палива з підвищеною концентрацією активних центрів – продуктів передполум'яних процесів. Цей період досить вивчений. У наведеній математичній моделі згоряння в дизелі використовуються підсумкові показники даного періоду: його тривалості й кількості палива, що перейшло у фазу пари.

Період згоряння у процесі паливоподачі. *Він відрізняється спалахом пари палива, що утворилася за період затримки спалахування, швидким прогрівом й активацією зони біля факела палива, наявністю у системі загальмованих крапель, які випаровуються та охоплені полум'ям, а також, що рухаються й знаходяться у стадії прогрівання та початкового випаровування, безперервним оновленням вказаних умов в результаті надходження нових порцій палива і, нарешті, накопиченням у системі продуктів неповного згоряння. Швидкість згоряння у цей період залежить в основному від кількості парів палива, підготовлених до згоряння за період затримки спалахування, від швидкості випаровування палива після спалахування й швидкості догоряння продуктів неповного згоряння*

Період догоряння пари палива та продуктів неповного згоряння після повного, випаровування рідкого палива визначається за законами турбулентного полум'я.

Розглянемо математичну модель згоряння палива у період паливоподачі. Враховуючи особливості цього періоду та використовуючи залежності (4.49), (4.52), отримуємо таке кінетичне рівняння динаміки тепловиділення на ділянці паливоподачі:

$$\frac{dx}{d\tau} = \left[\psi_0 A_0 \left(G_{\text{ц}}/V_{\text{в}}\right) \times \left(\sigma_{\text{вип}_i} - x_0\right) \times \left(b_0 \sigma_{\text{вип}} + x_0\right)\right]_{\text{від } x_0 = 0}^{\text{до } x_0 = \text{у}_{\text{вип}_i}} +$$

$$+ \psi_1 \cdot d\sigma_{\text{вип}}/d\tau + A_2 \left(G_{\text{ц}}/V_c\right) \cdot \left(\alpha - x\right) \cdot \left(\sigma_{\text{вип}} - x\right). \qquad (4.53)$$

Перший доданок правої частини рівняння характеризує швидкість вигоряння пари палива, що утворилася за період затримки спалахування. Він використовується тільки в діапазоні $0 \le x_0 \le \sigma_{\text{вип}_i}$, де x_0 – інтегральна сума добутку першого доданку на $d\tau$ від початку спалахування до моменту

часу, який розглядається. Другий доданок являє собою швидкість згоряння частинки парів палива, що дифундують від рідкої поверхні до фронту локальних вогнищ полум'я. Очевидно, що ця швидкість пропорційна швидкості випаровування палива $d\sigma_{\text{вип.}}/\mathrm{d}\tau$. Третій доданок – швидкість догоряння пари палива й продуктів локальних вогнищ полум'я після початкового спалаху. На відміну від рівняння (4.52) у даному доданку замість поточного об'єму циліндра V використовується об'єм камери стиску V_c. Це не дає помітної похибки у визначенні сумарної швидкості тепловиділення $dx/\mathrm{d}\tau$, оскільки ділянка згоряння, що розглядається, розташована біля ВМТ, де об'єм циліндра змінюється несуттєво та, крім того, питома вага третього доданку у сумарному тепловиділенні не більше 20 %.

Коефіцієнти повноти згоряння ψ_0, ψ_1 враховують, що частка пари палива знаходиться за межами спалахуваності і що у фронті полум'я згоряння палива неповне. Коефіцієнти пропорційності A_0, A_2 залежать в основному від фізико-хімічних характеристик палива, типу КЗ, інтенсивності вихрового руху заряду циліндра. Їх обґрунтування дано у [21].

Швидкість випаровування палива визначаємо за формулою (4.32) та ін.

Важливо, що рівняння (4.53) можна використовувати також у сполученні з іншими методами розрахунків випаровування палива.

Декілька уточнень щодо згоряння палива у період розвинутого горіння та догоряння.

У цей період швидкість згоряння лімітується процесами дифузії компонентів горючої суміші у зону хімічних реакцій. Для математичного опису процесу згоряння можна застосовувати закони розповсюдження дифузійного полум'я. Основна перешкода – необхідність урахування значної концентраційної неоднорідності заряду циліндра та інтенсивності турбулентної дифузії. Неоднорідність складу суміші можна характеризувати такими показниками: ступенем ефективного використання повітряного заряду циліндра $\xi_{\text{пов}}$ та поточним значенням коефіцієнта надлишку повітря $\alpha_{\text{пал}}$. Тут $\xi_{\text{пов}} = \alpha_{\text{пал}}/\alpha_{\text{сер}}$, де $\alpha_{\text{пал}}$ – реальний для КЗ; $\alpha_{\text{сер}}$ – усереднене його значення для КЗ. Важлива особливість функції $\xi_{\text{пов}}$ – її закономірна зміна в залежності від відносної тривалості згоряння $\overline{\varphi}_z = \varphi/\varphi_z$, де φ – кут обертання колінчастого вала від початку згоряння; φ_z – тривалість згоряння (до

моменту використання 94…98 %). На рис.4.6 показана інформація щодо $\xi_в$ у реальних умовах серійних дизелів. Тут криві за результатами розрахунків задовільно апроксимуються залежністю:

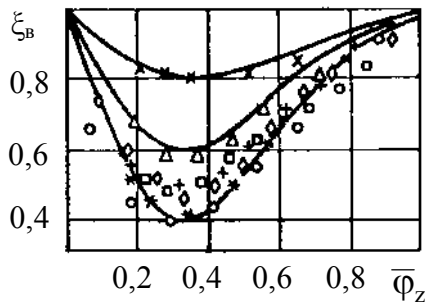


Рисунок 4.6 – Зміна ступеня ефективного використання повітряного заряду циліндра по ходу процесу згоряння у дизелях:

о – Рено; ◊ – типу ЯМЗ; Δ – типу ЮМО;
□ – 2Д100; × – Д-130; + – СМД-60;
∗ – Д-70; — – розрахункові криві за формулою (4.54)

$$\xi_в = 1 - c_в \times h \times \overline{\varphi}_z \times \frac{2}{\sqrt{\pi}} \times e^{-h} \times h^2 \times \overline{\varphi}_z^2, \qquad (4.54)$$

де коефіцієнт пропорційності

$$c_в = \left(1 - \xi_{в_0}\right)/0{,}485;$$

$$h = 0{,}707/\overline{\varphi}_{z_0};$$

$\overline{\varphi}_{z_0}$, $\xi_{в_0}$ – координати мінімуму функції $\xi_в = f\left(\overline{\varphi}_z\right)$;

для дизелів з об’ємним та об’ємно-шаровим сумішоутворенням $\overline{\varphi}_{z_0} \approx 0{,}33$; для двигунів з закритою КЗ (типу ЦНДДІ) $\xi_{в_0} = V_в/V_c$; для двотактних двигунів із нероздільною КЗ та чотиритактних двигунів із циліндричною КЗ типу ЯМЗ (ЮМО, 2Д100, ЯМЗ) $\xi_{в_0}$ = 0,45…0,55; для дизелів середньої та великої швидкохідності з відкритою камерою згоряння типу Гессельмана $\xi_{в_0}$ = 0,40…0,45.

Встановлена закономірність зміни $\xi_в$ по ходу згоряння та залежність цього параметра від типу двигуна та його КЗ відображають вплив турбулентної дифузії на швидкість вирівнювання концентрацій компонентів заряду дизеля.

Використовуючи ці характеристики, стає можливим отримання відносно простого кінетичного рівняння дифузійного горіння у дизелях, на основі якого й визначатимуться процеси токсидоутворення у них.

Переходимо до розгляду цих проблем, спираючись також на викладену вище теорію випаровування дизельного палива у ДВЗ.

4.1.2.3. ***Узагальнене рівняння процесу дифузійного горіння у дизелях***

Вже давно робилися спроби опису процесу згоряння у дизелях з використанням кінетичного рівняння горіння однорідних та неоднорідних газових сумішей.

Ще у 30-х роках минулого сторіччя К.Нейман [62], виходячи із уявлень щодо реакції горіння як бімолекулярної між паливом та киснем повітря, запропонував рівняння динаміки згоряння:

$$dx/d\tau = K_y\left(m_{\text{пал}} \cdot V/G_{\text{ц}}\right) \cdot C_{\text{пал}} \cdot C_{O_2} =$$
$$= 0{,}21 \cdot M_0 \cdot G_{\text{ц}} \cdot K_y \cdot (\sigma - x) \cdot (\alpha/x - 1) \cdot x/V, \qquad (4.55)$$

де $K_{\text{у}}$ – умовна константа швидкості реакції;

$C_{\text{пал}}$, C_{O_2} – поточні значення концентрації палива та кисню;

$G_{\text{ц}}$, $m_{\text{пал}}$ – циклова подача та молекулярна маса палива;

σ, x – частки поданого палива та такого, що прореагувало;

α – повне розрахункове значення коефіцієнта надлишку повітря у циліндрі двигуна;

M_0 – теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг палива;

V – об’єм циліндра.

Звичайно головним недоліком рівняння (4.55) вважають те, що у його основу покладена неправильна уява щодо процесу горіння як елементарної бімолекулярної хімічної реакції.

Однак така обставина ще не може бути доказом абсолютного несприймання виразу (4.55) для сумарного опису процесу згоряння. М.М. Семенов відзначив [63], що хоча “більшість реакцій, які реально проходять, пов’язана з послідовністю взаємнозв’язаних реакцій та є значно складнішими, ніж це уявляли засновники хімічної кінетики … зустрічаються випадки, коли складна реакція формально приводить до того ж типу закономірностей, що й прості моно- та біомолекулярні закони, хоча зміст й величина константи K тут інші, а енергія активації складається із підсумо-

вування та віднімання енергій активації елементарних процесів, що складають складну реакцію”. Як приклад, наводиться рівняння для сумарного опису кінетики згоряння газоподібних речовин у кисні та повітрі, узагальнене на весь хід перетворення (з урахуванням вигоряння вихідної речовини):

$$dx/d\tau = K \times (\alpha - x) \times x \times e^{-E/(R \times T)}, \tag{4.56}$$

яке по суті є рівнянням автокаталізу першого порядку та, як буде показано далі, може бути отримано на основі уявлень про бімолекулярні реакції.

У загальному вигляді рівняння авокаталізу першого порядку можна записати так:

$$dx/d\tau = D \times (\sigma - x) \times x, \tag{4.57}$$

де D – коефіцієнт пропорційності.

Ряд даних підтверджує прийнятність цього рівняння для опису закону згоряння палива у поршневих двигунах. Так, на основі експериментальних досліджень дизелів із струменевим сумішоутворенням Н.В. Іноземцев та В.К. Кошкін [21] запропонували формулу для коефіцієнта пропорційності $D = e^{B/T}$ та записали залежність (4.57) у такому вигляді:

$$dx/d\tau = (\sigma - x) \times e^{B/T}. \tag{4.58}$$

Тут T – поточне значення температури газів у циліндрі дизеля;

B – постійний (для даного процесу) емпіричний коефіцієнт.

У деяких випадках згоряння палива описується формальними залежностями, що відображають розвиток цього процесу у функції часу та такими, що не розкривають у явному вигляді вплив фізичних параметрів процесу. До їх числа відносяться рівняння хімічної кінетики Б.В. Єрофеєва та І.І.Вібе [21], отримані з застосуванням законів теорії вірогідності для теоретичних розподілень, які апроксимують експериментальні закони згоряння:

$$\left.\begin{aligned} x &= 1 - e^{-\int_0^{\tau} p^* d\tau}; \\ dx/d\tau &= p^* (\sigma - x) \end{aligned}\right\}, \tag{4.59}$$

де p^* – середня вірогідність того, що окрема молекула речовини (палива) прореагує у одиницю часу.

Оскільки процес згоряння у дизелях підкорюється визначеним статистичним закономірностям, для його опису, очевидно, можливо застосувати рівняння (4.59).

Як бачимо, кожна з наведених вище залежностей по-своєму, іноді суперечливо, описує, по суті, один і той же процес, а саме – згоряння у дизелях. Експериментальні перевірки показують придатність вказаних рівнянь для деяких конкретних умов згоряння, однак границі застосування цих виразів та фізичний зміст їхніх коефіцієнтів у наведених дослідженнях не установлені.

Для вирішення цієї задачі необхідно, очевидно, узгодити закон згоряння з фізичними параметрами реального робочого процесу й особливостями дизеля. Зробити це дозволяє порівняльний аналіз наведених вище рівнянь.

Розглянемо вирази (4.56), (4.58). Обидва вони містять експонентний множник, який залежить від температури, причому якщо за рівнянням (4.56) з підвищенням температури швидкість згоряння зростає, то за залежністю (4.58), навпаки, падає. Останнє теоретично не обґрунтовано та не має фізичного змісту. Разом з тим, розв'язання цього протиріччя має принципове значення, оскільки залежність (4.58) отримана на основі експериментальних даних та задовільно узгоджується з ними.

Перш за все слід звернути увагу на множник $(1-x)\times x$, що входить в обидва рівняння (якщо прийняти $\sigma = 1$). Він має максимум при $x = 0{,}5$, тобто у момент, коли прореагує 50 % вихідної речовини. Якщо коефіцієнт K у рівнянні (4.56) вважати незмінним, як це пропонував М.М. Семенов, то з підвищенням температури по мірі розвитку процесу горіння множник $e^{-E/(R\cdot T)}$ зміщує максимум швидкості згоряння у бік $x \geq 0{,}5$, а множник $e^{B/T}$ у залежності (4.58) – у бік $x < 0{,}5$. У той же час дослідні дані свідчать, що у бензинових двигунах швидкість згоряння сягає максимуму при $x > 0{,}5$, а у дизелях – при $x < 0{,}5$. На основі цього можна зробити ряд висновків:

1. Рівняння (4.56) за умови $K = \text{const}$ неприйнятно для опису динаміки процесу згоряння у дизелях.

2. Емпіричний множник $e^{B/T}$ у формулі (4.58) обраний випадково, оскільки така залежність швидкості згоряння від температури позбавлена фізичного змісту. Вибір цього множника обумовлений, можна вважати, тим, що характер зміни $T = f(\tau)$ забезпечує зміщення максимуму швидкості згоряння у дизелях у бік $x < 0{,}5$. Вірогідно, цей множник посередньо відображає діяння на процес згоряння не температури, а зовсім інших факторів, оскільки середня температура газів у циліндрі, у свою чергу, залежить від ряду причин, в тому числі не пов'язаних із процесом згоряння.

Звернемося до рівняння (4.57). Згідно з ним, швидкість згоряння залежить від відносної кількості палива σ, яке не прореагувало, оскільки воно впливає на імовірність розвитку ланцюгів реакції, та від відносної кількості палива x, яке прореагувало до даного моменту часу, оскільки воно визначає зміну концентрації активних центрів реакції та її прискорення. Як бачимо, у цьому рівнянні не знайшла відображення зміна іншого учасника реакції – кисню повітря, який також суттєво впливає на швидкість згоряння в умовах двигуна, особливо у дифузійному полум'ї. Очевидно, множник D у рівнянні (4.57) повинен відображати, крім всього іншого, поточну зміну концентрації кисню у зоні горіння.

Звернемося до експериментального матеріалу, на основі якого була отримана формула (4.58) [21]. Досліджувався чотиритактний автомобільний дизель із струменевим сумішоутворенням (ЧН12,5×17,0; $\varepsilon = 15{,}6$; КЗ – типу Гесельмана, розпилювач 5×0,25 мм). Поряд з індицируванням відбирали газові проби безпосередньо із циліндра дизеля за допомогою двох клапанів, що встановлені у головці двигуна на відстані 23 мм (центральний клапан) та 55 мм (периферійний клапан) від центру КЗ. Випробування проводилися на різних режимах роботи двигуна при різних кутах випередження впорскування палива та з різними паливами. У результаті обробки експериментальних даних щодо характеристик тепловиділення у цьому дизелі та про склад газів у пробах знайдено зміну під час процесу згоряння коефіцієнта пропорційності D у рівнянні (4.57), повного розрахункового α та поточного $\alpha_{пал}$ (значень коефіцієнтів надлишку повітря, осередненого за складом газів у центрі та на периферії КЗ, $\alpha_{пал} = (\alpha_ц + \alpha_{пал})/2$ (рис.4.7)). Як бачимо із цього рисунку, характер зміни $\alpha_{пал}$ – аналогічний. Це дозволяє вважати, що поміж даними величинами існує лінійна залежність. Вздовж

кривих зміни D нанесено точки розрахункових значень D, визначених формулами $D = e^{B/T}$, $D = A \cdot \alpha_{пал}$. В останньому випадку отриманий добрий збіг точок з кривою D, який значно краще, ніж за першою формулою.

Оскільки залежність D від $\alpha_{пал}$ (тобто від надлишкового кисню) відповідає фізичному змісту закону згоряння (4.57), а експеримент підтверджує цю залежність, можна переписати рівняння (4.57) для випадку згоряння в дизелях у такому вигляді:

$$dx/d\tau = A \cdot \alpha_{пот.} \cdot (\sigma - x) \cdot x, \qquad (4.60)$$

де $\alpha_{пот}$ – поточне значення коефіцієнта надлишку повітря у зоні полум'я;

A – постійний для даного режиму роботи коефіцієнт, який можна розглядати як константу швидкості згоряння. Величина коефіцієнта A залежить від фізико-хімічних властивостей палива та режимних параметрів двигуна [21].

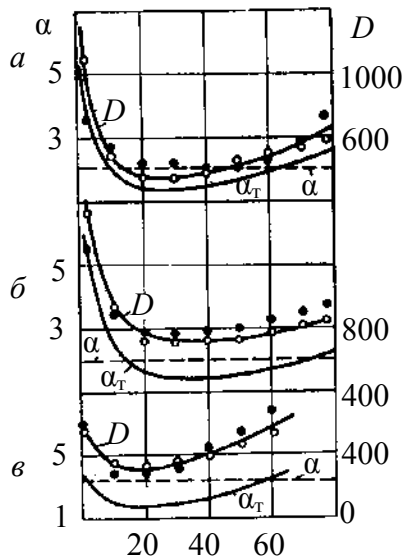


Рисунок 4.7 – Зміна на протязі процесу згоряння коефіцієнта пропорційності D, у рівнянні (4.57) та коефіцієнта надлишку повітря α у двигуні Рено на режимах:

а – n =*1600 хв*$^{-1}$*, паливо – газойль;*

б – n =*1600 хв*$^{-1}$*, паливо – важке дизельне;*

в – n =*1000 хв*$^{-1}$*, паливо – газойль*

Методи визначення D: — із рівняння (4.57);

• *– за формулою* $D = e^{B/T}$ *; о – за формулою* $D = A \cdot \alpha_{пал}$

Значення коефіцієнтів: для кривих а (А

Залежність (4.60) визначена М.Ф. Разлейцєвим як узагальнене кінетичне рівняння процесу дифузійного горіння у дизелях. Вона враховує особливості хімічної кінетики автокаталітичних реакцій та характеристик турбулентної дифузії, що сумарно визначаються коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha_{пот}$. Із неї можна отримати як окремі випадки рівняння (4.55)…(4.57). Така залежність являє собою по змістом рівняння автоката-

лізу (4.57) із перемінним коефіцієнтом автокаталізу у випадку, коли швидкість хімічних реакцій лімітується концентрацією кисню.

Рівняння (4.60) можна також отримати на основі кінетичних співвідношень для бімолекулярної реакції. Приймемо, що вірогідність реагування однієї молекули палива дорівнює числу ефективних співударів її з молекулами кисню в одиниці об'єму в одиницю часу [21]:

$$p = s \cdot Z_0 \cdot C_{O_2} e^{-E/(R \cdot T)}. \qquad (4.61)$$

Тут Z_0 – фактор співударів, що визначає вірогідність зіткнення двох часток (за кінетичною теорією газів); s – фактор, що враховує орієнтацію часток у просторі.

Поточне значення коефіцієнта надлишку повітря у зоні полум'я

$$\alpha_{\text{пот.}} = \left(M_{\mathbf{O_2}_{\text{надл}}} + M_{\mathbf{O_2}_{\text{витр}}}\right) \Big/ M_{\mathbf{O_2}_{\text{витр}}}.$$

Тут $M_{\mathbf{O_2}_{\text{надл}}}$, $M_{\mathbf{O_2}_{\text{витр}}}$ – надлишкова та витрачена кількість молів кисню.

Поточна концентрація кисню у зоні полум'я

$$C_{O_2} = M_{\mathbf{O_2}_{\text{надл}}} \Big/ V = M_{\mathbf{O_2}_{\text{витр}}} \left(\alpha_{\text{пот}} - 1\right) \Big/ V =$$

$$= 0{,}21 \cdot G_{\text{ц}} M_0 \left(\alpha_{\text{пот}} - 1\right) \cdot x / V. \qquad (4.62)$$

Підставляючи вирази (4.61) й (4.62) у формулу (4.59), отримуємо:

$$dx/d\tau = 0{,}21 \cdot G_{\text{ц}} M_0 \cdot s \cdot Z_0 \cdot e^{-E/(R \cdot T)} \cdot (\sigma - x) \cdot (\alpha_{\text{пот}} - 1) \cdot x/V. \qquad (4.63)$$

Рівняння (4.63), що описує швидкість бімолекулярної реакції, аналогічне залежності (4.60), якщо в останній записати:

$$A = 0{,}21 \cdot G_{\text{ц}} M_0 \cdot s \cdot Z_0 \cdot e^{-E/(R \cdot T)} \cdot \left(\frac{\alpha_{\text{пот}} - 1}{\alpha_{\text{пот}}}\right) \Big/ V. \qquad (4.64)$$

Ідентичні також рівняння (4.55) та (4.63). Принципова відміна їх полягає лише в тому, що у першому рівнянні фігурує $\alpha_{\text{пол}}$ – коефіцієнт надлишку повітря у зоні полум'я, у другому – відношення α/x – середнє поточне значення коефіцієнту надлишку повітря у всьому об'ємі циліндра. Як відзначено у [21], при такому усередненні не враховується неоднорідність складу й концентрацій горючої суміші у циліндрі дизеля. Це і стало при-

чиною безуспішних спроб застосувати рівняння (4.56) для розрахунку швидкості згоряння в дизелях з неоднорідним зарядом.

Таким чином, рівняння (4.60) описує багато випадків згоряння, у всякому разі у тій зоні, де ланцюгові реакції можуть бути формально описані сумарними кінетичними співвідношеннями елементарних реакцій другого порядку. Досвід розрахунків за цим рівнянням свідчить, що дана зона охоплює період горіння у дизелях після закінчення паливоподачі. У початковому періоді горіння, як показано у розділі б), діють інші закономірності. Тому для розрахунку швидкості згоряння у дизелях в період розвитого горіння й догоряння можна використовувати формулу (4.60).

Конкретні вказівки щодо вибору параметрів розрахункових рівнянь (математичної моделі) процесу вигоряння розпиленого палива у дизелях наведено у розділі 4.1 розробки М.Ф. Разлєйцева [21].

4.1.2.4. Закономірності та особливості утворення оксидів азоту у дизелях [27]

Оксиди азоту (як вище пояснювалося – NO) – головні компоненти токсидів (токсичних речовин) дизелів, частка яких у сумарному індексі хімічної агресивності ВГ складає 60…95 %.

Тому вивченню закономірностей утворення NO та засобам зниження їх викидів з ВГ ДВЗ приділяється все більша увага як замовниками силових установок з дизелями, так і моторобудівними фірмами.

Широке визнання у світі отримала термічна теорія утворення NO із атмосферного азоту, розроблена Я.Б. Зельдовичем на основі досліджень горіння газових паливоповітряних сумішей. Згідно з цією теорією окислення азоту у високотемпературному середовищі відбувається за ланцюговою реакцією:

$$O_2 + M \leftrightarrows O + O + M \tag{4.65}$$

$$O + N_2 \leftrightarrows NO + N \tag{4.66}$$

$$N + O_2 \leftrightarrows NO + O \tag{4.67}$$

де M – якась молекула, що зштовхується.

Пізніше цей механізм було доповнено реакцією:

$$H_2O + M \leftrightarrows OH + H + M \tag{4.68}$$

$$N + OH \rightleftarrows NO + H \qquad (4.69)$$

Сукупність реакцій (4.65)…(4.69) називають розширеною схемою Зельдовича.

Методи розрахунку утворення NO_x за вказаною схемою базуються на таких основних допущеннях, які треба враховувати:

- окислення азоту відбувається за фронтом полум'я у високотемпературній зоні продуктів згоряння;
- вихід оксиду азоту визначається максимальною температурою горіння, концентрацією азоту й кисню у продуктах згоряння й не залежить від хімічної природи палива та кінематичних характеристик полум'я;
- єдиним джерелом ініціюючих часток O, OH є реакції дисоціації (4.65) та (4.68);
- у зоні утворення NO припускається хімічна рівновага реакцій.

Розв'язуючи систему рівнянь рівноваги реакцій (4.65)…(4.69) з рівняннями матеріального й теплового балансу, визначають рівноважну концентрацію компонентів суміші у поточний момент та динаміку утворення NO впродовж процесу горіння.

Аналогічні схеми використовують й для розрахунку утворення NO у дизелях, причому основну систему кінетичних рівнянь (4.65)…(4.69) звичайно доповнюють рівняннями інших поєднаних та конкуруючих реакцій, в яких можуть брати участь активні частинки O, OH, N. Приймаючи ряд допущень щодо локальних температур та концентрацій компонентів продуктів згоряння, забезпечують задовільне узгодження розрахункових та експериментальних даних про вміст NO у циліндрі та відпрацьованих газах дизеля.

Разом з цим виникають серйозні перешкоди на шляху подальшого розвитку таких методів розрахунку токсичності дизелів. По-перше, вельми проблематична можливість достовірного завдання температури та складу газів у локальних об'ємах потужного турбулентного факела, що горить. По-друге, і це головне, зроблені вище допущення термічної теорії утворення NO не враховують специфіку дизельного процесу. Дійсно, при горінні газової суміші, чому були присвячені рівняння (4.65)…(4.69) , швидкість розповсюдження фронту полум'я у багато разів перевищує швидкість молекулярної дифузії, яка характерна для горіння саме у дизелях. Тому полум'я швидко поглинає продукти початкового хімічного перетворення су-

міші у передполум'яній зоні. В цих умовах порівняльно повільні процеси утворення NO проходять в основному за фронтом полум'я у високотемпературній зоні продуктів згоряння. При згорянні розпиленого (важкого) дизельного палива картина принципово інша. Біля окремих крапель їхніх скупчень утворюються порівняльно малорухомі фронти полум'я. У фронті полум'я дизельне паливо згоряє не повністю, а концентрація атомів та вільних радикалів у тисячі разів перевищують рівновагу. Тому із фронту полум'я до навколишнього середовища дифундують продукти як повного, так і неповного згоряння палива, в тому числі активні частинки H, OH, O, N та ін. У цих умовах в зоні повітряного заряду, яка примикає до фронту полум'я, інтенсивно відбуваються хімічні реакції утворення NO, причому вирішальну роль у ініціюванні цих реакцій відіграє не дисоціація молекул O_2, H_2O, що відмічені високою енергією зв'язку, а дифузія у цю зону активних частинок та продуктів неповного згоряння із фронту полум'я. Своєрідним реактором для азоту є також об'єм над поверхнею рідинного палива, що випаровується й у зазорі між паливом і фронтом полум'я. Тут у ході багатостадійних передполум'яних реакцій (перетворень вуглеводнів) утворюються проміжні продукти, що порівняно легко реагують з азотом та його сполуками.

Нарешті, відзначаємо, що останні дослідження значно розширили уявлення щодо можливих механізмів окислення азоту при горінні. Поряд із "термічним" оксидом азоту, що утворюється при високих температурах за реакціями (4.65)…(4.69) , відрізняють і "швидкий" оксид азоту, який утворюється у полум'ї за механізмами, відмінними від механізму Зельдовича, та "паливний" NO, пов'язаний із перетворенням азотовмісних сполук палива.

Вважають, що "швидкий" NO утворюється крізь проміжні речовини, які містять ціанові (CN) та амінові (NH) групи. У ряді експериментів знайдені високі концентрації HCN близько зони горіння багатих сумішей та швидке перетворення ціанів у NO біля полум'я. Припускають, що продукти розкладення безпосередньо реагують з азотом:

$$CH + N_2 \rightleftarrows HCN + N \qquad (4.70)$$

$$C + N_2 \rightleftarrows CN + N \qquad (4.71)$$

$$H + N_2 \rightleftarrows NH + N \qquad (4.72)$$

$$H_2 + NH \rightleftarrows NH_2 + H \qquad (4.73)$$

Атоми N, а також ціани та аміни можуть реагувати з різними компонентами суміші з утворенням або оновленням NO.

По відношенню до механізму утворення «паливних» NO припускають, що нітросполуки, які містяться у паливі, зазначають два етапи перетворень. Спочатку утворюються проміжні сполуки I (наприклад HCN, CN, NH_2, NH), котрі потім можуть реагувати за двома конкуруючими схемами: в одному випадку – з кисневмісними речовинами R з утворенням NO, а у другому – з NO або поміж собою з утворенням N_2:

$$I + R \rightarrow NO + \ldots \qquad (4.74)$$

$$I + NO \rightarrow N_2 + \ldots \qquad (4.75)$$

Численні експерименти засвідчили, що проміжні сполуки, які спостережуються при перетворенні азоту палива у NO, визначають також і у полум'ї багатих вуглеводневих сумішей. Тому виявляється аналогія між механізмами утворення "швидкого" й "паливного" NO.

Викладені уявлення щодо можливих механізмів утворення NO пояснюють встановлений багатьма дослідженнями факт, що при горінні багатих сумішей, а також у дифузійному полум'ї виміряна швидкість утворення суттєво вища, ніж така, яку оцінюють за реакціями (4.65)…(4.69). А це ще раз підтверджує тісний зв'язок процесів утворення NO в умовах дизеля з притаманною йому специфікою процесу горіння розпиленого палива.

Багату інформацію у цьому плані дають роботи [27], в яких відзначається якісний збіг характеристик швидкості тепловиділення та швидкості утворення NO. Обидві швидкості мають два максимуми (піки). Перший з них пов'язаний із швидким вигорянням пари палива, яка утворилася за період затримки спалахування, другий – із ростом швидкостей випаровування та вигоряння палива при зростанні його маси по закінченні впорскування. Важливо відзначити, що перший період швидкого зростання нетривалий (7…10 град. ПКВ); за цей період звичайно вигоряє невелика частка палива, але вихід NO сягає приблизно половини його кількості за робочий цикл. Якщо до того ж врахувати, що у період затримки спалахування та на початку горіння температура заряду циліндра порівняно невелика, то від-

значений факт свідчить про інший перебіг процесів утворення NO у період передполум'яної підготовки пари палива та їх спалаху у порівнянні із процесами під час розвиненого горіння.

Другий важливий факт – в тому [27], що швидкість утворення NO відразу після другого піку падає до нуля, а потім стає навіть негативною на порівняльно ранній стадії згоряння (30…50 град. після ВМТ). Але до цього моменту температура заряду циліндра (та відповідно й температура полум'я, температура продуктів згоряння) сягає максимуму. Зрозуміло, цей факт важко пояснити з позицій термічної теорії утворення NO. Очевидно, тут проявляється інший механізм утворення й розкладання NO, який обумовлений особливостями саме дифузійного горіння після закінчення впорскування палива.

Таким чином, закономірності утворення NO у дизелях можна обґрунтувати тільки враховуючи особливості передполум'яного перетворення вуглеводневих палив, ініціювання реакцій активними частинками, які дифундують із фронту полум'я, зміни під час згоряння механізму переважного розвитку реакцій. У зв'язку з цим виділимо три характерні періоди згоряння: протягом затримки спалахування, у процесі паливоподачі та після її завершення. Вище ці періоди було розглянуто.

Зупинимося на зв'язку цих особливостей з утворенням NO.

Період затримки спалахування й початкового спалаху має свою специфіку. При розвитку паливного струменя біля його ущільненого осьового потоку формується порівняльно розріджена оболонка, до якої зносяться загальмовані краплі та пара палива. По мірі випаровування крапель у цій зоні струменя підвищується концентрація пари палива та відбувається її передполум'яне термохімічне перетворення. Максимальна температура пари змінюється тут від критичної температури фазового переходу рідкого палива у пару (для дизельного палива вона дорівнює 700…725 К) до температури повітряного заряду, яка у цей період звичайно не перевищує 1000 К. В такому діапазоні температур процес передполум'яного перетворення молекул палива розвивається за схемою ланцюгових реакцій із виродженим розгалуженням у два етапи. На першому етапі відбувається розпад та початкове окислення вуглеводнів за схемою нерозгалужених ланцюгових реакцій з утворенням нестійких проміжних продуктів – гідроперекисів ROOH та альдегідів RCHO. На другому етапі у результаті розпаду

або бімолекулярної взаємодії гідроперекисів й альдегідів відбувається спонтанне збільшення кількості активних часток R, OH, H, O, що призводить до швидкого розгалуження ланцюгових реакцій, виникнення багатьох крапкових вогнищ спалахування, які підпалюють активовану парову оболонку струменя. У результаті швидко вигоряє основна маса пари палива й спостерігається значне та різке зростання швидкості тепловиділення.

Вихід NO у період початкового спалаху [27] пов'язаний в основному з утворенням та перетворенням ціанів та амінів під час передполум'яних реакцій. У момент розпаду молекул гідроперекисів й альдегідів поблизу них створюється підвищена концентрація активних частинок, які продовжують реакції окислення та інших вуглеводнів, а також реагують з азотом за типом реакцій (4.70)…(4.73). В оболонці струменя накопичуються ціани, аміни, атоми H. Якщо у паливі міститься азот, то до ціанів та амінів, отриманих в реакціях (4.70)…(4.73), додаються аналогічні молекули, що утворюються при розпаді азотовмісних сполук палива. До виникнення полум'я поява оксидів азоту маловірогідна. По-перше, поки у суміші ще присутні вуглеводні, головні окислювачі – гідроксильний радикал OH та атомарний кисень O – легше реагують з ними, ніж із малоатомними молекулами. По-друге, при температурі 1000 К однаково велику константу швидкості (порядку 10^{13} $см^3/(моль \times с)$ мають як окислюючі (N + OH ® NO + H), так і оновлюючі (N + NO ® N_2 + O) реакції. За термін спалаху при різкому підвищенні локальних температур та концентрацій активних частинок у зоні горіння та близько неї відбувається швидке перетворення ціанів, амінів та атомів N з утворенням оксиду азоту. Вихід NO у цей період залежить в основному від тривалості затримки спалахування, кількості палива, яке перейшло до фази пари, хімічного складу палива та заряду циліндрів.

Після спалаху та вигоряння пари палива, що утворилася за період затримки спалахування, суцільний фронт полум'я, який охопив оболонку струменя, розпадається на окремі вогнища горіння біля загальмованих крапель, а також близько локальних скупчень рідкого палива (наприклад, у пристінних зонах). Коли продовжується впорскування палива та розвиваються паливні струмені, зростає кількість вогнищ горіння та масова швидкість аж до другого максимуму поряд з моментом завершення паливоподачі.

Високотемпературний фронт (що світиться) дифузійного полум'я розташовується у шарі з коефіцієнтом надлишку повітря α = 0,6…0.9 [27]. Вигоряння палива тут не може бути повним. Навіть із зони стехіометричного складу (α = 1), де теоретично повинно закінчуватися горіння, до навколишнього середовища надходять ще, крім неспаленого CO, інші продукти неповного згоряння, в тому числі активні частинки (радикали).

В цих умовах змінюється пріоритетний шлях утворення NO. У зв'язку із невеликою товщиною зазору між поверхнею рідкого палива та фронтом полум'я (3 – 5 радіусів краплі), величезним градієнтом температур, великою швидкістю дифузії та хімічних перетворень у цьому зазорі роль розглянутого вище ціано-амінового механізму створення NO стає несуттєвою. Визначальну роль починають відігравати процеси утворення "швидкого"NO у фронті палива та, особливо, у приєднаному до нього активованому зовнішньому шарі суміші, що зберігає ще досить високу температуру. Вихід NO у цей період залежить від швидкості генерації активних частинок (пропорційної швидкості згоряння), концентрації окислювача й продуктів неповного згоряння у післяполум'яновій зоні, співвідношення швидкостей утворення й оновлення NO та інших конкуруючих з ними реакцій споживання окислювача.

Після завершення впорскування палива зупиняється гідродинамічний розвиток паливних струменів й маломасштабна турбулентність, що генерується при їх русі біля вогнищ горіння. Загальмовані краплі рухаються разом з крупномасштабними турбулентними вихорами в об'ємі КЗ або розподілені на її стінках. Навкруги локальних вогнищ полум'я створюється підвищена концентрація продуктів згоряння з малим вмістом кисню. Швидкість згоряння, а тому й генерація активних частинок швидко зменшуються. Посилюється конкуренція у вживанні кисню продуктами неповного згоряння. Важливим фактором, що впливає на вихід NO, стає процес утворення та вигоряння сажі. Розпечена частинка сажі виступає як активний відновлювач, що адсорбує на своїй поверхні кисневмісні молекули, вступаючи із ними в реакції:

$$2C + O_2 = 2CO$$

$$CO + CO_2 = 2CO$$

$$C + H_2O = CO + H_2$$

$$2C + 2NO = 2CO + N_2$$

У зв'язку з цим після завершення розвитку паливних струменів у зонах, що примикають до полум'я, зменшується витрата кисню на окислення азоту повітря, прискорюється рекомбінація атомів N та реакція N + NO ® N_2+ O, а в об'ємі КЗ йде інтенсивне відновлення NO сажею. У результаті швидкість утворення NO швидко падає й через 30…40 град. після ВМТ стає навіть негативною.

Запропонована вище феноменологічна модель утворення NO у циліндрі дизеля підтверджується багатьма спостереженнями та пояснює явища, що можуть залишитися незрозумілими.

Вона дозволяє перейти до математичного опису закономірностей утворення NO у циліндрі дизеля.

При цьому використаємо наведені вище закономірності випаровування та згоряння палива у дизелях.

Швидкість ланцюгової реакції у загальному випадку можна подати у вигляді [21]

$$d[C]/d\tau = \kappa \times [A]^m \times n_c, \qquad (4.76)$$

де κ – константа швидкості реакції; [A], [C] – концентрації вихідної речовини та продуктів реакції; m – порядок реакції за речовиною A; n_c – концентрація активних частинок (радикалів).

Зміна концентрації активних часток:

$$dn_c/d\tau = \omega_0 + fn_c - gn_c, \qquad (4.77)$$

де ω_0, fn_c, gn_c – відповідно швидкості зародження, розгалуження та обривання ланцюгів.

Оскільки пріоритетний механізм утворення NO змінюється залежно від періоду горіння та зони полум'я, врахуємо такі особливості.

У період спалаху пріоритетну роль в утворенні NO відіграють ціани та аміни, що утворюються у передполум'яній зоні за реакціями (4.70)…(4.73). Їх ініціюють продукти розпаду вуглеводнів, гідроперекисів та альдегідів. Розглядаємо, що у такому випадку концентрація активних частинок пропорційна швидкості випаровування палива, тобто $n_c = \kappa \times \lfloor B_ц/V \rfloor d\sigma_{вип}/d\tau$, де $B_ц$ – циклова подача палива; $\sigma_{вип}$ – доля палива, що випарилося. З урахуванням цього, згідно рівнянню (4.76), отримуємо:

$$d\left[M_{\text{ЦА}_{\text{пов}}}/V\right]/d\tau = \kappa_1\left[M_{\text{N}_2}/V\right]^m\left[B_{\text{ц}}/V\right]d\sigma_{\text{вип}}/d\tau \qquad (4.78)$$

де $M_{\text{ЦА}_{\text{пов}}}$ – маса ціан-амінів, що утворилися із атома повітря; M_{N_2} – маса азоту, яка утворилася із атома повітря.

У кінці спалаху частка палива, що випарилася, $\sigma_{\text{вип}1}$, тоді як частка палива, що вигоріла, $x_1 = \psi_0\sigma_{\text{вип}1}$, де $\psi_0 = 0{,}9\ldots0{,}95$. Ігноруючи у даному випадку зміну об'єму циліндра поблизу ВМТ, приймаємо V рівним об'єму камери стиску V_c. Загальна маса ціан-амінів, що утворилися за перший період:

$$M_{\text{ЦА}_{\text{пов}}} = \kappa_1'\left[M_{\text{N}_2}/V_c\right]^m B_{\text{ц}}x_1 \qquad (4.79)$$

При спалаху ціан-аміни утворюють, або оновлюють NO, за реакціями типу (4.74)…(4.75). Швидкість утворення NO пропорційна швидкості вигоряння ціан-амінів, тобто загальній швидкості згоряння:

$$dM_1/d\tau = c_1\left[M_{N_2}/V_c\right]^m \times B_{\text{ц}}\, dx/d\tau, \qquad (4.80)$$

а маса NO, що утворилася за цим механізмом до кінця спалаху:

$$M_1 = c_1\left[M_{\text{N}_2}/V_c\right]^m \times B \times x_1, \qquad (4.81)$$

де c_1 – коефіцієнт пропорційності, що залежить в основному від складу палива та домішок до палива або складу заряду циліндра.

Після спалахування пріоритетним стає механізм утворення NO за реакціями типу (4.66), (4.67), (4.69) у післяполум'яній зоні (у шарі свіжого заряду, який приєднується до фронту полум'я) під діянням дифундуючих сюди активних часток (радикалів).

Елементарна порція активних часток, що ввійшла у зону верхньої границі (із фронту полум'я), ініціює ланцюгові реакції перетворення продуктів неповного згоряння та азоту повітря по мірі дифузії цих частинок до нижньої границі зони. На цій границі концентрація активних частинок і температура газів знижуються до критичних меж, за якими утворення NO зневажливо мале. На нижній границі досягається баланс:

$$dn_c/d\tau = \delta \times\left[B_{\text{ц}}/V_c\right]\, dx/d\tau - g_{\text{н.з}}n_c - g_{\text{NO}}n_c = 0, \qquad (4.82)$$

де δ – коефіцієнт, який враховує вихід активних частинок із полум'я у післяполум'янову зону, а також їх рекомбінацію;

g_{NO}, $g_{н.з}$ – фактори, пропорційні часткам активних частинок, які беруть участь у реакціях утворення та у конкуруючих реакціях з продуктами неповного згоряння палива.

За оцінками [27], частка продуктів неповного згоряння, що виходять із фронту полум'я, залежить від коефіцієнта надлишку повітря при згорянні α, долі випаленого палива x та швидкості згоряння. У даному випадку можна прийняти

$$g_{н.з} \times n_c = \left[B_ц / V_c\right] \times \left(A_2 x / (\alpha - x)\right) dx / d\tau.$$

З урахуванням цього, використовуючи залежності (4.76), (4.82), отримаємо вираз для швидкості утворення NO із азоту повітря у післяполум'яновій зоні:

$$dM_2 / d\tau = c_2 \left[M_{N_2} / V_c\right]^m \times B_ц \times \left[1 - A_2 x / (\alpha - x)\right] dx / d\tau. \qquad (4.83)$$

Частка NO, що утворилася, оновлюється палаючою сажею та деякими продуктами неповного згоряння. Це складний та невивчений сповна процес. Для спрощення розрахунку врахуємо вплив даного фактора шляхом введення коефіцієнта пропорційності A_2. За багатьма спостереженнями [27], [10], швидкість утворення NO знижується до нуля вже через 30…50 град. після ВМТ, а потім стає навіть негативною. Віднесемо це за рахунок сажі та інших продуктів неповного згоряння, здатних оновлювати NO. Визначимо, що до моменту $dM_2 / d\tau = 0$ вигоріла частка циклової порції палива x_2. Тоді, інтегруючи рівняння (4.83), отримуємо сумарну масу NO, що утворилася за розгляданим механізмом:

$$M_2 = c_2 \left[M_{N_2} / V_c\right]^m \times B_ц \times \left[x_2 - A_2 \left(\alpha \lg \frac{\alpha}{\alpha - x_2} - x_2\right)\right]. \qquad (4.84)$$

Коефіцієнт пропорційності c_2 залежить в основному від умов згоряння, які впливають на протяжність післяполум'яної зони, температури заряду, інтенсивності та масштабу турбулентності заряду, якості розпилювання палива та ін.

Якщо у паливі містяться азотисті сполуки, вони утворюють NO за описаним вище ціан-амінним механізмом на всьому терміні випаровування й вигоряння палива до моменту x_2. Оскільки у такому випадку ціани-аміни утворюються при розпаді молекул палива у передполум'яновій зоні, меха-

нізм утворення “паливного” NO по ходу згоряння практично не змінюється. Аналогічно формулам (4.78)…(4.81) можна записати для паливного NO:

$$d\left[M_{\text{ЦА}_{\text{пов}}}/V\right]/d\tau = \kappa_2\left[B_{\text{ц}}/V_c\right]d\sigma_{\text{вип}}/d\tau; \tag{4.85}$$

$$dM_3/d\tau = c_3 \cdot B_{\text{ц}} \cdot dx/d\tau; \tag{4.86}$$

$$M_3 = c_3 \cdot B_{\text{ц}} \cdot x_2, \tag{4.87}$$

де c_3 – емпіричний коефіцієнт, який залежить від процентного вмісту азоту у паливі й інших факторів.

Підкреслимо, що “паливний” NO ≈ 0,1 “швидкого” NO, тому наближення, яке дозволяють зробити формули (4.85)…(4.87), достатньо для прогнозування сумарних викидів NO_x з ВГ дизелів.

Для перевірки адекватності описаної математичної моделі утворення NO у дизелях можна скористатися надрукованими результатами експериментальних досліджень впливу на викиди оксидів азоту кута випередження впорскування палива та тиску наддуву дизеля ЧН21/21 при незмінній частоті обертання (1500 хв$^{-1}$) та циклової подачі палива [27] (рис.4.8). Там же наведені характеристики тепловиділення, що дозволяє пов’язати з ними виявлені закономірності утворення NO. Розрахунок вели за формулами (4.81), (4.84) при незмінних значеннях коефіцієнтів c_1, c_2 й порядку реакцій з азотом повітря m = 0,5.

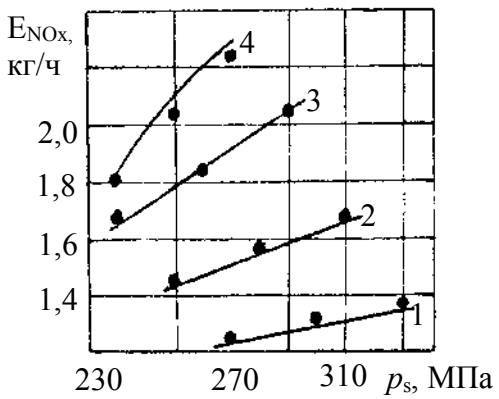


Рисунок 4.8 – Вплив тиску наддуву p_s на масовий викид оксидів азоту при різних кутах випередження впорскування палива Θ:

1 – Θ = 18 град. П.К.В.;
2 – Θ = 20 град. П.К.В.;
3 – Θ = 22 град. П.К.В.;
4 – Θ = 24 град. П.К.В.;
—— – досліди; • – розрахунки

Як бачимо із рис.4.8, розрахунок за математичною моделлю М.Ф. Разлєйцева з високою достовірністю відображає виявлені в експерименті закономірності та якісні характеристики викидів з ВГ дизеля.

За вказаною методикою при тих же значеннях c_1, c_2, m було оброблено результати інших досліджень, у яких поряд з показниками токсичності також наведені характеристики тепловиділення (табл.4.3) [27].

Як бачимо, навіть при значній зміні розмірності, швидкохідності, ступеня форсування та режимів роботи дизелів розходження розрахункових та досвідних даних щодо масового викиду NO за цикл на один циліндр не перевищує 20 %, що знаходиться у межах сумарної точності експериментального визначення концентрації NO у ВГ та оцінки показників, що входять до формул (4.81), (4.84).

Таблиця 4.3 – Характеристики тепловиділення та викидів NO_x у дизелях

Марки дизелів	n, $хв^{-1}$	p_e, МПа	$V_c \times 10^3$, $м^3$	$B_c \times 10^3$, кг/цикл	α	x_1	x_2	$M_{NOx} \times 10^6$, кг/цикл		Література
								розрах.	дослід.	
2ЧН10,5/12	1800	0,585	0,070	0,0146	1,75	0,45	0,90	2,6	2,7	[65]
6ЧН12/14	2000	1,120	0,109	0,114	2,01	0,15	0,81	7,1	7,8	
	1600	1,280	0,109	0,120	1,55	0,24	0,88	11,2	11,5	
1Ч13/14	1750	0,630	0,133	0,082	1,54	0,46	0,83	4,9	5,1	[66]
1Ч14/14	1500	1,230	0,177	0,167	2,23	0,19	0,83	8,5	8,2	[68]
	1500	0,920	0,177	0,125	2,71	0,25	0,80	6,8	6,7	
	1500	0,610	0,177	0,092	2,74	0,30	0,88	5,1	4,2	
6Ч15/18	1500	0,420	0,227	0,092	2,26	0,45	0,90	6,1	7,2	[67]
1Ч16/17	2000	1,037	0,250	0,265	1,73	0,20	0,63	11,5	13,0	[64]
6ЧН31,8/33	750	0,900	2,000	1,510	2,07	0,15	0,72	55,0	56,0	[69]
	480	0,670	2,000	1,060	2,45	0,35	0,82	60,0	58,0	
	480	0,530	2,000	0,845	2,58	0,40	0,87	49,0	51,0	

Узагальнюючи, підкреслимо, що процес утворення оксидів азоту у дизелях відрізняється рядом специфічних особливостей, які визначаються умовами вигоряння розпиленого палива. Механізм такого процесу тісно пов’язаний з кінетикою багатостадійного передполум’яного перетворення вуглеводнів палива, з ініціюванням хімічних реакцій активними частинками (радикалами), які дифундують із фронту полум’я, з оновленням NO палаючою сажею та іншими продуктами неповного згоряння. Пріоритетний механізм утворення NO змінюється за ходом процесу.

Викладена математична модель процесу утворення NO базується на

математичній моделі динаміки випаровування та згоряння у дизелях, що наведена вище.

Все це дозволяє досить точно й просто розраховувати й прогнозувати емісію оксидів азоту за характеристиками тепловиділення.

4.1.2.5. ***Рівняння динаміки утворення й вигоряння сажі у циліндрі дизеля***

Відомо, що на експлуатаційних режимах горіння палива у дизелі може супроводжуватися інтенсивним утворенням та вигорянням сажових частинок, що, крім екологічної небезпеки, збільшує теплові втрати та теплонапруженість двигуна.

Складність процесу згоряння та труднощі реєстрації локальних концентрацій сажі є причинами того, що закономірності, особливо кінетики сажоутворення у дизелі, ще недостатньо вивчені.

Це обумовлено значною складністю механізму утворення сажі при горінні розпиленого рідкого палива у циліндрі дизеля, тобто в умовах гетерогенності системи й надкритичних для палива параметрів середовища у КЗ, що визначально впливають на характеристики сажоутворення.

Нижче викладається розроблена в НТУ “ХПІ” професором М.Ф. Разлєйцевим фізико-хімічна та математична моделі утворення й вигоряння сажових частинок у циліндрі дизеля, при складанні якої використані математичні моделі процесів випаровування та горіння розпиленого палива, наведені вище у цьому ж розділі підручника.

Нагадаємо, що там докладно розглянуто структуру полум’я та кінетичну модель вигоряння палива у дизелях. Після початкового спалаху дрібних крапель та вільних парів палива, особливо після закінчення впорскування, горіння відбувається, головним чином, у фронті полум’я, що охоплює парову оболонку окремих крапель, які випаровуються, або локальних скупчень рідких частинок палива. Одночасно з цим може ще горіти пара палива (знесена відносним повітряним потоком з поверхні швидко пролітаючих крапель), а також продукти неповного згоряння палива, які утворилися раніше. При цьому сажові частинки утворюються переважно двома шляхами:

- ✓ у результаті ланцюгового деструктивного перетворення молекул палива, що дифундують від поверхні крапель до фронту полум’я;
- ✓ внаслідок високотемпературної термічної полімеризації й дегід-

рогенізації парорідинного ядра крапель, які випаровуються.

Розглянемо механізм утворення сажі у дизелях першим способом. У зв'язку з дефіцитом кисню у зоні горіння факела розпиленого палива сферичний фронт полум'я, що охоплює палаючу краплю, віддалений від її поверхні й відбувається у зоні оболонки пари, де коефіцієнт надлишку повітря $\alpha < 1$. Завдяки високій температурі фронту полум'я (2500…2800 К) температура пари палива, що дифундує від поверхні краплі у зону горіння, швидко збільшується від критичної до температури полум'я. У цих умовах молекули пари палива зазначають значні деструктивні зміни. У початковій стадії процесу основну роль відіграє термічний розпад молекул палива з утворенням активних частинок – вільних радикалів та атомів. Такі частинки, взаємодіючи з молекулами вуглеводнів, поглиблюють розпад та дегідрогенізацію (відщеплення атома водню) молекул палива, наприклад за схемою:

$$\left.\begin{aligned} &R + C_nH_m \;®\; RCH_3 + C_{n-1}H_{m-3} \\ &R + C_nH_m \;®\; RH + C_nH_{m-1} \end{aligned}\right\} \qquad (4.88)$$

У результаті подібних процесів і реакцій як проміжні продукти утворюються вуглеводні з меншою молекулярною масою, ніж вихідні молекули, наприклад ацетилен C_2H_2 та інші, значно дегідрировані вуглеводні. Сягаючи зони горіння, яка характеризується високими температурами, великою концентрацією активних частинок й недоліком кисню, ці вуглеводні та вільні радикали зазнають нові перетворення, які й призводять до їхнього повного або часткового окислення, а також до утворення сажових частинок шляхом одночасних процесів полімеризації й дегідрогенізації:

$$\left.\begin{aligned} &OH + C_2H_2 \;®\; C_2H + H_2O \\ &C_2H + C_2H_2 \;®\; C_4H_2 + H \\ &C_4H_2 + C_2H \;®\; C_6H + H_2 \end{aligned}\right\} \qquad (4.89)$$

Сажеві ядра C_6H, що виникли, потім асоціюють у більш крупні частинки сажі.

Приблизно таким чином утворюється сажа й при вигорянні вільних,

зірваних із поверхні крапель, пари палива, хоча їхня роль у сажоутворенні менша, ніж палаючих крапель через меншу частку такої пари і, меншої концентрації молекул палива та активних частинок у зоні реакцій.

Другий шлях сажоутворення через полімеризацію ядра краплі, можна вважати, характерний для горіння розпиленого рідкого палива у циліндрі дизеля. У зв'язку з тим, що температура й тиск тут вище критичних для палива (у дизельних палив $p_{кр}$ = 1,5…1,7 МПа, $T_{кр}$ = 700…725 К), поверхневий шар краплі, яка охоплена полум'ям, швидко прогрівається до температури, близької до критичної, й ця температура майже не змінюється протягом значного терміну часу існування краплі.

На початковій стадії випаровування краплі температура усередині неї нижча, ніж на поверхні, що типово для крапель, які випаровуються при високій температурі й малій відносній швидкості повітря [21]. Внаслідок теплопровідності, а також інтенсивного випромінювання полум'я, яке охоплює краплю, підведення теплоти до її поверхні перевищує витрати на пароутворення. Це викликає поступове прогрівання ядра краплі аж до критичної температури. Оскільки швидкість дифузії пари палива обмежена, крапля, підігріта до критичної температури, вірогідно, не випаровується (не зникає) миттєво, а залишається визначений час концентрованим парорідинним утворенням. Підведення теплоти, що продовжується, підвищує температуру й тиск у ньому до надкритичної температури й тиску. В таких умовах у ядра краплі інтенсивно проходять процеси фракціонування речовини, що сприяють зростанню концентрації у ядрі важких та ароматичних вуглеводнів, процеси полімеризації молекул вуглеводнів з інтенсивною дегідрогенізацією, а також дифузії з поверхні краплі легких вуглеводнів та водню. У результаті цього після випаровування та неповного згоряння рідкої краплі на її місці залишається сажова частинка.

Паралельно з утворенням сажі відбувається її горіння, а точніше догоряння частки вуглеводню. При цьому, здається, не обов'язково, щоб частка палива потрапляла у зону з достатньою кількістю кисню, оскільки у циліндрі дизеля при високих температурах й підвищених локальних концентраціях продуктів згоряння (поряд із безпосередньою взаємодією вуглецю з киснем за реакціями $C + O_2 = CO_2$ $2C + O_2 = 2CO$) значну роль може відігравати взаємодія вуглецю з вуглекислим газом на поверхні сажової частинки типу $C + CO_2 = 2CO$ із наступним догорянням CO у зонах,

що містять кисень.

З урахуванням всього висловленого зміну концентрації сажі в об'ємі циліндра у загальному вигляді опишемо рівнянням:

$$\frac{d[C]}{d\tau} = \left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)_{\text{кін}} + \left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)_{\text{пол}} + \left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)_{\text{виг}} + \left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)_{V}. \qquad (4.90)$$

У правій частині рівняння (4.90) перший доданок враховує утворення сажі у полум'ї (тобто кінетичним шляхом), другий – внаслідок полімеризації ядра крапель, третій та четвертий враховують зменшення концентрації сажі відповідно у результаті її вигоряння та зміни об'єму циліндра.

Для опису швидкості утворення сажі у полум'ї використовуємо кінетичні рівняння розгалужених ланцюгових реакцій (4.43), (4.44), які запропоновано вище. У даному випадку швидкість зміни концентрації активних центрів реакцій подамо у вигляді [21]

$$dn/d\tau = \omega_0 + f \rangle n - g' \rangle n - c \rangle n = \omega_0 + \varphi \rangle n - c \rangle n. \qquad (4.91)$$

Тут ω_0, $f \rangle n$, $g' \rangle n$ – відповідно швидкості зародження, розгалуження та обривання ланцюгів; $c \rangle n$ – доданок, введений для визначення швидкості витрати активних центрів основної реакції горіння на побічні відгалуження ланцюгів, які призводять до утворення сажових частинок; c – фактор автоприскорення побічного відгалуження ланцюгів.

Сажоутворення посилюється при збагаченні горючої суміші у циліндрі дизеля ($\alpha < 1$), коли утворюються сприятливі умови для взаємодій поміж собою молекул і радикалів вуглеводнів, що ведуть до утворення ацетилену, полімеризації й дегідрогенізації молекул. У збіднілих сумішах ($\alpha > 1$) ці процеси утруднені, оскільки посилюється роль реакцій за участю кисню, які перешкоджають зародженню сажових частинок. Тому автоприскорення процесу сажоутворення залежить від відносного перевищення нижньої концентраційної межі $[A]_{\text{меж}}$ зародження сажових частинок. За аналогією із виразом (4.45) для фактора c можна прийняти залежність:

$$c = \kappa_{\text{ш}}[A] \rangle \left(1 - [A]_{\text{меж}} / [A]\right) = \kappa_{\text{ш}}[A] \rangle \upsilon, \qquad (4.92)$$

де $\kappa_{\text{ш}}$ – константа швидкості відгалуження ланцюгів; $[A]_{\text{меж}}$ – мінімальна (гранична) концентрація пари палива, при якій ще можливе сажоутворення.

Середнє відношення $[A]_{меж}/[A]$, визначене для парових оболонок палаючих крапель, очевидно, мало залежить від параметрів стану заряду у циліндрі та характеристик розпилювання палива, тому можна взяти $\upsilon_{сер}$ = const.

Приймаємо швидкість сажоутворення у зоні горіння пропорційною швидкості побічних відгалужень основних ланцюгів:

$$\left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)_{кін} = B \times c \times n. \qquad (4.93)$$

Визначаючи n із рівняння (4.43) та підставляючи отримане значення у рівняння (4.93), з урахуванням (4.92), маємо:

$$\left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)_{кін} = B \times \frac{\kappa_{ш}}{\kappa} \times \upsilon_{ш_1}[A]_0 \frac{dx}{d\tau} = B_1 \times \frac{G_{ц}}{V} \times \frac{dx}{d\tau} \qquad (4.94)$$

де B_1 – коефіцієнт пропорційності.

Швидкість сажоутворення шляхом полімеризації ядра краплі вважаємо пропорційною швидкості зникнення рідких крапель внаслідок їхнього повного випаровування:

$$\left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)_{пол} = B_2 \times \delta \times \frac{G}{V} \times \frac{dS}{d\tau}. \qquad (4.95)$$

Тут: B_2 – коефіцієнт пропорційності; δ – доля маси краплі, яка перетворюється у сажове ядро; G – маса розпиленого палива; S – об'ємна (масова) доля крапель, діаметр яких менше $d_{поч}$; визначається формулою Розина-Раммлера:

$$S = 1 - \exp\left[-\left(d_к / a_m\right)^{n_p}\right],$$

де $d_к$ – діаметр крапель; a_m – константа розміру, що характеризує мілкість розпилювання; n_p – константа розподілення, яка характеризує однорідність розпилювання (залежить від конструкції розпилювача та тиску впорскування; для дизельних форсунок n_p = 2…3 [21]). Константа a_m може бути обчислена за формулою (4.42) при відповідному визначенні коефіцієнта $E_к$; $d_к$ – початковий діаметр крапель, що випаровуються повністю за час τ, згідно з залежністю Срезневського (4.21), $d_к^2 = K \times \tau$; для дизельних палив, що випаровуються при надкритичних параметрах середовища, можна при-

близно вважати $K = 10^{-6}/p_c$ (p_c – тиск у кінці умовно подовженого до ВМТ стиску, МПа).

На ділянці паливоподачі маса повністю випарених крапель, а тому – й маса сажі, що утворилася у результаті полімеризації ядра крапель, ще невелика. Тому без суттєвої похибки можна записати спрощені вирази:

$$G \approx \frac{G_{\text{ц}}}{\tau_{\text{впр}}}\tau_i; \qquad \frac{dS}{d\tau} \approx \frac{S}{\tau_1}. \tag{4.96}$$

Тут τ_1 – поточний час від початку впорскування палива; $\tau_{\text{впр}}$ – загальна тривалість впорскування палива.

З урахуванням цього для ділянки паливоподачі

$$\left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)'_{\text{пол}} = B_2' \times \delta \times \frac{G_{\text{ц}}}{V} \times \frac{S}{\tau_{\text{впр}}}. \tag{4.97}$$

На ділянці після закінчення вприскування палива $G = G_{\text{ц}}(1 - x_к)$, де $x_к$ – частка палива, що вигоріла до кінця його подачі. Підставляючи значення G у рівняння (4.95), а також диференціюючи функцію S у цьому виразі за часом, маємо:

$$\left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)''_{\text{пол}} = B_2''\delta(1 - x_к)\frac{G_{\text{ц}}}{V}\frac{n_p}{2}\left(\frac{\sqrt{\kappa \times \tau_2}}{a_m}\right)^{n_p}\frac{1}{\tau_2}\exp\left[-\left(\frac{\sqrt{\kappa \times \tau_2}}{a_m}\right)^{n_p}\right] \tag{4.98}$$

де τ_2 – поточній час від кінця подачі палива у циліндр.

Для оцінки швидкості вигоряння сажі у циліндрі дизеля використаємо експериментальні дані [45]. Дослідження показали, що швидкість горіння вуглеводневих сфер у повітрі, які рухаються, залежить від швидкості хімічних реакцій на поверхні вуглецю, а також від швидкості взаємної дифузії кисню та продуктів згоряння біля поверхні сфери. Якщо температура поверхні палаючої вуглецевої частинки T_s велика (більша 1600 К), лімітуючим процесом є дифузія. У цих умовах швидкість реакції мало залежить від температури поверхні частки T_s; вона приблизно пропорційна парціальному тиску кисню у навколишньому газі p_{O_2} й суттєво залежить від швидкості газового потоку v:

$$\omega \approx p_{O_2}^{m_1} \times T_s^{m_2} \times v^{m_3} \times d^{-1}, \tag{4.99}$$

де d – діаметр частинки. За даними роботи [45], m_1 = 0…1,0; m_2 = 0…0,5 (при T > 1600 К); m_3 = 0,4…0,5 .

Для розповсюдження цих даних на процес сажовигоряння у циліндрі дизеля приймаємо такі припущення:

✧ середній статистичний діаметр частинки не залежить від режиму роботи й конструкції двигуна, тобто $d_{\text{сер.}}$ = const;

✧ оскільки на поверхні частинки можливі не тільки реакції вуглецю з киснем, а і з вуглекислим газом, вільними радикалами чи атомами, швидкість горіння сажі пропорційна загальному тиску у циліндрі p;

✧ оскільки температура газів у циліндрі та на поверхні палаючої сажової частинки велика, вона мало впливає на швидкість згоряння і цей вплив можна врахувати посередньо при виборі величини показника m_1, бо зміни T, p узгоджені;

✧ з урахуванням наведених даних та попереднього припущення приймаємо m_1 = 1, m_2 = 0; вважаємо також, що $v \sim n$, а m_3 = 0,5, де n – частота обертання колінчастого вала.

Тоді швидкість вигоряння сажі у циліндрі дизеля:

$$\left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)_{\text{виг}} = B_3 \times n^{0,5} \times p[C], \tag{4.100}$$

де $[C]$ – поточна концентрація сажі в об’ємі циліндра.

Швидкість зміни концентрації сажі в циліндрі також залежить від швидкості зміни його об’єму. Оскільки $[C] = C/V$, то

$$\frac{d[C]}{d\tau} = \frac{1}{V} \times \frac{dG}{d\tau} - \frac{1}{V^2} \times C \times \frac{dV}{d\tau}.$$

Другий доданок враховує зміну об’єму, тому

$$\left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)_V = B_4[C] \times 6 \times n \times \frac{dV/d\varphi}{V}, \tag{4.101}$$

де B_4 – коефіцієнт, який враховує те, що швидкість зміни локальної концентрації сажі із збільшенням об’єму циліндра може бути й менша, ніж швидкість зміни всього об’єму циліндра.

Для перевірки адекватності кінетичного рівняння утворення та вигоряння сажі у циліндрі дизеля за формулами (4.90), (4.94), (4.97), (4.98), (4.100), (4.101) були відпрацьовані експериментальні дані щодо зміни від-

носної концентрації сажових частинок у циліндрі дизеля.

Отримані результати наведені на рис.4.9; рис.4.10.

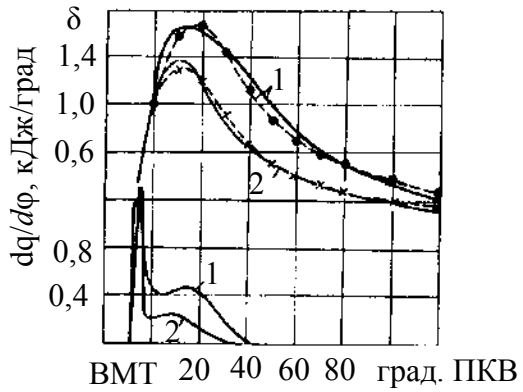


Рисунок 4.9 – Характеристики тепловиділення та відносної сумарної концентрації сажових частинок у циліндрі дизеля 1NVD-36 при p_e = 0,58 МПа *(крива 1) та* p_e = 0,234 МПа *(крива 2);* n = 360 хв$^{-1}$*;*
——— експеримент [21]; —•— та
—×— розрахунки по формулі (4.90)

Коефіцієнти пропорційності підраховувалися за експериментальними характеристикам токсичності.

Адекватність математичної моделі сажоутворення можна оцінити як задовільну; це ж стосується й характеристик тепловиділення.

Рис.4.10, нарешті, містить дуже важливу інформацію щодо структури як процесів, що обумовлюють викиди сажі, так і внески кожного такого процесу у сумарний викид NO_x.

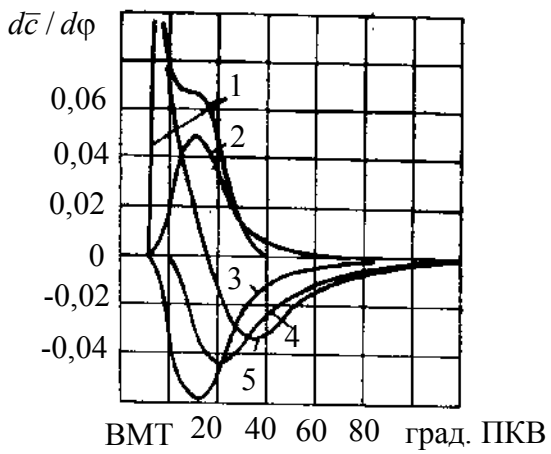


Рисунок 4.10 – Структура та динаміка зміни відносної концентрації сажових частинок у циліндрі дизеля 1*NVD*-36 *при* p_e = 0,58 МПа *та* n = 360 хв$^{-1}$*;*
$B_1 = 4\times10^{-3}$; $B_2' \cdot \delta = 1{,}7\times10^{-3}$;
$B_2'' \cdot \delta = 2{,}8\times10^{-3}$; $B_3 = 31\times10^{-6}$;
$B_4 = 0{,}75$;
1 – $\left(\overline{dC}/d\varphi\right)_{кін}$; 2 – $\left(\overline{dC}/d\varphi\right)_{пол}$; 3 – $\left(\overline{dC}'/d\varphi\right)_{виг}$; 4 – $\left(\overline{dC}/d\varphi\right)_{виг}$; 5 – $\left(\overline{dC}/d\varphi\right)_{\Sigma}$

Перерахунок відносної на абсолютну концентрацію сажі у циліндрі можна виконати, виходячи з того, що утворення й вигоряння сажі до початку випуску практично закінчуються. Тоді уточнюють коефіцієнти пропорційності B_1, B_2, B_3, B_4 за сажевмістом у кінці процесу розширення, дорі-

внюючи його до сажовмісту сажі у ВГ, що визначається при ековипробуваннях дизеля.

При використанні отриманої математичної моделі для прогнозування сажоутворення, наприклад при роботі конкретного дизеля на різних режимах , при форсуванні чи тривалих випробуваннях немає потреби змінювати означені коефіцієнти.

Контрольні запитання та завдання

1. Обґрунтуйте необхідність математичного моделювання процесів токсидоутворення у ДВЗ.
2. Які токсиди піддаються математичному моделюванню? Обґрунтуйте, чому сьогодні неможливо розробити математичні моделі процесів утворення й викидів неспалених вуглеводневих сполучень й канцерогенних речовин у ВГ двигунів?
3. Які різновиди монооксиду азоту утворюються у ДВЗ?
4. Сформулюйте принципи створення математичної моделі процесу утворення NO “термічного” типу у бензинових ДВЗ.
5. Які спрощення вносяться у математичну модель попереднього процесу?
6. Наведіть основні хімічні реакції процесу утворення NO_x у бензиновому двигуні.
7. Проаналізуйте впливові фактори за диференційним рівнянням для розрахунку швидкості утворення NO_x у КЗ бензинових ДВЗ.
8. Яке рівняння закону згоряння бензину у ДВЗ використовується при математичному моделюванні процесу утворення NO_x в бензинових двигунах?
9. Як впливає температура в зоні продуктів згоряння на викид NO?
10. Сформулюйте особливості розрахункового визначення викидів “швидких” оксидів азоту.
11. Обґрунтуйте необхідність урахування процесів випаровування та згоряння при математичному моделюванні токсидоутворення (NO_x, сажа) у дизелі.
12. Проаналізуйте впливові фактори за рівняннями, що описують процес випаровування палива у циліндрі дизеля.

13. Поясніть особливості змін швидкості вприскування та середнього діаметра крапель дизельного палива у циліндрі протягом процесу паливоподачі.

14. Обґрунтуйте мотиви використання сучасних кінетичних підходів та рівнянь при описі фізико-хімічних процесів сумішоутворення та згоряння палива у дизелях.

15. Чому недоцільно використовувати методи розрахунків процесів згоряння газоподібних палив для умов дизелів?

16. Поясніть впливові фактори за закономірностями, що описують процес згоряння у дизелях.

17. Чому треба враховувати дифузійність згоряння у циліндрі дизеля?

18. Проаналізуйте ланцюгові хімічні реакції окислення азоту у високотемпературному середовищі КЗ дизеля.

19. Поясніть особливості механізмів утворення NO у дизелях.

20. Поясніть особливості математичного моделювання “паливного” та “швидкого” NO у дизелях.

21. Поясніть фізико-хімічні особливості сажоутворення у дизелях.

22. Проаналізуйте складові узагальненого рівняння утворення та вигоряння сажі у дизелях.

Глава 5. ЕКОВИПРОБУВАННЯ ДВЗ

Ековипробування єдино здатні надавати об'єктивну інформацію щодо рівнів токсичності викидів з ВГ двигунів різних типів та призначень.

До речі, без експериментальних даних неможливо розраховувати й на успіх математичного моделювання процесів утворення шкідливих речовин у ВГ двигунів, про що йшлося вище у главі 4.

Тому сьогодні приділяється велика увага забезпеченню якості ековипробувань ДВЗ.

5.1. Методологія ековипробувань ДВЗ

Такі випробування дещо не звичні для фахівців з двигунів внутрішнього згоряння. Це стосується об'єктів та методів досліджень. Необхідно розглянути специфічну методологію ековипробувань ДВЗ.

5.1.1. Принципові особливості ековипробувань ДВЗ

Перед випробуваннями за оцінкою екологічних показників проводять випробування двигунів (чи транспортного й іншого силового) засобу з метою його ідентифікації згідно з паспортними конструктивними та потужно-економічними характеристиками.

Подальші випробування безпосередньо по визначенню економічного рівня об'єкта проводяться тільки при відповідності знайдених експериментально показників технічного рівня до паспортних даних.

Підкреслимо, що результати випробувань можуть бути не визнані, якщо не виконані якісь вимоги, обумовлені у положенні про такі випробування.

Наприклад, якщо такі випробування проводилися на паливі, характеристики якого не відповідають вимогам нормативно-технічної документації (НТД), або навколишні умови при проведенні ековипробувань вийшли за домовлені у НТД межі щодо атмосферного тиску, навколишньої темпе-

ратури, відносної вологості повітря. Підтримання швидкісних та навантажувальних режимів роботи ДВЗ повинно бути, природно, у допустимих межах.

При визначенні (вимірюванні) шкідливих речовин з ВГ та димності застосовуються два методичних підходи:

а) випробування двигунів у складі автомобіля на *бігових барабанах* (для легкових автомобілів, легких вантажівок з повною масою до 3,5т та мікроавтобусів [8]) (рис.5.1);

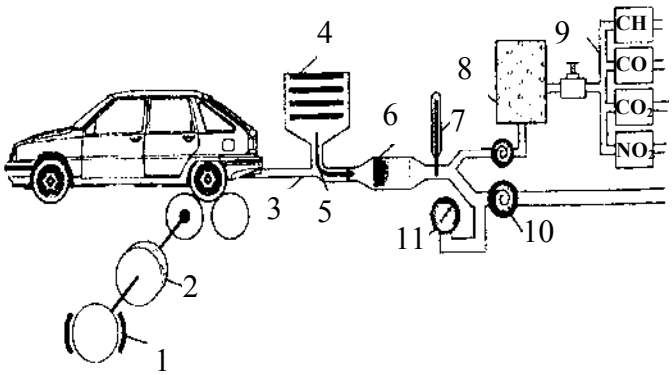


Рисунок 5.1 – Приклад випробувань транспортного заходу з ДВЗ по оцінці екологічного рівня на бігових барабанах:

1 – гальмо; 2 – маховик; 3 – вихлопна труба; 4 – повітряний фільтр; 5 – підведення додаткового (розбавляючого) повітря; 6 –охолоджувач; 7 –- датчик температури; 8 – ресивер; газовідбірні тракти; 10 – компресор; 11 – датчик тиску

б) випробування ДВЗ на *моторному стенді* (рис.5.2) [8].

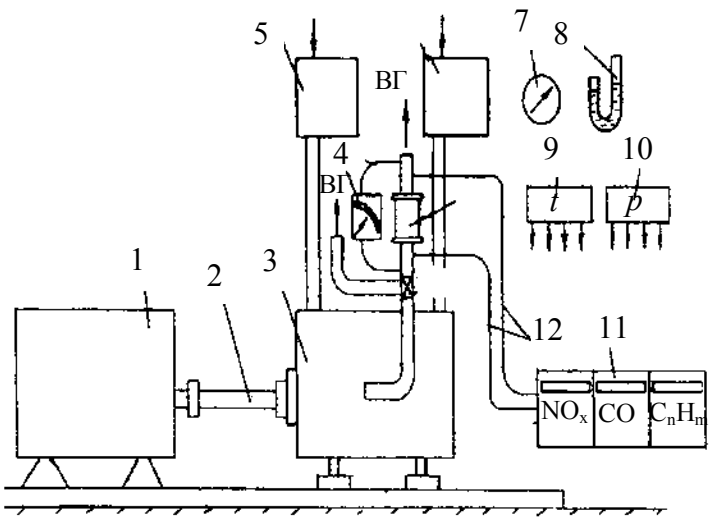


Рисунок 5.2 – Приклад установки для вимірювань екологічних характеристик ДВЗ на моторному стенді:

1 – гальмуючий пристрій; 2 – карданний вал; 3 – двигун; 4 – димомір; 5 – витратомір палива; 6 – витратомір повітря; 7 – барометр; 8 – психрометр; 9 – датчики вимірювання температур; 10 – датчики вимірювання тисків; 11 – газоаналізатор; 13 – нейтралізатор ВГ; 14 – електромагнітний клапан

При цьому існують два принципово різних методи випробувань (як таких, що охоплюють застосування бігових апаратів, так і таких, що базуються на моторних стендах):

1) випробування на *усталених режимах*; вимірювання проводяться в умовах постійності швидкісного та навантажувального режимів (кількість таких режимів різниться у різних стандартах);

2) випробування на *неусталених режимах* (при перехідних процесах), коли випробування проводять під час зміни навантаження та/або швидкісного режиму. Один з таких режимів, коли змінюють частоту обертання колінчастого вала ДВЗ від мінімальних до максимальних обертів холостого ходу, називається режимом вільного прискорення.

Специфіка ековипробувань на бігових барабанах [8].

Такі випробування проводяться за їздовими циклами, які імітують режими роботи ДВЗ в умовах реальної експлуатації. При цьому використовуються два різних підходи до подібних випробувань [8]:

- у США розроблені їздові цикли, максимально наближені до умов експлуатації (цикл FTP-75);
- у Європі та Японії застосовують цикли, за основу яких беруть окремі відрізки руху з постійними значеннями швидкості.

Вимірювання кількості викидів шкідливих речовин здійснюється постійно протягом всього циклу випробувань (так звана система постійного відбирання проб-CVS-Constant Volume Sample), після чого виконується перерахунок маси викидів на одиницю пройденого шляху (г/км) або за весь цикл (г/випробування – г/випр.).

На рис. 5.3 показаний приклад циклу, який застосовується у Європі та в Росії (за правилами ЄЕК ООН 15/5, а також за ОСТ 37.001.054-86).

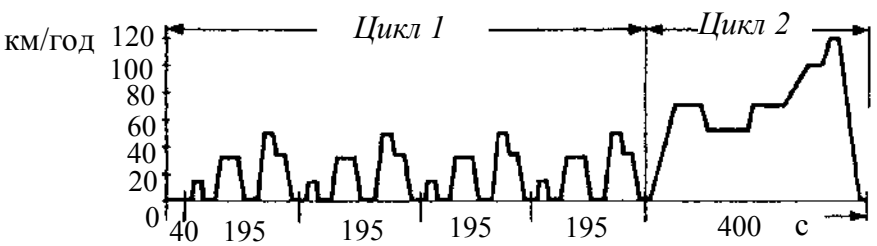


Рисунок 5.3 – Європейський їздовий цикл ECE R15/05

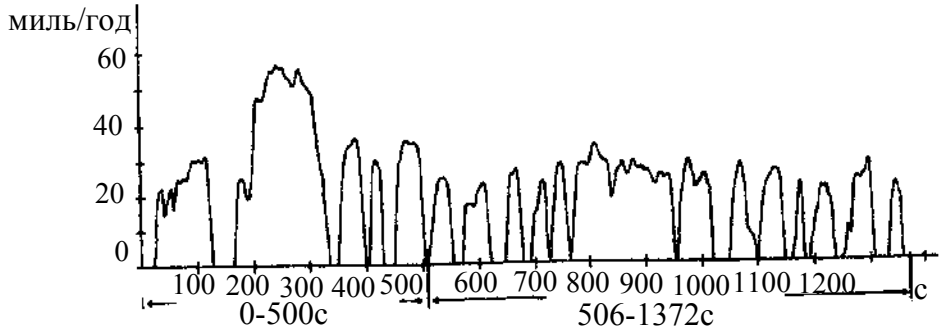


Рисунок 5.4 – Їздовий цикл FTP-75 (США)

Загальний цикл складається із двох складових: міського циклу (4 цикли підряд) та швидкісного циклу. Автомобіль “починає рух” на бігових барабанах після запуску непрогрітого (холодного) двигуна та його прогріву на холостому ході впродовж 40 с.

Характеристики цього загального циклу:

міська зона:

- повний термін часу циклу, с. 820
- протяжність циклу, км. 4,052
- середня швидкість автомобіля, км/год. 18,7
- максимальна швидкість автомобіля, км/год. 50
- частка холостого ходу, %. 31

швидкісна зона:

• повний термін часу циклу, с.	1220	1220*
• протяжність циклу, км.	11,007	10,646*
• середня швидкість автомобіля, км/год.	32,5	32,5*
• те ж, але без урахування холостого ходу, км/год	44,0	42,6*
• максимальна швидкість автомобіля, км/год.	120	90*
• частка холостого ходу, %.	26,2	26,2

* Примітка: для автомобілів, у яких відношення потужності двигуна до повної маси автомобіля не більше 30 кВт/год та максимальна швидкість не більше 130 км/год

У США використовують цикл FTP-75 (рис. 5.4), який відрізняється більш різкими змінами навантажень та швидкістю руху.

Характеристики циклу FTP-75:

- ❖ повний термін випробувань, с. 2477
- ❖ протяжність циклу, км. 17,87
- ❖ середня швидкість автомобіля, км/год. 31,67
- ❖ те ж, але без урахування холостого ходу, км/год. . . . 38,56
- ❖ максимальна швидкість автомобіля, км/год. 91,2
- ❖ частка холостого ходу, %. 17,9

Такий цикл складається із трьох ділянок:

- ➢ робота непрогрітого двигуна на перемінних режимах з різкими змінами швидкостей та навантажень (перші 505с);
- ➢ відносно стабільніші режими (506-1372 с); по закінченні цієї ділянки передбачена зупинка автомобіля (протягом 600 с) з відключенням стендового вентилятора обдуву автомобіля повітрям та відкриттям капоту;
- ➢ повторення першої ділянки, але вже з прогрітим двигуном (1373-1877).

Особливості ековипробувань на моторному стенді [8]:

Екологічні рівні різних об’єктів можуть бути зіставленні тільки за умови, що вони визначені при випробуваннях за одним і тим же стандартом. Основною причиною незіставлення можуть стати відміни режимів випробувань (сполучень швидкісних та навантажених режимів) та методик розрахунків.

Джерелом викидів шкідливих речовин, підкреслимо, є ДВЗ, а не силова установка, тому для оцінок викидів токсидів при роботі останньої достатньо ековипробувань саме двигуна, хоча треба врахувати, що при стендових випробуваннях будуть похибки у призначенні режимів, які не збігатимуться з експлуатаційними.

Основний вид випробувань ДВЗ на моторному стенді при визначенні викидів токсидів з ВГ – це випробування за циклами навантажень, що складаються із декількох усталених режимів; при оцінках димності ВГ застосовуються випробування ще й при перехідних процесах.

Номінальний швидкісний режим (Rated speed) – це заявлене розробником (виробником) двигуна значення частоти обертання колінчастого вала, при якій забезпечується номінальна (нетто) та експлуатаційна (брутто) потужності. Номінальна потужність – це така, що призначена підприємством – виробником, відповідає повній паливоподачі при стандартних атмос-

ферних умовах при випробуванні двигуна в комплектації без вентилятора, повітроочищувача, глушника шуму випуску, нейтралізатора, а також без обладнання, яке забирає потужність двигуна, але не обслуговує його. Експлуатаційна потужність така ж сама, але в комплектації з усіма вищезгаданими агрегатами, крім допоміжних, що забирають потужність двигуна, але не обслуговують його.

Проміжний швидкісний режим (Intermediate speed) –це частота обертання колінчастого вала ДВЗ, що відповідає режиму максимального крутного моменту, якщо даний режим лежить у діапазоні частоти обертання колінчастого вала 60...75 % від номінальної частоти обертання колінчастого вала або дорівнює 60 % від номіналу (якщо даний режим менший 60 % від номіналу чи дорівнює 75 % від номіналу (якщо даний режим вищий 75 % номінальної частоти). У деяких стандартах (наприклад, у Правилах ЕЕК ООН № 96), якщо даний режим виходить за межі вказаного діапазону, швидкісний режим приймається рівним 60 % від номіналу.

Максимальний крутний момент (Maximum torgue) – найбільше значення крутного моменту двигуна при його роботі за зовнішньою швидкісною (регуляторною) характеристикою.

Нижче наведені конкретні приклади режимів випробувань ДВЗ різних призначень. У цих таблицях наведені дані щодо коефіцієнтів вагомості $K_в$ цих режимів. Фізичний зміст цього коефіцієнта – це частка часу, яку витрачає двигун для роботи на даному режимі в умовах експлуатації відносно всього напрацювання (який приймають за одиницю). Прийняття різних значень $K_в$ обумовлюється наявністю особливостей, що притаманні конкретній кліматичній зоні (згідно з географічною широтою), а також пов’язані із основними вирощуваними сільгоспкультурами, густиною населення (наприклад, на квадр. кілометр), розвиненістю транспортних магістралей, кількістю (щільністю) транспортних засобів і т.д.

5.1.2. Види ековипробувань ДВЗ

Застосовуються чотири види випробувань, при яких проводять оцінку складу відпрацьованих газів ДВЗ:

- дослідницькі;
- приймально-здавальні, або періодичні;
- сертифікаційні;

✦ експлуатаційно-діагностичні.

Оцінку складу ВГ при *дослідницьких випробуваннях* запроваджують з метою визначення впливу на токсичність та димність ряду факторів та інших чинників:

- конструктивних параметрів двигуна, що впливають на сумішоутворення та згоряння;
- якості роботи агрегатів, систем;
- зміни регулювань двигуна;
- застосування різних видів палив, мастил;
- умов навколишнього середовища;
- перехідних процесів двигуна;
- режимних параметрів двигуна та ін.

У цьому випадку програма та методика випробувань, вибір варіативних, незалежних факторів визначаються кожний раз безпосередньо задачами досліджень. Методологія дослідницьких випробувань передбачає складні багатофакторні експерименти на основі математичного планування, в тому числі накопичення вихідних даних для вирішення оптимізаційних задач, насиченість моторних стендів науковими вимірювальними приладами та датчиками, в тому числі оригінальними.

При *приймально-здавальних (періодичних) випробуваннях* оцінюють якість конструкції та її складання, вплив регулювань двигуна на рівень та стабільність показників токсичності, димності ВГ ДВЗ. Програма та методика таких випробувань регламентується технічною документацією на двигун.

Згідно із законодавством України, ДВЗ входять у перелік продукції, яка підлягає обов'язковій сертифікації. Проведення *екосертифікаційних ековипробувань двигунів* переслідує конкретні цілі, що сприятимуть підвищенню конкурентоспроможності, сприянню експорту двигунів, в тому числі:

➢ підтвердження екологічних показників, які заявлені виробником;

➢ захист споживача від неякісного виготовлення чи ремонту ДВЗ з точки зору дотримання екологічних його характеристик;

➢ сприяння замовникам силових установок у компетентному виборі ДВЗ, який відповідатиме всім нормативам на токсичність (вітчизняним та міжнародним);

➢ контроль безпеки експлуатації двигунів для навколишнього середовища.

Правила проведення сертифікаційних випробувань ДВЗ затверджуються вітчизняним Держстандартом (Держстандартом України). Перед проведенням сертифікації проводять процедуру ідентифікації двигунів, при якій установлюють відповідність представленого на екосертифікацію двигуна технічній документації та вимогам, які ставляться до цього об'єкту відповідними стандартами на двигун даного типу та призначення. Сертифікаційні випробування проводять організації (випробувальні лабораторії чи центри), які мають ліцензії на проведення випробувань двигунів, їх вузлів та агрегатів, у тому числі і з метою комплексних оцінок рівнів токсичності (по токсидам) й димності ВГ ДВЗ. Отримання ліцензії на проведення випробувань з метою оцінки екологічних якостей двигунів можливо за умови акредитації даної організації, тобто підтвердження нею наявності необхідного обладнання, в тому числі і міжнародного рівня, а також спеціалістів високої кваліфікації, перш за все – екологів та токсикологів. У всіх випадках токсичність та димність ВГ ДВЗ визначається при стендових випробуваннях, крім двигунів автотранспорту, які сертифікуються й за показниками токсичності при роботі транспортного засобу в реальних умовах експлуатації.

Експлуатаційно-діагностичні випробування переслідують мету постійного контролю стабільності показників токсичності викидів з ВГ ДВЗ, їхнього рівня у порівнянні з відповідними стандартами. Це надає можливості контролю ефективності роботи пристроїв очищення ВГ від токсидів, уточнення їх регулювань залежно від зміни умов експлуатації, визначення остаточного ресурсу цих пристроїв для даного напрацювання двигуна. Значну роль відіграє екодіагностування при контролі основних параметрів двигунів, від яких залежать викиди токсидів (систем повітро- та паливопостачання, регулювання), теплового стану деталей циліндропоршневої групи, роботи схеми рециркуляції ВГ до впускного тракту і т.д.

В усякому разі, незалежно від виду ековипробувань, застосовується базовий набір засобів для забезпечення вимірювань:

❒ для визначення монооксиду вуглецю (CO) застосовують оптико-акустичні газоаналізатори, у яких використовується інфрачервоний метод аналізу, що базується на зміні поглинання променевої енергії (інфрачерво-

ного випромінювання) при проходженні світла крізь газ, що аналізується;

❒ концентрацію оксидів азоту (NO_x) у ВГ визначають газоаналізаторами, що працюють із використанням методу, який грунтується на хімічній люмінесценції оксиду азоту при взаємодії з озоном;

❒ полум'яно-іонізаційні газоаналізатори застосовують для визначення суми вуглецеводнів (C_nH_m); принцип дії таких газоаналізаторів – вимірювання величини іонізаційного струму при спаленні вуглецеводнів у полум'ї водневого пальника;

❒ оптично-фотометричний метод для визначення димності ВГ;

❒ для визначення викиду твердих частинок (PM) з ВГ вимірюють зміни їх маси на тефлонових фільтрах, через які пропускаються ці гази при вимірюваннях на двигуні, що працює.

Вище розглянуті загальні методологічні відміни ековипробувань ДВЗ.

У подальшому будуть викладені й інші принципові особливості проведення ековипробувань сучасних та перспективних двигунів внутрішнього згоряння.

5.1.3. Стандартизація випробувань ДВЗ на токсичність

Порівняння різних типів та марок ДВЗ та транспортних засобів за екологічними параметрами неможливо без прийняття єдиних умов випробувань, тобто без своєрідного "еталонного метра". Цю роль беруть на себе стандарти на методи випробувань та розрахунків екологічних показників відповідних об'єктів.

Стандарти прийнято у багатьох країнах, в тому числі в Україні. Є міжнародні стандарти, які використовуються й як національні або нарівні з останніми.

Найбільш широко впроваджені Правила ЄЕК ООН (ECE-Economic Commissions for Europe – Європейська Економічна Комісія Організації Об'єднаних Націй), стандарти Міжнародної організації по стандартизації (ISO – International Standarts Organization) та приписи EPA (Environmental Protection Agency – Агентство з захисту навколишнього середовища, США).

При цьому стандарти ISO регламентують тільки методи ековипробувань, не торкаючись нормативів на токсиди ДВЗ.

З метою забезпечення можливості порівняння між собою результатів досліджень, проведених у різних країнах, в світі давно вже відбувається процес узгодження (уніфікації, гармонізації) стандартів різних країн та організацій. У перспективі слід чекати єдиних стандартів для усього світу (для однакових об'єктів). Поділ же об'єктів ековипробувань [14], [44], [55] – ДВЗ та засобів, що їх використовують, – йде, по-перше, за їхньою сферою застосування (за призначенням: мопеди, мотоцикли, автобуси, автомобілі, для сільськогосподарської галузі й комунальної сфери, позашляхові засоби, авіація, морські та річкові судна, залізничний транспорт, стаціонарні двигуни і т.д.), а по-друге, за предметом оцінки (екологізація конструкції та її рівень, технічний стан в умовах експлуатації, що залежить й від якості обслуговування двигуна).

На сьогодні нормативні стандарти охоплюють таке:

■ *зону розповсюдження*, тобто які об'єкти підпадають під діяння даного документа: двигуни або транспортні засоби та інші силові установки; бензинові, дизельні чи газові ДВЗ;

■ *комплектацію двигуна,* тобто перелік агрегатів, які обов'язково повинні бути у наявності, або чисельні значення характеристик останніх, щоб можливо було б імітувати наявність необхідних агрегатів, наприклад, на моторному стенді;

■ *режими ековипробувань,* тобто узгодження величин навантаження, частоти обертання колінчастого вала та часу витримки на кожному режимі;

■ *методику розрахунку екологічних показників* об'єкта випробувань за результатами експериментів;

■ *перелік та методи вимірювань* екологічних показників ДВЗ, а також межі похибок засобів вимірювання;

■ *нормативно-граничні значення параметрів*, що контролюються; залежно від методики випробувань нормативи можуть визначатися: для ДВЗ – концентрацією (% або млн$^{-1}$) або питомим викидом токсидів (г/(кВт·год)); для транспортних засобів – масовими викидами (г/км або г/випр.; в останньому випадку оцінюється сумарний викид за весь цикл випробувань;

■ терміни (час) дії нормативів (стандартів) на ековипробування.

Тільки суворе дотримання вимог стандартів дає підстави для під-

тверджень достовірності оцінок екологічного рівня ДВЗ.

Справедливість вище наведених тверджень підкреслюється тим, що, як правило, стандарти на токсичність ДВЗ (та силових установок з ними) одночасно з нормами узгоджують і методи визначення токсичності цих заходів. Ось так позначаються деякі стандарти на токсичність ДВЗ:

✧ *Норми та методи* визначення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизелів тракторів й самохідних машин, ГОСТ 17.2.2.05-97 (ДСТУ, відповідно);

✧ *Норми та методи* вимірювання вмісту окису вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з бензиновими двигунами, ГОСТ 17.2.2.03-87 (ДСТУ відповідно) і т.д.

5.1.4. Особливості об'єктів випробувань ДВЗ

Під об'єктами ековипробувань розуміють перш за все як самі двигуни, так і токсичні речовини у їхніх викидах з ВГ.

При деяких випробуваннях (екодіагностичних, дослідницьких) до об'єктів цих випробувань відносять також й агрегати системи нейтралізації токсидів у ДВЗ (чи саму систему нейтралізації з блоком керування на моделях кращих фірм світу).

Особливості таких об'єктів обумовлені специфікою сучасних ековипробувань.

Перш за все, це стосується необхідності вимірювання поточних характеристик токсичності переспективних ДВЗ з великою швидкодією, що вимагає використання нових фізико-хімічних ефектів при виборі датчиків і побудові метрологічних схем вимірювань. Складність також обумовлена й тим, що обчислення означених поточних характеристик токсичності треба проводити у режимі реального часу.

Все це не можливо без електронної автоматизації вимірювань токсичності викидів з ВГ ДВЗ. Це суттєво ускладнює ековипробування останніх, вимагає високої кваліфікації операторів-вимірювачів та обчислювачів. Природно, що вартість ековипробувань значно перевищує вартість моторних випробувань двигунів, націлених на визначення вихідних їхніх параметрів – потужності, частоти обертання, витрати палива, температур і тисків у системах і т.д.

Ці особливості будуть враховані у наступному розділі при викладен-

ні методів та засобів ековипробувань ДВЗ.

5.2. Методи та засоби випробувань ДВЗ на токсичність

У цьому розділі висвітлюються сучасні підходи до підготовки та проведення ековипробувань ДВЗ.

5.2.1. Ековипробування ДВЗ у складі силових установок у стандартизованих умовах

Розглянемо приклад з автомобільними двигунами, наведений фірмою Bosch [14].

Програма випробувань. Для точного визначення рівнів викидів токсичних компонентів з ВГ легкового автомобіля він повинен пройти випробування у стандартних умовах. Для цього використовується випробувальний бокс, де відбувається точне відтворення заданих умов руху. Автомобіль розташовується своїми ведучими колесами на спеціальних бігових барабанах, опір обертанню яких може регулюватися , моделюючи витрати його потужності на тертя й аеродинамічний опір. Необхідна кількість інерційних мас підключається для імітування маси автомобіля. Охолодження забезпечується вентилятором, що розташовується на невеликій відстані від автомобіля (стенду з біговими барабанами). Вимірювання рівнів викидів токсидів з ВГ базуються на використанні заданих режимів руху, котрі реалізуються у точно визначеному їздовому циклі, що включає рух з різними швидкостями, розгін, гальмування. При цьому й забираються проби відпрацьованих газів для подальшого аналізу забруднювачів, що містяться в них. Засоби аналізу (інфрачервоні аналізатори для CO й CO_2, полум'яно-іонізаційні аналізатори для C_nH_m та хімілюмісцентні аналізатори для NO_x) забезпечують зіставлення отриманих результатів. Засоби відбирання ВГ й подальшого визначення концентрацій та кількостей викидів токсичних компонентів у них значній мірі стандартизованих у різних країнах (США, Японія, Україна та ін.) та регіонах (ЄЕС і т.д.), це торкнулося і їздових циклів. У деяких країнах діючі нормативи вмісту токсичних речовин у ВГ доповнюються граничними значеннями втрат палива на випаровування його у системі живлення двигуна. Реалізація цих та деяких інших заходів (вимірювання ефективних показників двигуна, наприклад) і складає програму ековипробувань найбільш масових ДВЗ, якими є двигуни легкових

автомобілів.

Програма ековипробувань двигунів інших класів та призначень наведена нижче у главі 6, присвяченій нормуванню їх токсичних викидів.

Стенд з біговими барабанами. Гідрогальма, що працюють за принципом використання вихрового струму (індукторні) або електродвигунів постійного струму (електроопорні) дозволяють моделювати зусилля, які діють на автомобіль з двигуном за рахунок катання коліс й аеродинамічного опору руху. При цьому створюються гальмуючі зусилля, які залежать від швидкості руху (опір роликів руховим обертанням). Швидкодіючі муфти різних розмірів застосовуються для поєднання інерційних мас з роликами, що дозволяє імітувати масу власне автомобіля. На результати випробувань на екологічність ДВЗ суттєво впливають умови навколишнього середовища: вологість повітря, температура й тиск атмосфери.

Їздові цикли. Випробування базуються на використанні стандартизованого їздового циклу, в якому всі режими (переключення передач, гальмування, робота двигуна на холостому ході, зупинки) обираються таким чином, аби забезпечити примірний рівень відповідності значенням швидкостей руху й прискорень, що характеризують рух в умовах звичайного (пересічного) транспортного потоку у великому місті. У багатьох країнах світу застосовуються сім різних випробувальних циклів. Звичайно, водій, що присутній в автомобілі, імітує рух у міському циклі згідно з графіком, який відтворюється на екрані монітора (входить у комплект стенда бігових барабанів).

Розглянемо їздові цикли, що апробовані у провідних країнах та регіонах світу (США, Європа, Японія).

- *Федеральний випробувальний їздовий цикл США (FTP-75),* який показаний на рис. 5.4.

Складається із трьох режимів, що відповідають швидкостям руху на вулицях Лос-Анджелеса у ранкові часи (подані у табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Режими FTP - 75

Режим випробувань	Тривалість випробувань, с
Перехідний процес (ct)	0...505
Усталений режим (S)	506...1372
Гарячий режим (ht)	1072...2477

Автомобіль розміщується на стоянці протягом 12 годин при температурі 20...30 ºС.

Після цього він починає рух з послідовною реалізацією режимів еко-випробувань:

✦ *режим ct*: розведені відпрацьовані гази збираються до ємності I під час холодної прохідної фази;

✦ *режим S*: проби відпрацьованих газів направляються у ємність II на початку усталеної фази; двигун зупиняється на 10 хвилин після закінчення усталеного режиму випробувань;

✦ *режим ht*: виконується запуск двигуна для проведення випробувань у "гарячому режимі"; послідовність змін швидкості руху аналогічні до тих, що були при випробуваннях у холодному перехідному процесі; відпрацьовані гази збираються у ємність III.

Вагові сумарні значення викидів C_nH_m, CO, NO_x із всіх ємностей оцінюються по відношенню до пройденої відстані та потім перераховуються у вагову кількість цих компонентів на 1 милю (1,6 км) пробігу автомобіля. Цей метод випробувань застосовується у США, а також у Швейцарії, Австрії, Швеції, Норвегії, Фінляндії, Мексиці, Бразилії, Австралії, Канаді, Північній Кореї. Кожний новий автомобіль повинен відповідати нормативам (див. у главі 6) при пробігу 50000 миль (80500 км), незалежно від маси та робочого об'єму двигуна. Більш високі норми граничної токсичності застосовуються, коли автомобіль сертифікується після пробігу 100 тис. миль (161 тис.км).

Серед різних заходів, що включено до "Акту про чисте повітря" 1990 р., можна назвати й більш суворі норми гранично допустимої токсичності, які почали діяти з 1994 р. (див. главу 6). У Каліфорнії були у 1993 р. введені нові, ще більш суворі норми паралельно з поступовою реалізацією програми переходу автопарку на так зване "чисте паливо" ("екологічно чисте паливо"). Тут потенціал утворення озону із боку C_nH_m у ВГ повинен враховуватися з використанням нового граничного значення неметанових органічних газів (НМОГ). Викиди НМОГ можуть бути у подальшому зменшені за рахунок застосування спеціальних сумішей палив ("чисті суміші"). Збагачення суміші при пуску двигуна в умовах негативних температур призводить до особливо високих концентрацій токсичних компонентів, однак вони не вимірюються при відповідних випробуваннях, які викону-

ються при 20...30 ºС. Акт щодо чистого повітря вимагає зниження цих викидів проведення, починаючи з 1994 р., випробувань при – 6,7 ºС. Однак регламентоване граничне значення токсичності (10 г/милю=6,2 г/км) відноситься тільки до монооксиду вуглецю.

- *Випробувальний цикл ЄЕС/ЄС (рис. 5.3)*

Застосовується гіпотетична крива, яку апроксимовано для умов міського руху. Починаючи з 1993 р., цикл, доповнений етапом ековипробування в умовах приміського руху при швидкості до 120 км/год, який прийнятий у Бельгії , Данії, Франції, Германії, Великобританії, Греції, Ірландії, Люксембургу, Нідерландах, Португалії, Іспанії.

Після термостатування автомобіля у нерухомому положенні при температурі 20...30 ºС цикл випробувань починається з прогрітого двигуна. Міський цикл складається із чотирьох послідовних етапів із перервами поміж ними . За цим циклом відразу ж виконується один заміський цикл (рух по автомагістралі). Під час випробувань (виключаючи 40 с часу прогрівання двигуна) для збору відпрацьованих газів у збірнику використовується метод CVS проби постійного об’єму із розбавленням повітря).

Рівні вмісту токсичних компонентів співвідносяться із загальною пройденою відстанню й подані у г/км. Вуглеводні та оксиди азоту сумуються (C_nH_m+ NO_x).

Новий випробувальний цикл ЄЕК/ЄС було введено у 1993 р. з прийняттям Правил ЄЕС 91/447 (стадія 1), які потім були замінені правилами ЄЕК R15-04 та ЄЕК 88/76. Правила ЄЕС R15-04 все ще діють у ряді країн Східної Європи та застосовуються для автомобілей, що працюють на етилованому паливі (наприклад, у ряді країн СНГ й Турції). Правила (норми) ЄЕК 88/76, де зроблено поділення автомобілів на окремі категорії залежно від робочого об’єму двигуна, все ще діють за умови роботи на неетилованому бензині (наприклад, в Польщі, Венгрії). Директива ЄС №94/12 (стадія 2) установлює більш жорсткі вимоги до граничної токсичності відпрацьованих газів у порівнянні із стадією 1 при використанні все того ж випробувального циклу. Очікується прийняття й нових правил. Всі ці нормативи наведено нижче у главі 6. У них, нарешті, планується змінити процедуру проведення випробувань та проводити вимірювання вмісту C_nH_m та NO_x кожен окремо, а також ввести норми граничного вмісту токсичних компонентів при експлуатації автомобіля в умовах негативних температур

(–7ºС).

- *Випробувальний цикл у Японії (рис. 5.5)*

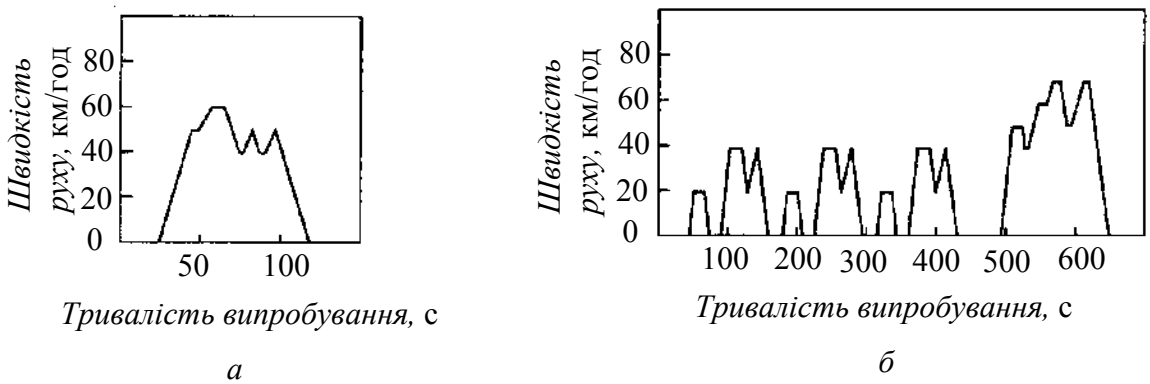


Рисунок 5.5. – Випробувальний (їздовий) цикл в Японії

а – 11-режимний цикл (“холодний”):
пробіг за цикл.....1,021 км;
кількість циклів за випробування....4;
середня швидкість руху .....30,6 км/год
максимальна швидкість.....60 км/год

б – 10-15 – режимний цикл (“гарячий”)
пробіг за цикл.....4,16 км;
число циклів за випробування.....1;
середня швидкість руху .....22,7 км/год
максимальна швидкість.....70 км/год

Для проведення нових випробувань автомобіля на токсичність у Японії застосовується комбінація із двох їздових циклів. Після “холодного” пуску двигуна 11-режимний їздовий цикл реалізується 4 рази при всіх чотирьох циклах випробувань. Починаючи з 1.11.1991 р. 10-режимний їздовий цикл доповнено випробувальним циклом в умовах заміського руху (15-режимний цикл). При використанні 11-режимного, а також нового 10-15 – режимного їздових циклів аналіз ВГ здійснюється з використанням методу CVS. Випаровування пари палива вимірюється методом SHED.

Відбирання проб газу при випробуваннях та метод розбавлення проб (метод CVS)

В основному у світі існує один прийнятий у Європі в 1982 р. метод відбирання проб при постійному об’ємі газу (метод CVS).

- *Відбирання проб для випробувань та аналіз токсичності ВГ.* Відпрацьовані гази від двигуна розбавляються чистим повітрям у відно-

шенні 1:10, а потім відбираються з використанням спеціальної системи насосів, що забезпечують необхідні об'ємні витрати ВГ та свіжого повітря при встановленому співвідношенні їх у суміші. Протягом всього випробування постійна пропорція розбавленого ВГ направляється в одну або декілька пробовідбірних ємностей. Оскільки весь об'єм суміші "свіже повітря/ВГ" може систематично контролюватися, можливо використати значення концентрації забруднюючих речовин як основи для розрахунку маси цих речовин. Перевага способу – виключення конденсації водяних парів, що містяться у ВГ; це приводить до значного зниження витрат NO_x у ємності пробозбірника. Крім того, розбавлення суміші зводить нанівець здатність компонентів ВГ (особливо вуглеводнів) реагувати один іншим.

- *Аналізатори та пристрої для розбавлення ВГ.* Для підтримання постійної об'ємної витрати при випробуваннях використовується звичайний відцентровий нагнітач, який забезпечує відбирання суміші чистого повітря з ВГ через трубку Вентурі, або спеціальний лопатевий насос (типу Roots). Обидва з цих двох способів дозволяють вести вимірювання об'ємної витрати з допустимим рівнем точності.

Визначення викидів паливної пари із системи живлення двигуна (метод SHED)

Автомобілі, крім ВГ, виділяють у атмосферу вуглеводні у вигляді пари палива, що утворюється у паливному баку й паливопроводах системи живлення. Тому у Європі та США вже прийнято закони, які обмежують граничні витрати палива на випаровування. Випробування SHED складається із двох фаз, що здійснюються у герметичній камері (SHED). Перший етап випробування проводиться при заповненні паливного бака приблизно на 40 % об'єму. Перевірка C_nH_m починається під час перегрівання палива (початкова температура 10...14 ºС). Через одну годину температура палива оцінюється порівнянням даних початкових та завершальних вимірювань. Під час випробування вікна та кришка багажника автомобіля відкриті. На другій фазі випробування автомобіль прогрівається, а потім розміщується у камері SHED при температурі усередині камери 23...31ºС. Після цього проводиться вимірювання збільшення концентрації C_nH_m за одну годину охолодження автомобіля під час стоянки. Сума отриманих значень при обох випробуваннях повинна бути меншою за прийняте граничне значення

– 2 г пари C_nH_m .

Бачимо, що вміст та організація ековипробувань ДВЗ у стандартизованих умовах цілком обумовлені вимогами до нормативів на токсичність їхніх ВГ, динамікою змін (зростанням жорсткості) цих вимог та самих нормативів за останні роки.

5.2.2. Вимірювання при ековипробуваннях ДВЗ

При ековипробуваннях ДВЗ використовуються численні й досить складні методи та засоби вимірювань для газового аналізу, визначення твердих частинок й димності ВГ, канцерогенних компонентів викидів двигунів. Від якості та ефективності цих методів та засобів залежать результати ековипробувань ДВЗ, тобто можливостей реально оцінювати результати екологізації двигунів, не обмежені контролем їх експлуатаційної токсичності.

Розглянемо основні особливості вимірювань при ековипробуваннях ДВЗ.

5.2.2.1. *Газовий аналіз відпрацьованих газів*

Вимірювання вмісту шкідливих речовин у ВГ виконується за допомогою відбирання частини ВГ та проведення хімічного газового аналізу вказаної проби у різноманітних вимірювальних приладах. Такі прилади можуть працювати як постійно в автоматичному режимі, так і періодично тільки при обслуговуванні приладу оператором.

Вибір методу хімічного аналізу ВГ, реалізованого при необхідних для цього вимірюваннях, залежить від виду речовини, концентрацію якої необхідно визначити. У тому випадку, якщо одна й та ж речовина підлягає різним способам (засобам) хімічного аналізу, результати вимірювань можуть відрізнятися від кількох до сотень процентів. Підкреслимо, що при порівнянні результатів вимірювань концентрації одного й того ж компонента викидів з ВГ, які виконувалися у різних організаціях, що використовували різноманітні прилади, допустимим слід вважати лише такі, різниця між якими не перевищує ±5 %.

Сьогодні найбільш широко застосовуються такі методи хімічного складу газів (табл. 5.2) [70].

Таблиця 5.2 – Застосування методів хімічного газового аналізу

Методи	SO_2	CO	CO_2	NO	NO_2	CH_4	ΣC_nH_m	O_2
Електрохімічні, в т.ч.:								
- кондуктометричний	+							
- кулонометричний	+	+		+	+			
- із електрохімічними перетворювачами	+	+						
Фотоколометричні, в т.ч.:								
- спектральний (абсобційний)	+	+	+	+	+	+	+	
- спектрофотометричний (дисперсійний)	+	+	+	+	+	+	+	
Емісійні, в .т.ч.:								
- хемілюмінесцентний;				+	+			
- полум'яно-фотометричний	+	+			+			
- флюоресцентний	+	+	+			+	+	
- хроматографічний	+				+			
- мас-спектрометричний	+							
Лазерні	+	+		+	+	+	+	
Термохімічні		+				+		
Полум'яно-іонізаційні		+				+	+	
Парамагнітний								+

Розглянемо методи, наведені у цій таблиці:

- *електрохімічні методи, в тому числі*:

а) кондуктометричні методи; працюють за принципом поглинання аналізованого компонента газової суміші, що аналізується відповідним розчином, та вимірювання електропровідності розчину;

б) кулонометричні аналізатори; в них струм електродної реакції окислення чи відновлення компонента, який визначається, несе інформацію щодо її концентрації; метод чутливий, але не селективний, що потребує попередньої обробки газової проби й періодичної заміни реактивів;

в) електрохімічні перетворювачі; використовують желеподібний електроліт, що заповнює об'єм між чутливим та лічильним електродами; верхній шар електроліту відокремлено від проби, що прокачується напівпроникненою мембраною; селективність приладу забезпечується матеріалом

мембрани й електродів, складом електроліту, величиною потенціалу (напруги) на електродах;

- *фотоколометричні методи* – один із різновидів абсорбційного оптичного аналізу, тобто аналізу поглинання випромінювання визначеною речовиною; це приводить до зміни інтенсивності забарвлення (пропорційно концентрації речовини) кольорового сполучення, що утворюється при взаємодії досліджуваного компонента проби із допоміжним реагентом; ступінь забарвленості визначається фільтровим фотометром; такий метод придатний для визначення мікроконцентрацій й перевірки газоаналізаторів; залежно від середовища, де відбувається така реакція, фотоколориметри поділяються на стрічкові й рідинні; стрічкові фотоколориметри придатні в основному як індикатори й сигналізатори наявності токсичних речовин (вони відрізняються великою похибкою, яка викликана нерівномірністю промочування стрічки та її старінням, а також значною залежністю показників від температури); у рідинних фотоколориметрах проба, що аналізується протікає (борботирує) через розчин допоміжного реагента, внаслідок чого створюється забарвлене сполучення. Фотоколометричні методи поділяються на такі:

а) *спектральний метод*; заснований на тому, що речовини, молекули яких складаються із атомів різних видів, можна визначити по вимірюванню спектрів поглинання в ультрафіолетовій (видимій) та інфрачервоній зонах. У сучасних приладах для виділення потрібної спектральної зони використовують недисперсні методи (тобто без розкладання випромінювання у спектр). Частіш всього застосовують газові фільтри в оптико-акустичних недисперсійних абсорбційних інфрачервоних аналізаторах (НДІЧ, NDIR), абсорбційні і інтерференційні світлофільтри у фільтрових фотометрах;

б) *спектрофотометричні (дисперсійні) методи;* їх принцип базується на порівнянні поглинання двох монохроматичних пучків, із яких один проходить крізь дослідний зразок, а інший – крізь еталон; за диспергуючого елемента (розкладає випромінювання у спектр), можуть бути використані призми, решітки та інтерферометри; проба вимірюється за спектром поглинання в ультрафіолетовій (УФ) та інфрачервоній (ІЧ) зонах; перевагою цих приладів є можливість одночасно вимірювати декілька компонентів на різних довжинах хвиль. ІЧ – метод заснований на використанні аб-

сорбційних характеристик вуглеводнів в ІЧ- діапазоні (аналогічно для УФ – методу, тільки в своєму діапазоні). Цим методом вимірюється поглинена частка радіації (випромінювання), що реєструється (виявляється) у вигляді підвищення температури, і відповідно, тиску визначеного об'єму газу, який містить вуглеводні. Конструктивно прилад складається із детектора та двох чарунок з газом, що аналізується, та повітрям; елементи приладу розташовані поміж джерелом світла та детектором. Останній виконаний у вигляді двох камер, розділених перфорованою мембраною. Камери детектора заповнюються до однакових тисків газом (яким-небудь індивідуальним вуглецеводнем, за допомогою якого й виконують тарування приладу). Мембрана є чутливим елементом схеми вимірювання перепаду тиску між камерами детектора, оскільки вона – пластина конденсатора змінної ємності (одночасно). Різні кількості світла проходять крізь кожну чарунку до камер детектора. Оскільки частина енергії поглинеться у чарунці газом, що аналізується, поглинання у відповідній камері детектора у тому ж діапазоні довжини зменшиться, що й приведе до зміни перепаду тиску на мембрані;

- *емісійні методи*; вони базуються на вимірюванні проби, яку аналізують; для аналізу використовують як спектри теплового випромінювання, так і молекулярну люмінісценцію; сутність методу – в тому, що молекули, що досліджуються, приводяться до стану оптичного збудження й потім реєструють інтенсивність, яка виникає при поверненні їх у стан рівноваги.

Використовують такі емісійні методи:

а) *хемілюмінесцентний метод*; до його основи покладена властивість оксиду азоту при взаємодії з атомарним киснем чи озоном виділяти квант світла, в результаті чого відбувається реакція окислення з випромінюванням світла, який реєструється високочутливим фотопомножувачем; отримуваний сигнал пропорційний концентрації компонента газової суміші, що аналізується; для вимірювань діоксиду азоту, його попередньо перетворюють у монооксид азоту. Реакція окислення NO озоном з створенням збудженої молекули NO_2 та подальшим переходом останньої у незбуджений стан з виділенням кванту світла має такий вигляд:

$NO+O_3 \rightarrow NO_2+O_2$

$NO_2 \rightarrow NO_2+h\nu$,

де h – постійна Планка; ν – частота, Гц;

б) *полум'яно-фотометричний метод;* базується на відновленні сіркових сполучень до атмосферної сірки, яка перетворюється у збуджені молекули сірки та дає ефект люмінесценції (в зоні 350...450 нм); чутливість метода дуже висока – до 10^{-7} %, тому при вимірюванні більш високих концентрацій проба розбавляється попередньо чистим повітрям до меж, що вимірюються приладом (за його паспортом);

в) *флюоресцентний метод*; ґрунтується на принципі вимірювання інтенсивності випромінювання компонента ультрафіолетовим променем;

г) *метод газоабсорбційної* хроматографії використовується у режимі полум'яно-іонізаційного детектора; при цьому забезпечується приблизно однакова чутливість до вуглеводнів різних класів. Газоподібна проба, що містить досліджувані вуглеводні, вводиться у насадкову колонку, заповнену твердим адсорбентом (нерухома фаза)й переноситься через сорбційний шар потоком газу-носія (рухома фаза). Процес розділення вуглеводнів здійснюється завдяки багатократному повторенню сорбційних та десорбційних актів при відносному пересуванні фаз. Оскільки значення коефіцієнтів розподілення між рухомою та нерухомою фазами різні у кожного компонента суміші й на виході із колонки у потоці газу-носія з'являються вже розділені компоненти. Все це надходить до полум'яно-іонізаційного детектора, в якому відбувається згоряння розділених вуглеводнів у воднево-повітряному полум'ї. Горіння відбувається між двома електродами, й іонізаційний струм реєструється приладом; при цьому ступінь іонізації для різних газів – не однакова.

д) *мас-спектрометричний метод* є одним з найчутливіших методів аналізу сумішей різних газів; його принцип дії базується на розділенні іонів з різним співвідношенням маси іона до його заряду.

- *лазерні методи контролю газового стану* застосовуються в основному при дистанційному дослідженні повітря, забрудненого ВГ ДВЗ у районах автомагістралей; такі методи базуються на двох основних принципах: комбінаційного розсіювання та резонансного поглинання;
- *принцип полум'яно-іонізаційного метода* міститься у вимірюванні іонізаційного струму між електродами, який виникає при введенні у полум'я водню вимірюваного компонента; при цьому величина струму пропорційна концентрації газу й кількості атомів вуглецю в молекулі вуглеводню; метод дозволяє вимірювати сумарні вуглеводні (тобто всі, що прису-

тні у пробі ВГ); у випадку необхідності вимірювання неметанових вуглеводнів NMHC, тобто за відрахуванням метану CH_4, застосовують двоканальні схеми з каталізатором чи з хроматографічними колонками;

- *парамагнітний метод* пов'язаний з тим, що, у протилежність іншим молекулам, кисень має значні парамагнитні властивості. Це використовується при вимірюваннях концентрації його у пробі; при проходженні потоку проби поміж двома чутливими елементами наявність кисню у пробі приводить до відхилення руху проби від початкової траєкторії; це повертає елементи в початкове положення, що й фіксується оптичною системою; струм, необхідний для забезпечення повертання елементів у початкове положення, пропорційний концентрації кисню.

Зупинимося на деяких інших особливостях аналізаторів ВГ.

У сучасних автоматичних газоаналізаторах (виробництва США, Японії, Австрії та ін.) установлені пристрої, які дозволяють проводити вимірювання концентрації у відпрацьованих газах як нормованих токсидів у ВГ (NO, NO_2, CO, ΣC_nH_m, NMCH), так і деяких інших речовин у викидах ДВЗ (CO_2, SO_2, O_2). Вимірювання проводять у пробі ВГ (неповнопоточний принцип вимірювання), яку пропускають крізь газоаналізатор. Підкреслимо, що у нормативній документації на токсичність викидів двигунів оговорюється метод хімічного газового аналізу; у тому випадку, якщо використовується інший метод, попередньо треба підтвердити його еквівалентність до вимог стандарту.

У всіх стаціонарних газоаналізаторах на відміну від переносних (*тестерів*) забезпечується термостатування проби ВГ – підтримання температури проби ВГ у визначеному діапазоні. В першу чергу це стосується вуглеводнів – газовідбірний шланг, що підігрівається, забезпечує підтримання температури проби ВГ на рівні 180...200 ºС з метою недопущення конденсації важких вуглеводнів (у протилежному разі це може призвести до зниження виміряної концентрації у декілька разів). Крім того, у лінії газовідбирання оксидів азоту також підтримується температура не менше 70 ºС з метою недопущення конденсації пари води, що може призвести до поглинання частини оксидів азоту, тобто до зниження виміряної концентрації токсидів у ВГ. Термостатування решти газів (CO, CO_2, O_2) забезпечується у діапазоні +5 ºС...+70 ºС для конденсації парів води й висушування цих газів.

Аналізатори кожної вимірюваної токсичної речовини таруються повірочними газовими сумішами (ПГС). В паспорті на них містяться такі дані: номінальне значення конценрації газу, що аналізується, у суміші з газом-носієм (звичайно – повітрям, азотом або гелієм); похибку вимірювання даного номінального значення, а також строк придатності вказаної ПГС й тиск газу у балоні, його об'єм (балон – для ПГС). Для кожного газу застосовується своя повірочна газова суміш:

- для оксидів азоту – ПГС, що містить оксид азоту визначеної концентрації;
- для монооксиду вуглицю, що містить СО визначеної концентрації;
- для сумарних вуглицеводнів, яка містить будь-який індивідуальний вуглеводень (звичайно, метан або пропан) визначеної концентрації; в цьому випадку обов'язково фіксується , у перерахунку на який вуглеводень визначається концентрація сумарних C_nH_m у ВГ.

Наведемо принципові схеми сучасних газоаналізаторів.

Поширені аналізатори ВГ, що працюють за принципами хемілюмінесцентності (рис. 5.6), недисперсної абсорбції (ІЧ діапазоні) (рис.5.7) та плазмової іонізації (рис. 5.8).

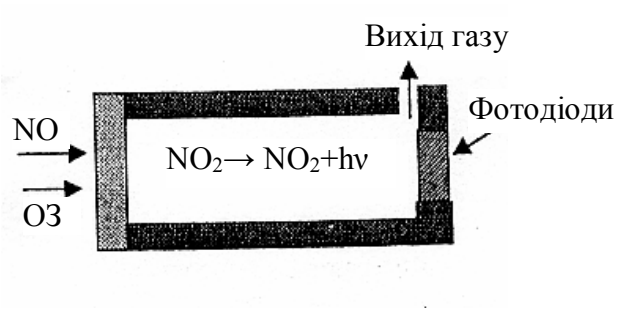


Рисунок 5.6 – Принципова схема газоаналізатора, який функціонує за принципом хемілюмінесценції: ОЗ – озон; hν – інтенсивність випромінювання газу

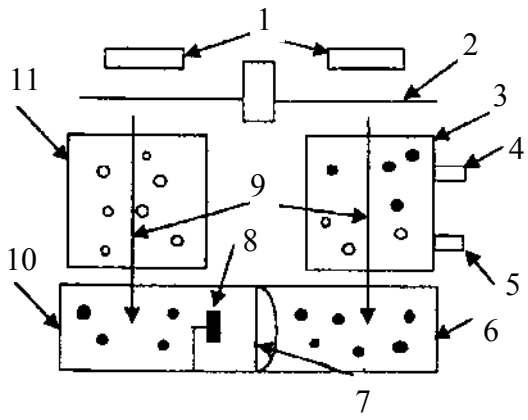


Рисунок 5.7 – Принципова схема газоаналізатора, що функціонує за принципом недисперсної інфрачервоної спектроскопії:

1 – інфрачервоний вимірювач;2 – переривача діафрагма; 3 – вимірювальна чарунка; 4 – підведення газу, що аналізується; 5 – відведення цього газу; 6 – детектор цього газу; 7 – відокремлююча мембрана; 8 – перетворювач тиску; потоки інфрачервоного випромінювання; 10 – детектор еталонного газу; 11 – еталонна чарунка; о - нейтральні компоненти; ● – компоненти газу, що аналізується

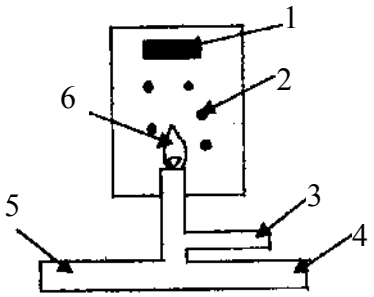


Рисунок 5.8 – Принципова схема газового аналізатора, який функціонує за принципом полум'яної іонізації:

1 – негативно заряджене кільце для іонів; 2 – позитивні іони вуглеводнів; 3 – підведення повітря до пальника; 4 – підведення водню до пальника; 5 – підведення до пальника C_nH_m, що аналізується; 6 – полум'я пальника

Дамо пояснення цих та інших сучасних схем, методів газового аналізу.

Хемілюмінесцентні газоагналізатори (з детектором типу ХЛ, табл. 5.3) застосовують в основному для вимірювання вмісту NO, NO_x у ВГ ДВЗ. Такі газоаналізатори являють собою складні електронні прилади.

Робочу схему хемілюмінесцентного газоаналізатора показано на рис. 5.9.

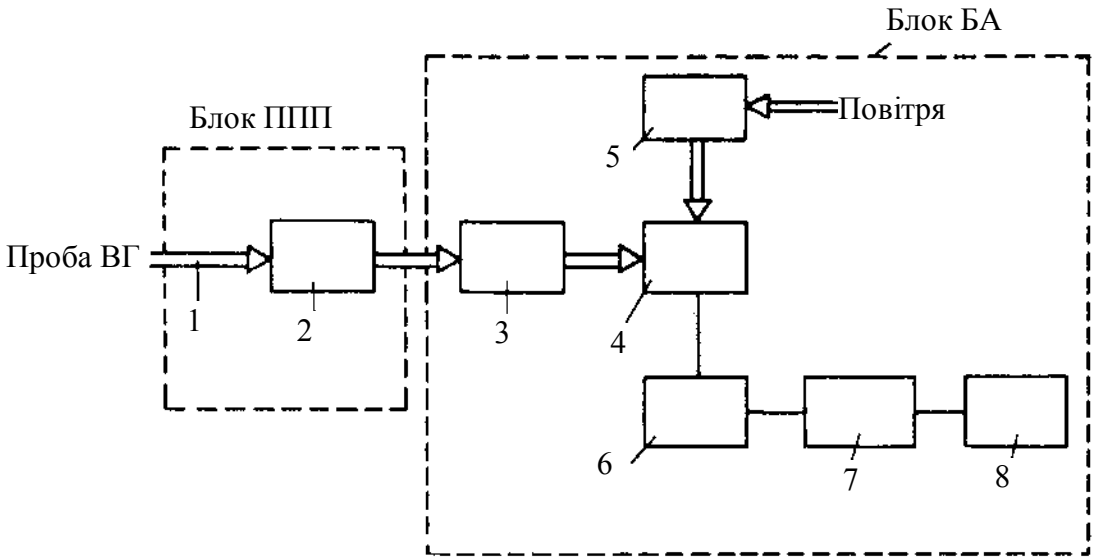


Рисунок 5.9 – Робоча блок-схема хемілюмінесцентного газоаналізатора:

1 – газозабірник; 2 – пристрій пробопідготовки; 3 – каталітичний конвектор; 4 – реакційна камера; 5 – джерело озону; 6 – фотоелектронний помножувач; 7 – посилювач постійного струму; 8 – вимірювально - записний прилад (цифровий або самопис)

Цей генератор складається з двох основних блоків: пристрою пробопідготовки (ППП) та аналізу (БА). Пристрій пробопідготовки призначений

для відбирання, очищення від механічних домішок й подачі проби ВГ ДВЗ й перевірочних газових сумішей під стабілізованим тиском до блоку аналізу. Останній служить для вимірювання вмісту оксидів азоту та перетворення його результатів в електронний сигнал й далі – у показники вмісту оксидів азоту (NO, NO_x) в об'ємних частках або відсотках. Проба газу відбирається із вихлопної труби двигуна за допомогою гнучкого газовідбірника (що підігрівається); вона проходить попереднє та завершальне очищення в ППП, надходить через газовий тракт БА спочатку до каталітичного конвертора, у якому NO_2 (у пробі) відновлюється до NO; потім проба надходить до реакційної камери. Весь газовий тракт від забирання проби до реакційної камери підігрівається для запобігання конденсації водяної пари усередині газового тракту. До реакційної камери поряд з газом, що аналізується, із джерела озону надходить цей реагент. У результаті хімічної реакції поміж озоном та оксидом азоту двоокис NO_2 (у збудженому стані) переходить в основний стан, що супроводжується випромінюванням світла (хемілюмінесценцією), яке й регіструється фотоелектрнним помножувачем (наприклад, фотодіодами). Можливість оновлення NO у конверторі дозволяє проводити роздільне вимірювання NO, а також суми NO+ NO_2, тобто NO_x. П'ять діапазонів забезпечують якісне вимірювання концентрації NO_x від 0 до 0,5 % (табл. 5.3). Для зменшення часу "транспортного запізнення" проба газу відбирається у багато разів більшою, ніж проба, що подається до реакційної камери; надлишок газу скидається крізь байпасний пристрій. У приладі передбачено й термічне розкладення надлишку озону, який відкачується із реакційної камери. Хемілюмінесцентні газоаналізатори, в тому числі виробництва Росії (використовуються і в Україні), добре зарекомендували себе в умовах стаціонарних випробувальних стендів. Однак переміщення та розташування їх на новому місці дещо утруднено через значну масу та габарити, відсутність автономного джерела живлення струмом, а також тривалий час підготовки приладу до роботи після переміщення. Зараз потребує серйозної уваги створення переносних газоаналізаторів цього типу в Україні. При цьому можна спростити пробопідготовку за рахунок зниження витрати газу, а також обмежитися визначенням концентрації NO_x тільки за вмістом NO у ВГ, оскільки NO складає від 90 % до 98 % всіх сумарних оксидів азоту у цих газах, наприклад, дизелів. Саме таким чином й вирішили задачу створення переносних газоаналізувальних

приладів провідні фірми Японії, США, Німеччина та інших країн.

Оптико-акустичні газоаналізатори (з детектором типу ДІЧ, рис. 5.7) застосовуються в основному для вимірювань оксидів CO та CO_2. Вони також мають складну електронну схему.

Робочу схему такого аналізатора наведено на рис. 5.10. У приладах цього типу використовується інфрачервоний метод аналізу, що базується на схемі поглинання променевої енергії (інфрачервоного випромінювання) при проходженні світла крізь газ, що аналізується. Механізм поглинання променевої речовинами у інфрачервоній зоні спектра обумовлений частотою власних коливань атомів або іонів та окремих груп їх у молекулі, а також частотою обертання молекул. Здатність поглинати випромінювання у інфрачервоній зоні спектра мають сполуки, молекули яких складаються з двох чи більше атомів або іонів (виключення – двохатомні молекули простих речовин, наприклад, кисню, азоту, водню). Ступінь поглинання випромінювання кожною поглинаючою речовиною змінюється із зміною довжини хвилі падаючого випромінювання. Для визначення концентрації газу, що аналізується, із всього спектра поглинання випромінювання вибирається одна чи декілька найбільш інтенсивних смуг: так, для CO – смуга з довжиною хвилі 4,7 мкм; для CO_2 – 2,7 та 4,3 мкм; для метана – 3,3 й 7,65 мкм. Це робить можливим проведення вибіркового аналізу газів. Оптико-акустичний прилад використовує таке явище: якщо газ, здатний поглинати інфрачервоні промені, помістити у замкнений об'єм та піддати ді-

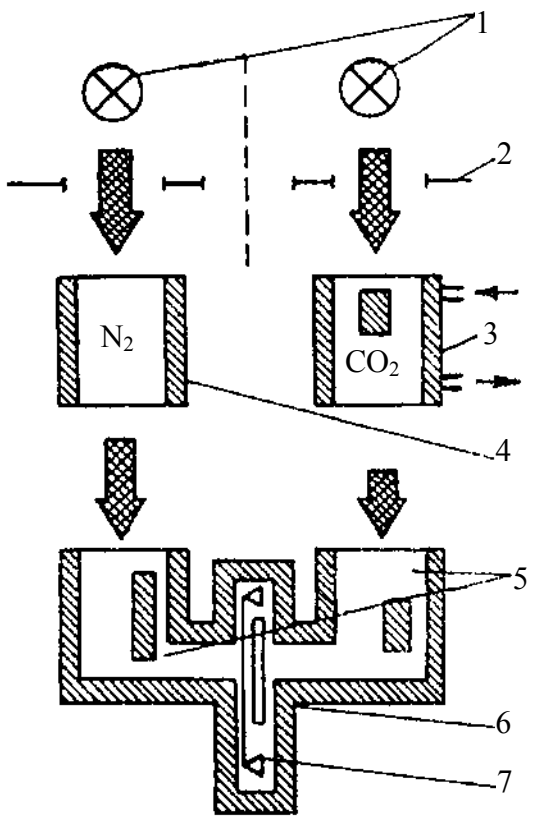


Рисунок5.10 – Робоча схема оптико-акустичного газоаналізатора:
1 – джерела інфрачервоної (ІЧ) радіації; 2 – обтюратор; 3 – робоча камера; 4 – порівняльна камера; 5 – променеприймачі; 6 – конденсаторний мікрофон; 7 – вимірювальна камера

янню потоку інфрачервоної радіації, то за визначений термін часу газ підігріється до деякої температури, що визначається умовами тепловіддачі. Одночасно виникне також відповідне підвищення тиску газів. При перериванні з деякою частотою потоку інфрачервоної радіації за допомогою обтюратора (затвора потоку світла) газ, що міститься у замкненому об'ємі, буде періодично прогріватися та охолоджуватися; в результаті виникнуть коливання температури та тиску газу. На рис.5.10 показана робоча схема газоаналізатора з диференційним методом вимірювання. Частина потоку радіації, яка відповідає спектру поглинання газу, що аналізується, умовно показана стрілкою. Два джерела інфрачервоної радіації випромінюються у два ідентичних оптичних канали. Ці потоки перериваються обтюратором при одночасному перекриванні обох каналів. У правому каналі потік переривчатої інфрачервоної радіації надходить крізь *робочу* камеру, після чого поступає до правого променеприймального циліндра вимірювальної камери (променеприймача). У лівому каналі потік переривчатої радіації проходить крізь *порівняльну* камеру, після чого надходить до лівого променеприймального циліндра тієї ж вимірювальної камери. Вікна усіх камер виготовлені із матеріалу, що пропускає потоки інфрачервоної радіації у необхідному інтервалі довжин хвиль. Крізь робочу камеру безперервно проходить аналізована газова суміш. Порівняльна камера герметична й заповнена азотом. Променеприймач заповнений газом, який підлягає визначенню. Це забезпечує вибірковість аналізу, оскільки в об'ємі променеприймача можуть виникати коливання температури й тиску газу тільки за рахунок поглинання інфрачервоної радіації, ефективність якого визначається відповідним спектром поглинання. При проходженні потоку випромінювання крізь робочу камеру відбувається його ослаблення за рахунок поглинання відповідної частини спектра компонентом, який визначають. У порівняльній камері, яка заповнена азотом, поглинання радіації не має місця. Таким чином, у правий променеприймальний циліндр вимірювальної камери проникає радіація, інтенсивність якої на частотах, що відповідають смугам поглинання визначеного компонента, ослаблена відповідно до його концентрації у газовій суміші. У двох променеприймальних циліндрах виникають коливання температури і тиску; при цьому у правому з них амплітуда коливань значно менша, ніж у лівому. У середній частині променеприймача установлений конденсаторний мікрофон, ємність якого може змінюва-

тися відповідно до коливання мембрани. Мембрана мікрофона сприймає коливання тиску як у правій, так і в лівій частині приймача. Оскільки тиск у його циліндрах змінюється одночасно, то амплітуда коливань мембрани мікрофона визначається різницею тисків у обох частинах приймача. Таким чином, амплітуда коливань мембрани визначається інтенсивністю поглинання у інфрачервоній зоні спектра, який обумовлений компонентом, що заповнює робочу камеру й характеризує його виміряну концентрацію. Для забезпечення роботи аналізатора разом з ним постачається спеціальна система пробопідготовки для очищення, зневоднення й подачі газу на аналіз під надлишковим тиском 3...4 кПа. Запис показників здійснюється винесеним самописом чи іншим малогабаритним приладом.

Існує потреба розробки газоаналізаторів українського виробництва для діапазону концентрацій CO, що відповідають викидам дизелів, оскільки уніфікація аналізаторів бензинових та дизельних двигунів не доречна, бо концентрації CO в них співвідносяться як (15...20) до одиниці.

Полум'яно-іонізаційні газоаналізатори (з детектором типу ПІ, табл. 5.3). Застосовуються для вимірювання C_nH_m (суми вуглеводнів). Принцип діяння таких газоаналізаторів базується на використанні полум'яно-іонізаційного методу, який дозволяє вимірювати величину іонізаційного струму з допомогою електродів при спалюванні вуглеводнів у полум'ї водневого пальника. У першому наближенні величина цього струму пропорційна кількості атомів вуглецю, які містяться у молекулі вуглеводня. Це надає можливість при аналізі C_nH_m приводити показання приладу до еквівалентної кількості однієї з контрольних речовин: метану, пропану або іншого вуглеводню, який має у своєму складі контрольна перевірочна газова суміш.

Оскільки величина іонізаційного струменя прямо пропорційна кількості вуглецю у C_nH_m та витраті газу, що аналізується, то для надійної роботи приладу необхідно використати суворо стабілізовані газові потоки водню й повітря, аби підтримати процес горіння водню та й самого газу для його аналізу. Для запобігання конденсації киплячих вуглецеводнів у процесі їх транспортування вся система пробопідготовки разом із трубопроводом газозабірного пристрою підігрівається до 450...470 К.

Оптичні повнопоточні газоаналізатори є новим (порівняльно) типом приладів, основною перевагою яких є можливість проведення калібру-

вання по еталонним газовим кюветам без витрати повіряльних сумішей. Так, фірма “Зик” (Німеччина) випустила газоаналізатори “1010 CO Монітор”, “1030 NO_x Монітор” та інші, принцип дії яких базується на просвічуванні всього потоку газу у поперечному напрямку модульованим інфрачервоним джерелом світла. Визначення інтенсивності поглинання у заданому діапазоні частот дозволяє оцінити концентрацію необхідного компонента. Просвічування безпосередньо газового потоку дозволяє спростити конструкцію приладу, оскільки зникає необхідність у пробопідготовці. Точність таких приладів бажано підвищувати (із зменшенням необхідної вимірювальної бази), наприклад за рахунок застосування багатоходового руху світлового потоку газових кювет.

Фільтраційні газоаналізатори (з детектором типу Ф, табл. 5.3) можуть використовуватися для вимірювання вмісту оксидів азоту у ВГ дизелів. Їх принцип дії оснований на фотоабсорбційному методі аналізу інфрачервоної радіації. При цьому просвічується не весь газовий потік, а попередньо відібрана проба. Така схема приладу більш складна, але дозволяє проводити вимірювання з більшою точністю й без врахування температурного стану газу. Настроювання цих приладів можна виконувати як при прокачуванні еталонної газової суміші вздовж вимірювального тракту, так і по газовій кюветі в автоматичному режимі. Масогабаритні характеристики, наприклад, газоаналізаторів 321/322ФА01 такі ж, як у моделей 344ХЛ10А (табл. 5.3), однак на базі цих приладів легше розробляти переносні газоаналізатори.

Стаціонарні газоаналітичні комплекси. Найбільш ефективно вони можуть використовуватися на експериментальних чи дослідницьких стендах. У табл. 5.3 наведені деякі з них. У комплексах фірми “Украналіт” (Україна), RX-777 (фірми “Рікен Кейкі” (Японія), SAE-8536 фірми “Янако” (Японія), VIA-300/5000 фірми “Хоріба” (Японія) використовуються вже розглянуті вище методи й засоби газового аналізу ВГ ДВЗ. Комплекс складається із чотирьох виконаних окремо блоків: пристроїв безпосереднього відбирання проб та розподілу газів, стояків газоаналітичного й приладів. Пристрої забезпечують відбирання, фільтрацію, підігрів та розподілення по газовим трактам проби, що аналізується. Стояки укомплектовані газовимірювальними перетворювачами, електронікою, пристроями виведення інформації (цифрові показуючі та самописні). Комплекс включає також

два стояки балонів для калібровочних газів та лінії транспортування.

Хроматографічні аналізатори складу ВГ дизелів та інших двигунів. Газовою хроматографією називають метод розділення та ідентифікації компонентів газової суміші. Розділення газової суміші здійснюється за рахунок різного часу утримання (проміжок часу між поглинанням й виділенням) різних речовин сорбентом. Недоліки цього методу – неоперативність отримання інформації, неможливість динамічних оцінок, необхідність дискретного відбирання й зберігання проб. Однак цей метод дозволяє оцінити із значно більшою чутливістю значно більшу кількість сполук із складу ВГ ДВЗ, що, наприклад, необхідно при проведенні дослідницьких робіт з відпрацювання робочого процесу двигунів, зниження витрат масла і т.д. Тільки цим методом можна визначити вміст вуглеводнів у ВГ за окремими компонентами, а не за загальною сумою. Таким чином, метод газової хроматографії для аналізу складу ВГ ДВЗ може стати добрим доповненням до стандартних методів при дослідженні та, особливо, доведенні екологічного рівня двигунів. Типова схема газового хроматографа показана на рис. 5.11, а приклад хромаграми – на рис. 5.12.

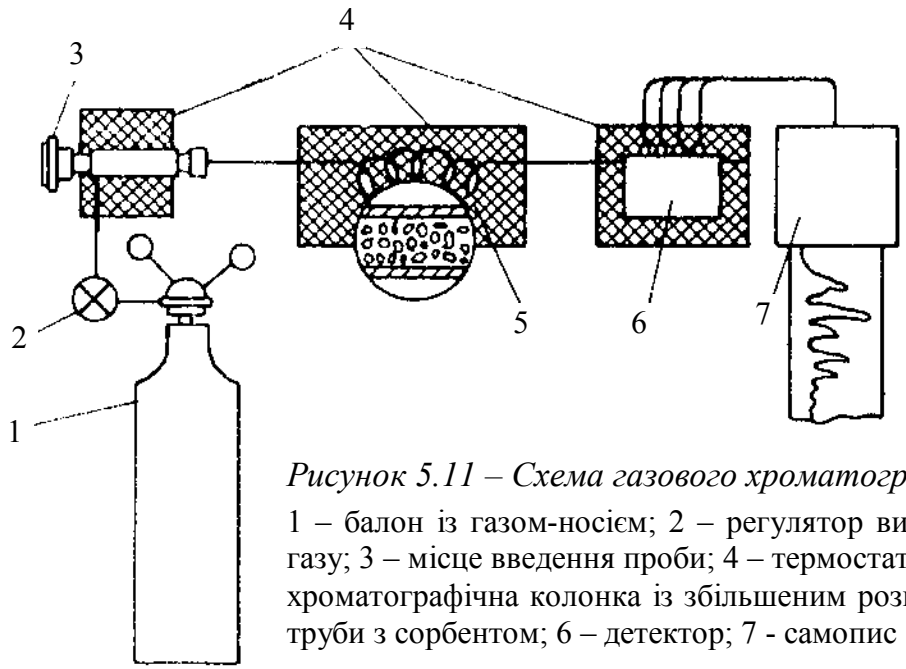


Рисунок 5.11 – Схема газового хроматографа:
1 – балон із газом-носієм; 2 – регулятор витрати газу; 3 – місце введення проби; 4 – термостати; 5 – хроматографічна колонка із збільшеним розміром труби з сорбентом; 6 – детектор; 7 - самопис

Проба газу вводиться до колонки з сорбентом за допомогою герметичних газових шприців та спеціальних пробовідбірних кранів. Компоненти газової суміші поглинаються та утримуються сорбентом хроматогра-

фічної колонки. При продувці сорбенту потоком газу-носія через проміжки часу, що відповідають часу утримання у сорбенті кожного компонента, в цьому потоці створюються смуги компонентів суміші, котрі реєструються детектором у вигляді сигналів у функції часу (хроматограми). Приклад такої хромограми показаний на рис. 5.12. Концентрація компонента у суміші визначається за площиною піку, що йому відповідає; при цьому наявність компонента у суміші може бути визначено при його концентрації менше 10^{-8}%.

У табл. 5.3 показані характеристики сучасних газоаналізаторів.

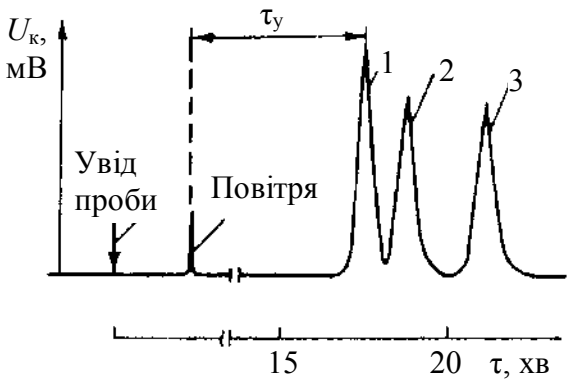


Рисунок 5.12 – Типова хромаграма газового хроматографа:
1,2,3 – амплітуди сигналів виділення компонентів із суміші;
$U_к$ – шкала сигналів;
$\tau_у$ – час утримання компонентів

Таблиця 5.3 – Основні характеристики вітчизняних та зарубіжних аналізаторів для контролю токсичності ВГ двигунів внутрішнього згоряння

Марки, країни, фірми-виготовлювачі	Тип детектора	Токсиди, що аналізуються	Діапазони вимірювання	Похибки, %	Швидкодія, с
1	2	3	4	5	6
Газоаналітичний комплекс (Україна, “Украналіт”) для контролю ВГ ДВЗ у складі аналізаторів: 344 ХЛ 10А	ХЛ	NO; NO_2; NO_x	0...50; 0...250; 0...1250; 0...5000 ppm	±3	≤3

Продовження табл. 5.3

1	2	3	4	5	6
334 КПІ	ПІ	ΣC_nH_m; CH_4	0...50; 0...250; 0...1250; 0...5000 ppm	±3	≤3
321 ФА01	Ф	CO	0...2000 ppm; 0...5%	±3	≤3
322 ФА 01	Ф	CO	0...1%; 0...20%	±3	≤3
Газоаналітичний комплекс (Японія, “Рікен Кейкі”) з вбудованим комп’ютером для контролю й аналізу ВГ ДВЗ RX-777					
	ДІЧ	C_nH_m	0...2000 ppm	±5	<20
	ДІЧ	CO	0...5,0об.%	±5	<20
	ДІЧ	CO_2	0...18об.%	±5	<20
Портативний інфрачервоний аналізатор (Японія, “Рікен Кейкі”) для контролю ВГ ДВЗ, а також для науково-дослідних лабораторій RI-550A					
	ДІЧ	CO	0...0,5; 0...1; 0...2%	±3	<10
	ДІЧ	CO_2	0...20; 0...50; 0...100 %	±3	<10
	ДІЧ	C_nH_m	0...0,5; 0...1; 0...2 %	±3	<10
Хемілюмінесцентний газоаналізатор (Японія, “Рікен Кейкі”) для контролю ВГ ДВЗ RI-325L					
		NO; NO_x	0...50; 0...100	<2 %	<10
			0...250; 0...500		
			0...1000; 0...5000 ppm		
Газоаналізатор для бензинових двигунів (Австралія, “АВЛ Ліст Гмбх”) DiGas 465C					
	ДІЧ	C_nH_m	0...10; 0...20об. %	<2 %	<5
	ДІЧ	CO	0...10; 0...20об. %	<2 %	<5
	ДІЧ	CO_2	0...10; 0...20об. %	<2 %	<5

Закінчення табл. 5.3

1	2	3	4	5	6
Комбінований газоаналізатор для бензинових та дизельних двигунів (Австрія, “АВЛ Ліст ГмбХ”) DiGas 465B					
	ДІЧ	C_nH_m	0...10; 0...20об. %	<2 %	<5
	ДІЧ	CO	0...10; 0...20об.%	<2 %	<5
	ДІЧ	CO_2	0...10; 0...20об.%	<2 %	<5
Автоматизований комплекс газового аналізу (Японія, “Янако”), в тому числі ДВЗ (бензинові, дизелі) SAE-8536					
	ДІЧ	CO	0...0,5; 0...1; 0...2 %	<2 %	<5
	ДІЧ	C_nH_m	0...0,5; 0...1; 0...2 %	<2 %	<5
	ХЛ	NO_x	0...50; 0...100 0...250; 0...500 0...1000; 0...5000 ppm	<2 %	<5
Газоаналізатор (США, “Бекман”) Бекман 402	ПІ	C_nH_m	0...001; 0...0,01; 0...0,1; 0...0,5 %	±1	<1
Комплекс газоаналізаторів (Японія, “Хоріба”) VIA-300/500	ДІЧ	CO	0...0,5; 0...1; 0...2 %	±1	<5
	ДІЧ	CO_2	0...20; 0...50; 0...100 %	±1	<5
	ХЛ	NO	0...50; 0...100 0...250; 0...500 0...1000; 0...5000 ppm	±1	<5
	ДІЧ	SO_2	0...0,5; 0...1; 0...2 %	±1	<5
	ДІЧ	C_nH_m	0...0,5; 0...1; 0...2 %	±1	<5

Треба відзначити, що провідні фірми – розробники методів та заходів газового аналізу ВГ ДВЗ досягли значних результатів. Як бачимо із табл. 5.3, сьогодні масово випускаються індивідуальні та комплексні газоаналізатори всіх нормованих токсидів у ВГ, їх портативні модифікації, в тому числі і в Україні, як для бензинових, так і для дизельних двигунів різних класів та призначень. Підкреслимо, що при їх розробках широко використані найновіші фізико-хімічні ефекти, що дозволило підвищити, крім іншого, точність та швидкодію цих пристроїв.

На рис.5.13-5.18 наведені деякі з аналізаторів провідних фірм світу, характеристики яких показані в табл. 5.3.

Газоаналізатори на рисунках супроводимо їх основними характеристиками та іншими поясненнями:

- *портативні газоаналізатори-монітори;* до їх складу входять газоаналізатори різних моделей, що забезпечують визначення концентрації газів CO, H_2S, NO, NO_2, SO_2 у ppm (частинках на мільйон); у них автономне живлення. Цифровий індикатор на рідинних кристалах безперервно видає дані; керування індикацією – від мікропроцесора. Аналізатори також видають й усереднені звіти. Насос для відбору проб вмонтовано у прилад; час спрацьовування – у межах до 10...30 с. Вага–від 0,3 до 3 кг.
- *вітчизняний газоаналізатор 325 ФА 01;* призначений для вимірювання об'ємної частки вмісту CO, CO_2, C_nH_m, NO, SO_2 та O_2 у відпрацьованих газах ДВЗ, в тому числі транспортних засобів, контролюється також температура газу, що аналізується. Пульт дистанційного керування з вбудованим принтером дозволяє проводити вимірювання за нормативами, а також надає можливість роздруковувати протокол з результатами вимірів. Інтерфейс RS-232 (аналогічно моделі RS-325 японської фірми "Рікен Кейкі"). Маса – 9 кг;
- стояк із приладами для газового аналізу DiGas 465c (фірми AVL, Австрія); вимірює CO, CO_2, C_nH_m, O_2; призначений для контролю токсичності та діагностики як бензинових двигунів, так і дизелів всіх розмірів і потужностей. Принципи вимірювання та виконання приладів відповідають законодавчим вимогам Правил ЄЕК №72/306 та пізніших. Надійні вимірювання при низьких температурах навколишнього середовища. Різні можливості визначення частоти обертання колінчастого вала двигуна (клемовий датчик, датчик ВМТ, оптичний датчик, кабель запалювання та ін.). Мож-

ливий комплексний аналіз несправностей двигуна: кути випередження запалювання й вприскування палива, димність й частота обертання при розгоні на холостому ході, перевірка роботи λ-зонда і т.д.). Можливість визначення димності при повному навантаженні забезпечена вимірювальною камерою стандартної довжини з малою масою. Вбудовані дисплей та принтер, накопичувач даних. Вага модуля газоаналізатора 22 кг;

Рисунок 5.13 – Портативні газоаналізатори – монітори (Японія, фірма "Рікен Кейкі")

- *пост екологічного контролю вітчизняної фірми "Украналіт"*; призначений для вимірювань NO, NO_2, NO_x, CO, CO_2, C_nH_m, CH_4 у викидах автотранспорту та ДВЗ інших призначень. Вбудовані: блок пробопідготовки; інфрачервоні газоаналізатори CO, CO_2; хемілюмінесцентний газоаналізатор C_nH_m; полум'яно-іонізаційний газоаналізатор NO, NO_2, NO_x; димомір; генератор водню та воднево-гелієвий розріджувач; самописи до аналізаторів; комплект повірочних газових сумішей; мікропроцесорні пристрої у комплектах кожного газоаналізатора. Час безперервної роботи 48 годин, маси аналізаторів – від 25 до 35 кг;

маси аналізаторів – від 25 до 35 кг;

- *газоаналізатор RX*-777 японської фірми “Рікен Кейкі”; призначений для вимірювання CO, O_2 CO_2, C_nH_m, у ВГ автомобіля. Керування – від вбудованого мікропроцесора, при друкувальному пристрої. Вбудована самодіагностика. Метод індикації – пряма індикація концентрації газів на світлодіодах. Маса – 22 кг. Відраховування токсидів виконується безперервно та одночасно.
- *хемілюмінесцентний аналізатор японської фірми “Рікен Кейкі”;* призначений для вимірювань NO, NO_x. Спосіб вимірювання мало залежить від зовнішніх діянь. Конструктивно прилад виконано із вузла відбирання проби з включенням охолоджувача, вузла каталізатора, вузла детектора із контролем температури та електричних кіл на напівпроводниках. Вимірювання виконується при атмосферному тиску, тому не потрібний вакуумний насос. Вмонтований механізм повної обробки надлишку озону . Зручний для контролю ВГ у майстерні обслуговування автомобіля. Маса – до 120 кг.

Наведені у табл. 5.3 характеристики дають уявлення щодо можливостей сучасних газоаналізаторів ВГ ДВЗ провідних фірм світу.

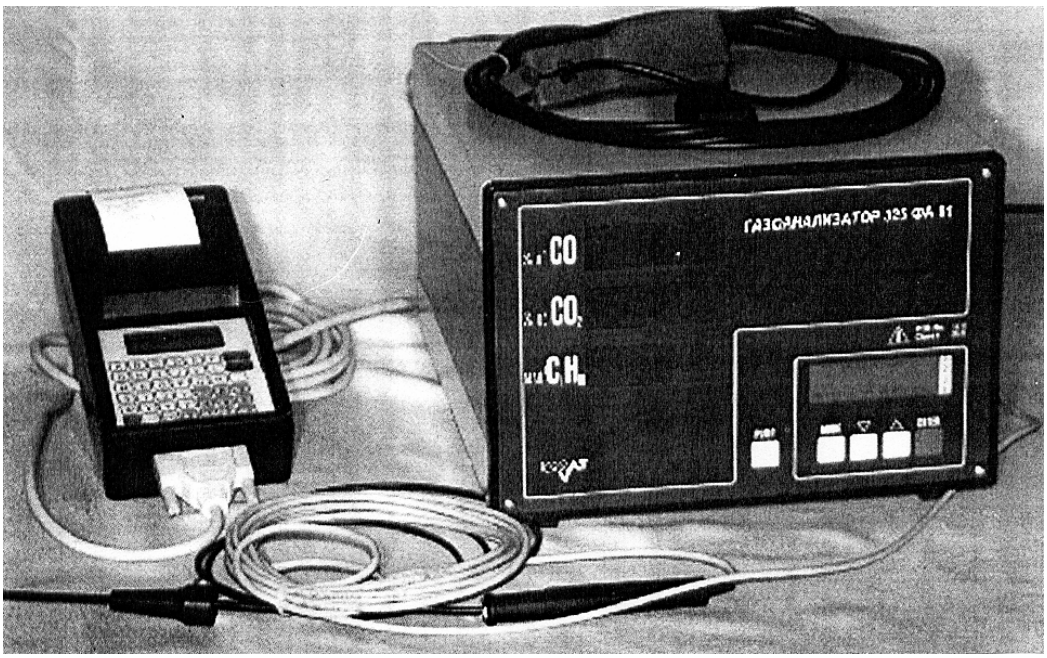


Рисунок 5.14 – Газоаналізатор 325 ФА01 (Україна, фірма “Украналіт”)

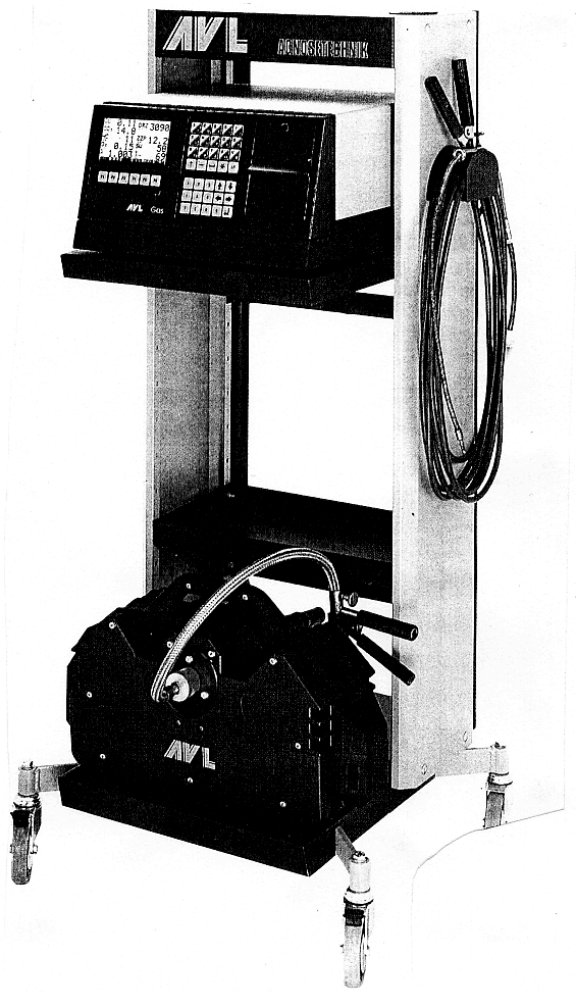


Рисунок 5.16 – Стойка з приладами для газового аналізу ВГ ДВЗ марки DiGas 465C (Австрія, фірма АВЛ ЛістГмбх

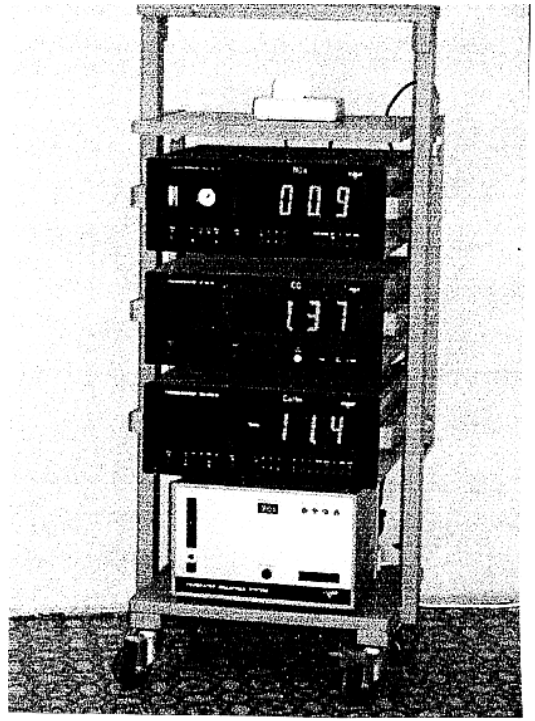


Рисунок 5.15 – Пост екологічного контролю на основі газоаналізаторів фірми "Украналіт" (Україна) у складі моделей:

- 344 ХЛ 104;
- 334 КПІ;
- 321 ФА 01;
- 322 ФА 01,

призначений для підготовки двигунів з автомобілями до міжнародних транспортних перевезень

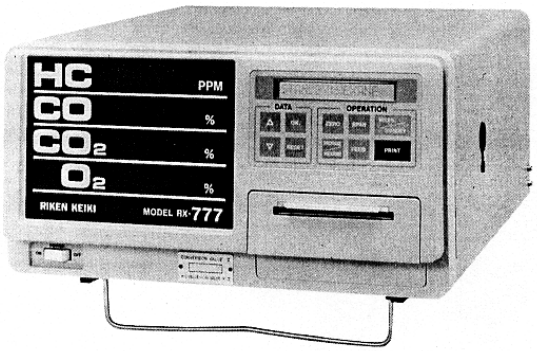


Рисунок 5.17 –Газоаналізатор RX-777 із вбудованим комп'ютером для контролю ВГ двигуна автомобіля, "Рікен Кейкі" (Японія)

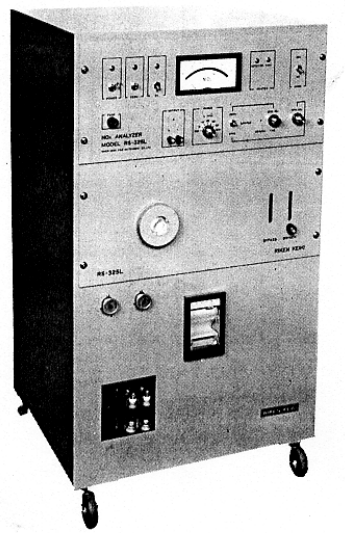


Рисунок 5.18 –Хемілюмінесцентний аналізатор RX-777 із вбудованим комп'ютером для контролю ВГ двигуна автомобіля, "Рікен Кейкі" (Японія)

5.2.2.2. *Ековипробування на канцерогени (бенз-а-пірен) у викидах ДВЗ*

Розглянемо приклад з легковими автомобілями, обладнаними двигунами типу ГАЗ [6].

Важливою умовою отримання достовірних результатів є повне уловлювання бенз-а-пірену (БП) у системі відбирання проби ВГ ДВЗ. Аналіз проведених досліджень показав, що для забезпечення повного уловлювання БП із ВГ може бути застосований метод відбирання за умови забезпечення таких параметрів газу перед фільтром, при яких БП знаходився би у вигляді аерозолів, а не в газовій фазі. Основним параметром є температура ВГ перед фільтром, яка не повинна перевищувати 350...370 К. Система відбирання проб БП із ВГ повинна забезпечувати охолодження газів до вказаних температур, тобто мати відповідний охолоджувач.

Для повного уловлювання БП необхідний також фільтрувальний матеріал з високим ступенем уловлювання аерозолів. Таку характеристику мають аерозольні фільтри, виготовлені із тканини Петрянова, які не містять у своєму складі БП й мають низький гідравлічний опір.

Для запобігання попадання конденсату із охолоджених продуктів

згоряння на фільтрувальний елемент система відбирання повинна бути розташована вертикально й мати у самій нижчій своїй частині конденсатозбірник.

Важливою умовою правильного проведення випробувань є забезпечення таких умов роботи двигуна, які він має із звичайною випускною системою. Дослідження засвідчили, що для забезпечення нормальної роботи двигуна на всіх експлуатаційних режимах максимальна витрата газу крізь фільтр не повинна перевищувати 2 л/хв на 1см^2 поверхні фільтра. При цьому тиск газу перед фільтром не може перевищувати атмосферний тиск більше ніж на 700...800 Па. Тому для забезпечення вказаних умов відбирання треба розрахувати (обчислити) необхідну поверхню фільтра, а систему відбирання – підключити до форвакуумної чи іншої витягуючої системи.

Система відбирання проб після проведення кожного випробування повинна промиватися перегнаним бензолом чи ацетоном для вилучення БП, який осідатиме на стінках системи. Тому вона повинна бути виготовлена так, аби всі її елементи підлягали промиванням.

На основі перелічених вище вимог й спеціально проведених дослідницьких випробувань розроблено повнопоточну фільтраційну систему відбирання БП із ВГ легкових автомобілів типу ГАЗ при їх використанні на стенді з біговими барабанами за Європейським їздовим циклом, принципова схема якого наведена на рис. 5.3. Пристрій для реалізації означеної фільтраційної системи показаний на рис. 5.19.

Відпрацьовані гази автомобільного двигуна із його вихлопної труби через вхідний патрубок системи відбирання надходять у вертикально розташований водяний охолоджувач, де відбувається їх охолодження до температури 350 К. Площина поверхні охолодження цього холодильника складає 0,3 м^2. Із холодильника ВГ надходять до циліндричної камери й проходять крізь фільтрувальний елемент, що складається із каркаса, основою якого є сітка із нержавіючої сталі. На каркасі закріплюється фільтрувальна тканина Петрянова типу ФПП-15 з робочою поверхнею біля 1000 см^2. Для запобігання можливого проривання фільтрувальної тканини при різкій зміні режимів роботи двигуна із зовнішньої сторони фільтра установлюється сітка із нержавіючої тканини.

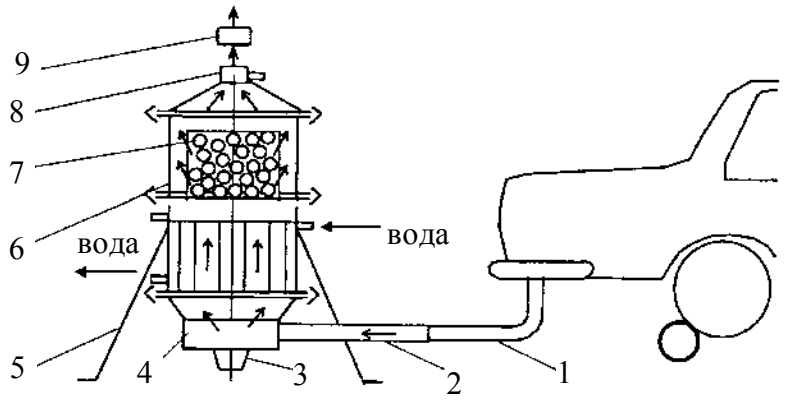


Рисунок 5.19 – Система відбирання бенз-а-пірену із відпрацьованих газів легкових автомобілів:

1 – вихлопна труба; 2 – вхідний патрубок системи відбирання; 3 –конденсатозбірник; 4 – водяний охолоджувач; 5 – стояк кріплення системи; 6 – фільтраційна камера; 7 – фільтрувальний елемент; 8 – вхідний патрубок; 9 – бензольна пастка

Камера через вхідний патрубок поєднується із витяжною системою, що дозволяє підтримувати необхідний тиск газів перед фільтром. Конденсат, що утворюється при охолодженні ВГ, стікає по стінках холодильника до знімної колби. Ємність для збирання конденсату, холодильник, камера з фільтрувальним елементом поєднується між собою за допомогою стягуючих хомутів. Така розбірна конструкція дозволяє проводити якісну промивку всіх елементів системи відбирання після завершення випробувань за їздовим циклом.

Уся збірна система відбирання підвищується у вертикальному стані на сталевих тросиках (що регулюються за довжиною) до підставки. Така опірна конструкція забезпечує вільне переміщення системи відбирання сумісно з можливими переміщеннями автомобіля при проведенні випробувань.

Перед проведенням випробувань автомобіля система повинна бути ретельно підготовлена: розібрана й старанно протерта м’якою тканиною (медичним вапном), що зволожена перегнаним бензолом; зібрана й перевірена на герметичність азотом або чистим повітрям під надлишковим тиском 30...50 кПа (зниження тиску у закритій системі відбирання більше ніж на 5 кПа протягом 15 хвилин не допускається); підвішена на стояках та

відрегульована на висоті таким чином, аби вхідний патрубок системи розташовувався паралельно вихлопній трубі автомобіля, що встановлений на бігові барабани; приєднана до магістралі подачі води та зливної магістралі, а також до приладів для вимірювань температури й тиску.

Підготовка автомобіля до випробувань повинна здійснюватися у відповідності до вимог стандарту на проведення загальних ековипробувань (про них вище йшла мова). На цьому етапі (після проведення всіх регулювань двигуна) слід старанно протерти тканиною (вапном), зволоженою бензолом, внутрішню частину вихлопної труби автомобіля, аби БП, який відкладений разом із сажею на її стінках після проведення якихось експлуатаційних напрацювань автомобіля, не вносив ніякої похибки у результати визначення БП. Після завершення всіх робіт з підготовки виконується випробування та відбирання проб БП двигунів автомобілів. Випробування автомобіля за їздовим циклом здійснюється у відповідності до схеми цього циклу. Після запуску й прогрівання двигуна на холостому ході протягом 11с одночасно із початком виконання автомобілем заданих режимів роботи до вихлопної труби автомобіля за допомогою стягуючого болта приєднується система відбирання проб БП. Відпрацьовані гази пропускаються крізь систему відбирання безперервно протягом випробувань (чотирьох послідовно проведених їздових циклів). При цьому реєструють температуру та тиск перед фільтром й виконують їх регулювання до потрібних величин за допомогою зміни витрати охолоджувальної води та параметрів витягуючої системи.

Після закінчення випробувань відокремлюють пробовідбиральну систему від вихлопної труби автомобіля, витягуючої системи, системи подавання й зливання води та розбирають. Витягають фільтр із фільтрувального елемента й розміщують його у паперовому конверті. Конденсатозбірник (колба з конденсатом) відокремлюють від системи й закривають притертою пробкою. Всю систему зсередини не менше двох разів ретельно протирають м’якою тканиною (вапном), змоченою у перегнаному бензолі. Весь змив розміщують у чистій колбі з притертою пробкою. Конверт з фільтром, а також колби з конденсатом та змивом передаються до лабораторії хімічного аналізу. Відбирання проб БП із ВГ досліджуваного автомобіля (двигуна) виконують тричі, при цьому якісь регулювання двигуна не допускаються.

У лабораторії хіманалізу всі складові відбору (фільтр, конденсат, змив) старанно готуються до аналізу. Фільтр виймають із конверта, переміщують до чистої тонкостінної склянки із нержавіючої сталі та заливають його перегнаним бензолом. Стакан з бензолом та фільтром розміщують в ультразвуковому пристрої УЗУ-0,25 (має частоту коливань 18 Гц). Вмикають пристрій та екстрагують фільтр протягом 15 хв. Після цього вмикають ультразвуковий пристрій, вливають бензол у колбу з притертою пробкою, заливають у стакан чистий (перегнаний) бензол, знову розміщують в ньому фільтр та ще екстрагують протягом 15 хв. Після екстрагування зливають бензол до тієї ж колби з притертою пробкою, до якої було вилито бензол першого екстрагування.

Конденсат також двічі екстрагують на Шоттель-апараті в об'ємі 100 мл перегнаного бензолу з подальшим відокремленням бензолу від конденсату у ділильній лійці. Відокремлений бензол переливають у чисту колбу з притертою пробкою.

Вата (або тканина), що використовується при змиванні, двічі екстрагується в ультразвуковій установці (аналогічно екстрагуванню фільтра), та екстракт переливається у чисту колбу з притертою пробкою. У ту ж колбу виливаються й бензольні змиви стінок системи. При малих концентраціях БП у бензольному екстракті (із фільтра), в конденсаті чи змиві системи всі вони концентруються на ротаційному вакуумному випаровувачі до об'єму 10 мл. До проведення аналізу ці екстракти зберігаються у темному прохолодному місці у пробірках з притертими пробками.

Для відокремлення присутнього в екстрактах БП від домішок екстракти підлягають хроматографічному фракціонуванню із застосуванням абсорбційної хроматографії у тонкому шарі. Як адсорбент використовується окис алюмінію. Якісне та кількісне визначення вмісту БП у пробах проводиться методом спектрально-флюоресцентного аналізу з використанням властивостей органічних сполук у заморожених (при температурі рідкого азоту 77 К) н-парафінах давати квазілінійчасті спектри високої специфічності. Для проведення якісного та кількісного аналізу використовують спектрометри комбінованого розсіювання типу ДФС-12 й ДФС-24 з реплікою дифракційної решітки 1200 штрихів/мм та фотоелектронним помножувачем типу ФСУ-17А (чутливим у зоні 380...560 нм), що обладнаний спеціальною приставкою; він складається із ртутно-кварцевої лампи типу

ДРШ-250 (із світлофільтром УФС-6), двох конденсаторів для фокусування світла, прозорої сосудини Дьюара з рідким азотом та пробірки з пробкою, що у ньому розміщуються. Принципова схема стенда для якісного та кількісного аналізу й визначення БП показана на рис.5.14.

Після юстування спектрометра проводять *якісний аналіз проби*, для чого в пробірку об'ємом 10 мл наливають 1 мл досліджуваної проби й 2 мл н-октана. Пробірку з розчином розміщують у прозорій сосудині Дьюара з рідким азотом, закріплюють її там та заморожують. Барабан спектрометра установлюють згідно з величиною, що отримана при юстуванні спектрометра за стандартнм розчином БП (ця величина відповідає довжині хвилі 403 нм) й проводять запис спектра розчину у зоні 401...410 нм. Наявність у квазілінійчастому спектрі (люмінесценції) фракції БП фіксується за максимумами (піками) смуг при довжині хвилі 403 нм (більш інтенсивний) та 408,5 (менш інтенсивний). Якщо обидва піки при вказаних довжинах хвиль існують, значить у пробі є БП. Коли аналітична лінія БП не виступає над фоном, то кількісний аналіз не проводиться.

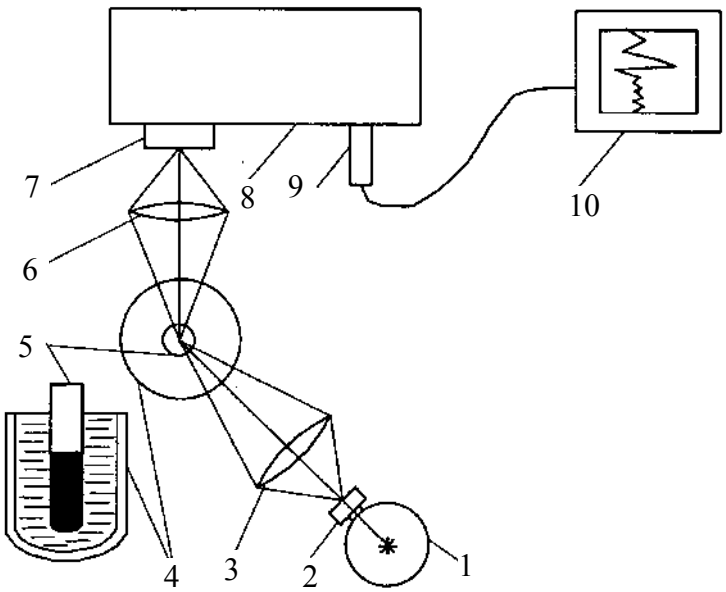


Рисунок 5.20 – Схема установки для визначення бенз-а-пірену:
1 – ртутно-кварцева лампа; 2 – світлофільтр; 3,6 – конденсатори; 4 – посудина Дьюара із рідким азотом; 5 – пробірка з пробкою; 7 – вхідна щілина спектрометра; 8 – спектрометр; 9 – фотоелектронний помножувач; 10 – самописний потенціометр

Кількісний аналіз проби (визначення БП) проводиться методом до-

мішок з встановленням спектрометра за фоном, що створюється люмінесцентними домішками, які присутні у досліджуваному екстракті. У три пробірки об'ємом 10 мл наливають по 1 мл досліджуваного екстракту. Потім у першу пробірку додають 2 мл н-октана (вихідний розчин з нульовою домішкою), у другу – 1,5 мл н-октана та 0,5 мл стандартного розчину БП у н-октані (домішка 0,5), у третю – 1 мл н-октана й 1 мл стандартного розчину БП в н-октані (домішка 1). Стандартні розчини готують із хімічно чистого твердого БП та н-октана. Використовують такі стандартні розчини з концентрацією БП від 10^{-7} до 10^{-10} г/мл. Запис спектра починають з третього виготовленого розчину (добавка 1), що містить найбільшу кількість БП. Пробірку з цим розчином закріплюють у сосуді Дьюара з рідким азотом та заморожують протягом 4 хв. Спектрометр установлюють на максимум аналітичної лінії БП (403 нм); регулюванням посилення та розкриттям щілини досягають відхилення пера самописа на 0,8...0,9 всієї величини шкали, після чого записують спектрограму аналітичної лінії у зоні 401,5...407 нм. При цьому відмічають положення пера самописа на довжині 401,5 нм, тобто в зоні, де люмінесцентність БП практично відсутня й фон створюють лише домішки, що знаходяться в екстракті, котрі в однакових кількостях присутні у всіх трьох пробірках серії розчинів. Запис спектра повторюють двічі, досягаючи доброго відтворення. Аналогічним чином записують аналітичні лінії спектра БП другого (домішка 0,5) та вхідного розчинів, установлюючи на довжині хвилі 401,5 нм прилад за фоном у те ж положення, яке займало перо самописа при запису спектра розчину з добавкою 1.

Чутливість визначення БП даним способом аналізу складає $0{,}5 \cdot 10^{-10}$ г/мл; похибка методу ± 10%.

5.2.2.3. ***Ековипробування на визначення твердих частинок у ВГ дизелів***

Такі вимірювання актуальні для дизельних двигунів.

Сьогодні в Україні, США, Японії, країнах Західної Європи розроблений та стандартизований метод гравіметричного визначення масових викидів твердих частинок (ТЧ) при випробуваннях дизелів як на стендах, так і у складі транспортних чи інших засобів, в тому числі на бігових барабанах. Маса ТЧ звичайно вимірюється зваженням фільтрів, крізь які пропускається підготовлена спеціально суміш відпрацьованих газів та розрідженого повітря.

Пристрій, за допомогою якого проводиться вимірювання вмісту частинок у ВГ, називається “тунель”, оскільки являє собою в основі трубу (тобто тунель). Розроблені два типи “тунелів” – повнопоточний та неповнопоточний. В останньому випадку вони називаються “мінітунелем” чи “мікротунелем”.

У повнопоточному “тунелі” весь потік ВГ ДВЗ пропускається крізь нього, а у неповнопоточному – тільки частина ВГ. У зв’язку з цим в останньому випадку один зразок “мінітунеля” можливо використати для дуже широкої гами (за потужністю) дизелів, а один “тунель” здатний забезпечити випробування тільки дизелів, близьких за потужністю, оскільки для більш потужних дизелів, тобто таких, що мають більшу витрату повітря, потрібний “тунель” більшого габариту, аби не створити підвищеного опору відпрацьованих газів на випуску із дизеля. Повнопоточні “тунелі” тому мають трубу для розбавлення довжиною 6-11 м, а “міні – та мікротунелі” – від 0,6 до 3 м.

Принцип вимірювання ТЧ у ВГ дизелів припускає вимірювання масових викидів частинок з застосуванням розрідженого потоку ВГ з подальшим пропусканням крізь фільтр всього потоку чи частини його. На фільтрі й фіксуються ТЧ.

“Тунелі” оснащені регуляторами масової витрати, що підтримують задану температуру газів й пристроями забирання проб ВГ із спеціальними тефлоновими фільтрами.

Вважається, що сажа є основним компонентом ТЧ у ВГ при роботі дизеля на режимах, близьких до максимальної потужності. При відносних навантаженнях, менших 15...20 % зникає кореляція між димністю та концентрацією ТЧ, оскільки сажа у таких умовах не виникає.

Розглянемо особливості вимірювання ТЧ у ВГ дизелів на прикладі розробки Науково-дослідного інституту прикладної екології Східноукраїнського національного університету (НДІПЕ СНУ) [71].

На рис. 5.21 показана принципова схема мінітунелю цих розробників.

Розглянемо характеристики та склад МТ у такій послідовності:

Призначення цього приладу: визначення масових викидів ТЧ дизелів у відповідності до вимог Правил R-49-02 ЄЕК ООН та подальших нормативів (сертифікація дизелів, установлених на автотранспортних заходах з

повною масою більше 3,5 т) й Стандарту ISO 8178 (сертифікація позадорожніх дизельних двигунів).

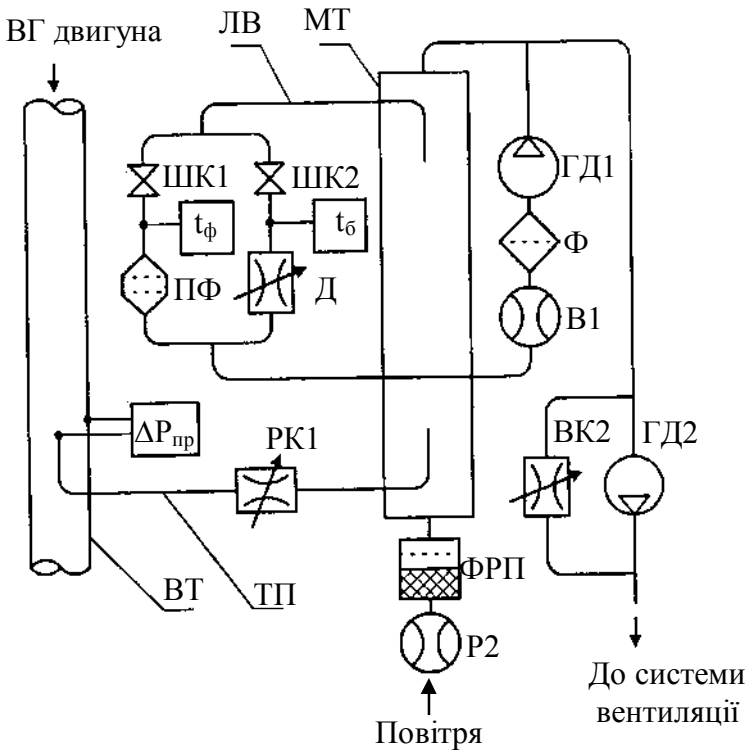


Рисунок 5.21 – Принципова схема мінітунелю:

ВТ – вихлопна труба двигуна; ТП – труба переносу ВГ; ЛВ – лінія відбирання проб ТЧ; МТ – мінітунель; $\Delta P_{пр}$ – перепад тиску між пробовідбірником ТП й ВТ; РК1 та RK2 – регулювальні клапани; ШК1 та ШК2 – кулькові крани; ГД1, ГД2 – газодувки; В1, В2 – витратоміри; ПФ патрон із фільтрами для відбирання проб ТЧ; Д – дросель; Ф – фільтр; ФРП – фільтр розбавляючого повітря; $t_ф$, $t_б$ – датчики температури

Склад приладу:

✓ система розбавлення частини потоку ВГ дизелів та відбирання проб ТЧ (мінітунель-МТ);

✓ модуль керування МТ;

✓ камера для стабілізації й зважування фільтрів.

Процедура визначення масових викидів ТЧ дизелів за допомогою МТ складається з таких операцій:

- досліджуваний дизель послідовно працює на режимах з усталеним значенням кутових швидкостей та крутних моментів на валу двигуна;
- частина ВГ, що пропорційна повному потоку для всього двигуна,

через пробовідбірник та трубу переносу ТП надходить до МТ, де й відбувається її змішування із чистим атмосферним повітрям, імітуючи тим самим природний процес утворення ТЧ у атмосфері;

- масова витрата у МТ, що створена газодувкою ГД 2, протягом всього випробувального циклу підтримується постійною та встановлюється такою, аби температура розбавлених ВГ перед фільтрами для відбирання проб ТЧ на режимі роботи двигуна з максимальною потужністю не перевищувала 52 ºС;
- на кожному режимі випробувального циклу частина розбавлених ВГ, маса котрої пропорційна відповідному ваговому коефіцієнту, пропускається через фільтри, установлені у лінії відбирання проб ТЧ;
- за масою ТЧ, зібраною на фільтрах у ході випробувального циклу, а також за параметрами двигуна та системами розбавлення визначається середньозважений показник масових викидів ТЧ.

Модуль керування МТ: це персональний комп'ютер із програмним керування. Для зручності транспортування комп'ютер установлений на рухомій платформі. Основною частиною забезпечення керування є програма комп'ютера МТ, за допомогою якої здійснюється:

- калібровка та вивірення датчиків МТ;
- формування структури випробувального циклу;
- поточний контроль стану всіх елементів МТ;
- запис виміряних значень параметрів МТ та двигуна протягом кожного режиму випробувань;
- розрахунок масового викиду ТЧ на кожному режимі випробувального циклу та середньозваженого масового викиду ТЧ дизеля за цикл;
- контроль за виконанням вимог відзначених вище Правил та Стандарту щодо процедури випробувань;
- протоколювання результатів випробувань з можливістю їхнього роздрукування.

Камера стабілізації та зваження фільтрів призначена для стабілізації маси фільтрів для відбирання ТЧ при постійних температурі та відносній вологості з можливістю їх розрахування.

На рис.5.22 наведено робочу схему МТ, яка пояснює його викладену функціональну характеристику.

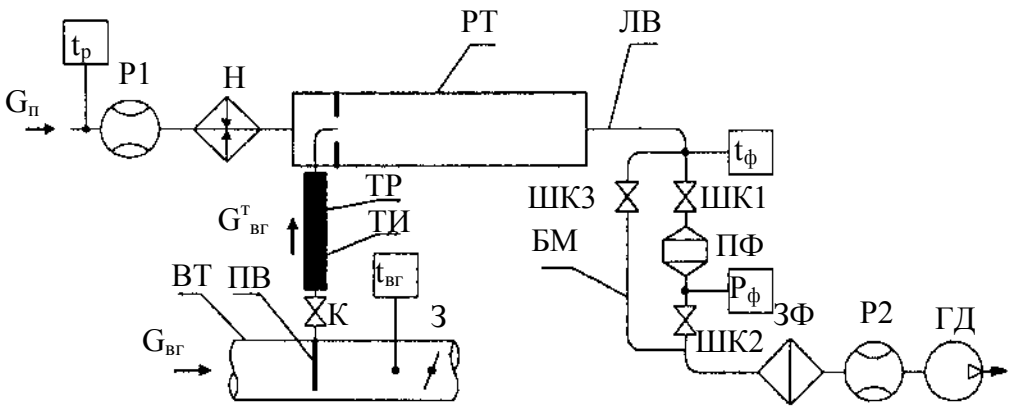


Рисунок 5.22 – Функціональна схема мікротунелю МКТ-1 розробки НДІПЄ ВНУ:

B_1, B_2 – витратоміри; Н – нагрівач; РТ – розбавляючий тунель; ЛВ – лінія відбирання проб; ШК1, ШК2, ШК3 – шарові крани; БМ – байпасна магістраль; ПФ – патрон з фільтрами для відбирання ТЧ; ЗФ – захисний фільтр; ГД – газодувка; ВТ – вихлопна труба двигуна; ПВ – пробовідбірник; К – кран; ТП – трубопровід підведення ВГ; ТІ – теплоізоляція; З – заслінка; $G_п$, $G^т_{вг}$ – масові витрати повітря та ВГ, які надходять до тунелю; $G_{вг}$ – масова витрата ВГ у ВТ; $t_р$, $t_{вг}$, $t_ф$ –датчики температури повітря, відпрацьованих газів й розбавлених ВГ перед фільтрами відповідно; $P_ф$ – датчик розрядження за фільтрами

На рис. 5.23 показаний загальний вигляд МТ-1.

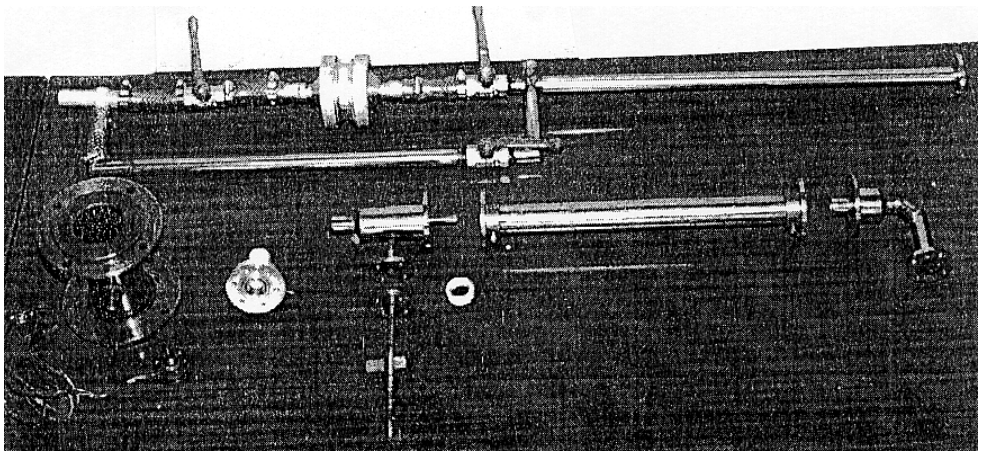


Рисунок 5.23 – Основні елементи мікротунелю МТ-1

На рис. 5.24 показано результати випробування ТЧ на масові їх викиди з ВГ дизеля 12/14 на різних режимах 13-ступеневого випробуваль-

ного циклу.

Розглянутий мікротунель дозволяє коректно обслуговувати двигуни різних призначень – від автотракторних до тепловозних.

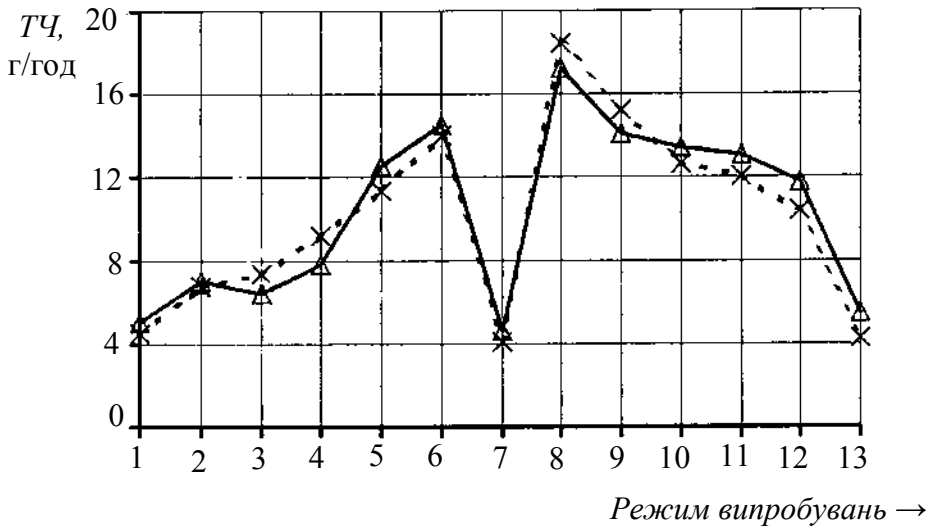


Рисунок 5.24 – Масові викиди твердих часток дизеля 1Ч12/14, визначені за допомогою мікротунелю МТ-1

5.2.2.4. *Ековипробування на визначення димності відпрацьованих газів*

Вимірювання димності відпрацьованих газів проводиться за допомогою засобів вимірювання, які використовують два методи.

Оптичний метод базується на принципі вимірювання непрозорості стовпа ВГ визначеної довжини (звичайно, 0,43 м), тобто – на вимірюванні величини інтенсивності поглинання пучка світла, що проходить крізь вказаний стовп відпрацьованих газів. Така інтенсивність фіксується фотодатчиком (рис. 5.25).

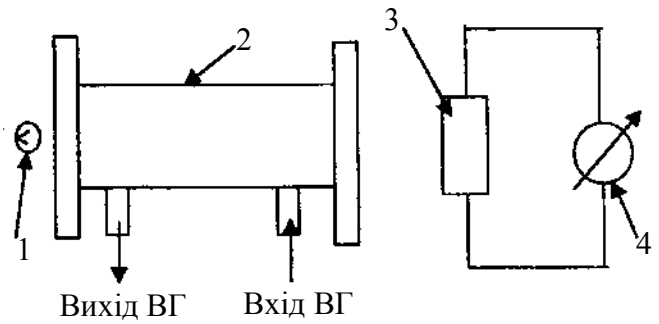


Рисунок 5.25 – Принципова схема оптичного димоміру:
1 – джерело світла;
2 – вимірюваний простір;
3 – фотоелемент (датчик);
4 – вимірювальний електричний прилад (амперметр та ін.)

Фільтраційний метод заснований на вимірюванні ступеня почорніння фільтра (наприклад, паперового), крізь який пропускають визначений об'єм (звичайно, від 0,3 до 1 л) ВГ, що оцінюється за величиною інтенсивності віддзеркаленого пучка світла, який направлений на поверхню фільтра(рис. 5.26).

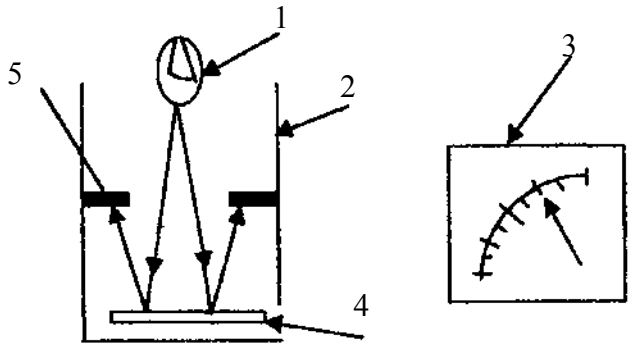


Рисунок 5.26 – Принципова схема фільтраційного вимірювача димності:
1 – джерело світла;
2 – прилад (іноді його звуть сажеміром);
3 – амперметр;
4 – змінний фільтр;
5 - фотоелемент

При реалізації обох методів виконується порівняння величини електричного струму або при проходженні пучка світла крізь стовп чистого повітря тієї довжини, або при віддзеркалюванні пучка світла від поверхонь чистого й забрудненого фільтрів.

При проведенні випробувань по визначенню димності ВГ дизелів, що працюють на *усталених режимах*, можливо застосовувати прилади, які працюють як за оптичним (димоміри, опасиметри, нефелометри), так і за фільтраційним (сажеміри) методами.

При роботі дизелів при *перехідних процесах* визначення димності ВГ проводиться тільки за допомогою приладів, що працюють за оптичним методом, оскільки фільтраційний метод не дозволяє відсліджувати зміну димності ВГ протягом деякого терміну часу і тому неможливо зафіксувати максимальне значення димності ВГ. Таким чином, відміною приладів, здатних реєструвати димність ВГ дизеля, який працює на перехідному режимі, є можливість відсліджування зміни швидкісного чи навантажувального режимів (у випадку вільного прискорення цей час складає не більше 5 с). У сучасних приладах забезпечується автоматична фіксація максимального значення димності ВГ протягом перехідного процесу.

Важливим значенням для оптичних димомірів є можливість стабілізації температури проби ВГ, що міститься у вимірювальній камері приладу

у визначеному діапазоні температур. При дуже низьких температурах виникає конденсація пари води, що призводить до уявного значення димності ВГ.

Важливою характеристикою оптичних димомірів є довжина ефективної бази димоміра (вимірюваного стовпа ВГ). У випадках використання димомірів з різною ефективною базою отримані результати вимірів димності ВГ будуть також різними. На рис.5.27 показаний графік залежності отриманих результатів вимірювання димності від ефективної бази. Як бачимо, чим більшою є величина ефективної бази, тим більшим отримаємо значення димності ВГ. Пояснюється це тим, що чим більше означена база, тобто чим більше стає шлях променя світла від його джерела до фотоприймача, тим сильнішим стає поглинання світла, що й послаблює промінь світла до моменту попадання його у приймач.

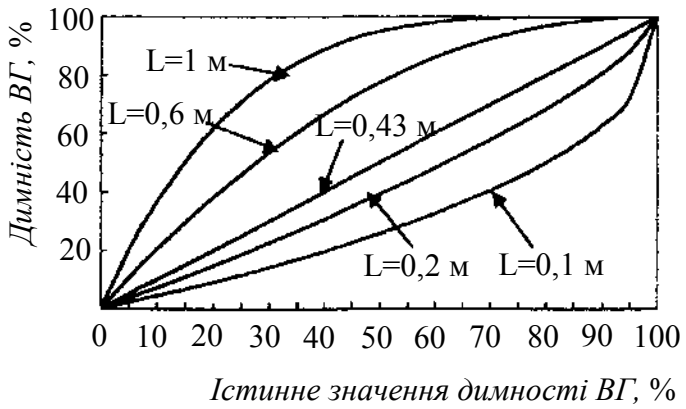


Рисунок 5.27 – Вплив величини ефективної бази димоміра на показники приладу (під істинним розуміється значення димності ВГ у випадку використання димоміра з величиною ефективної бази 0,43)

Таку обставину слід враховувати особливо у випадку використання приладів – димомірів маловідомих фірм. Тим недопустимішим стає застосування подібних приладів при випробуваннях, пов'язаних із сертифікацією ДВЗ та установок з ними (автомобілів і т. ін.).

Димність вимірюють або у відсотках непрозорості (% за шкалою "Hartridge"; за назвою фірми, яка використовує даний принцип у своїх приладах) або у одиницях власне димності за шкалою Bosch (за назвою фірми, що виготовляє прилади, які функціонують за цим принципом). Такі одиниці вимірювань переводять в інші на базі тарувальних графіків (таблиць). Вказівки щодо означених перерахувань наведені у табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Співвідношення між сажевмістом та одиницями вимірювання димності ВГ

Сажа, г/м^3	Одиниці BOSCH SZB	Одиниці HARTRDGE ($L_{еф}$=0,43)	
		%	м$^{-1}$
0	0	0	0
0,0250	0,90	10	0,245
0,0500	1,75	20	0,519
0,1000	2,60	30	0,829
0,1250	3,30	40	1,188
0,2125	3,85	50	1,612
0,3250	4,60	60	2,131
0,4300	5,15	70	2,800
0,6500	5,70	80	3,743
0,6750	6,05	85	4,412
0,7500	6,35	90	5,355
0,9500	7,00	94,5	6,900

Принциповою відміною обох методів вимірювання є те, що непрозорість ВГ залежить від дисперсності частинок сажі; в основному вона й визначає димність відпрацьованих газів, хоча ця димність залежить також й від наявності у потоці ВГ недопалених C_nH_m (вуглецеводнів), пари води, а ступінь почорніння фільтра – практично тільки від маси частинок сажі, що затримані на його поверхні. Крім того, це особливо підкреслимо ще раз, реалізація вказаних методів вимірювання димності ВГ обумовлює те, що за допомогою димомірів можна проводити вимірювання як на усталених режимах роботи дизеля, так і під час його перехідних процесів; при цьому запис динаміки димності ВГ може вестися безперервно, наприклад, самописом. Що стосується сажемірів, то такі засоби у принципі не можуть вимірювати димність ВГ при перехідних процесах, що не дозволяє реєструвати димність цих газів у динаміці (хоча у нових моделях вимірювачів димності за допомогою фільтровального паперу фірми AVL, Австрія, чітко відтворюються у поточному запису результатів випробування при перехідних процесах пікові значення димності). Тому паперові димоміри видають величини ступеня почорніння фільтра, який відповідає середньому значен-

відповідає середньому значенню виміреної концентрації сажі за термін часу прокачування проби ВГ крізь фільтр приладу. Це не дозволяє по суті застосувати сажеміри при ековипробуваннях ДВЗ за більшістю стандартів на димність ВГ, де присутні й перехідні процеси.

З урахуванням вищесказаного, викладемо особливості й основні вимоги до конструкції та , особливо, до методик експлуатаційного використання димомірів при проведенні ековипробувань ДВЗ.

Звернемо увагу на те, що прилади, які працюють за принципом вимірювання ступеня прозорості стовпа проби ВГ, можуть називатися димомірами, опасиметрами, нефелометрами. Суттєвою різницею між ними можуть бути тільки конструктивні рішення щодо реалізації можливості автоматично фіксувати максимальне та/або середнє значення димності ВГ, яку вимірюють під час перехідного процесу (за навантаженням чи частотою обертання колінчастого вала) роботи дизеля.

Такі особливості чи вимоги наводяться далі:

- за джерел світла у вимірювальній схемі димоміра використовується електрична лампа накалювання із кольоровою температурою нитяного дроту;
- за датчик в фотовимірювальній схемі використовують фотоприймач із спектральною характеристикою, що близька до спектральної характеристики очей людини (рис. 5.28), причому максимальна чутливість зв довжиною хвилі 550...570 нм, а менше 4 % максимуму – за довжинами хвиль, меншими 430 нм та вище 680 нм;

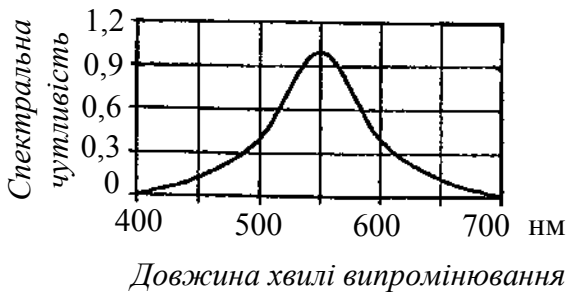


Рисунок 5.28 – Залежність величини відносної спектральної чутливості ока людини (відносної видимості) від довжини хвилі випромінювання

- димомір повинен мати індикатор димності з двома вимірювальними шкалами:
  - ✧ основна вимірювальна шкала індикатора димності

відградуйована у одиницях натурального показника ослаблення потоку світла К, $м^{-1}$; шкала має діапазон зміни натуральних показників ослаблення від “0” (абсолютно прозоре середовище) до “∞” (абсолютно непрозоре для світла середовище); тут натуральний показник ослаблення потоку світла – це величина, обернена товщині шару ВГ, проходячи крізь який потік випромінювання від джерела світла у димомірі ослаблюється у **е** раз;

✧ допоміжна вимірювальна шкала індикатора димності лінійна та відградуйована у відносних одиницях коефіцієнта ослаблення потоку світла N, %; шкала має 100 поділок у діапазоні зміни коефіцієнта ослаблення від “0” (абсолютно прозоре середовище) до 100 % (абсолютно прозоре для світла середовище); тут коефіцієнт ослаблення потоку світла або розсіювання світла ВГ визначається при проходженні останніми робочої труби димоміра;

- залежність між основною та допоміжною шкалами індикатора димоміра визначається формулою:

$$K = -L^{-1} \times \ln\left(1 - N/100\right) \text{ або } N = 100\left[1 - \exp(-KL)\right],$$

де L – ефективна база димоміра, м; якщо ефективна база димоміра, що використовується при випробуваннях, не дорівнює 0,43 м, то показники, зняті з іншою L, приводяться до лінійної шкали з L=0,43 м за формулою:

$$K = \left[1 - \left(1 - N_L/100\right)^a\right],$$

де а=0,43/L; L – ефективна база, що не дорівнює 0,43 м; N_L – коефіцієнт ослаблення при вимірюванні димоміром з ефективною базою L;

- димомір обов’язково повинен обладнуватися пристроями контролю температури й тиску стовпа відпрацьованих газів, що містяться у вимірювальній камері; під час ековипробувань температура ВГ у цій камері повинна підтримуватися у межах 70...150 ºС, а надлишковий тиск – 400...750 Па;

- час спрацьовування електричного вимірювального струму, що відповідає часу, необхідному для відхилення стрілки індикатора на 90 % шкали при установленні екрана, який повністю закриває фотоелемент, повинно складати 0,9...1,1 с;

- час (термін) спрацьовування димоміра не повинний перевищувати 0,4 с; тут час визначається різницею між моментом повного заповнення димової камери та моментом початку входу ВГ у вимірювальний пристрій;
- перед початком проведення випробування треба калібрувати димомір за допомогою еталонних скляних фільтрів з визначеним ступенем непрозорості; сажемірні вимірювачі димності калібруються за допомогою еталонних фільтрів, які являють собою пластмасову смужку із визначенням почорніння.

Режими випробувань дизелів на димність регламентуються стандартами на токсичність для двигунів різних призначень та класів. В них поряд з нормативними цифрами визначаються умови випробувань димності. Приклади наведені у таблицях глави 7.

Треба виходити з того, що стандартами на токсичність зарегламентовані жорсткі нормативи на димність, яких треба дотримуватися, оскільки двигун вважається таким, що пройшов ековипробування з сертифікацією, тільки при виконанні нормативних вимог на кожному регламентованому режимі.

Конструктивне оформлення сучасних димомірів проілюструємо прикладом розробки AVL Smoke Meter 415 (Австрія) (рис. 5.29).

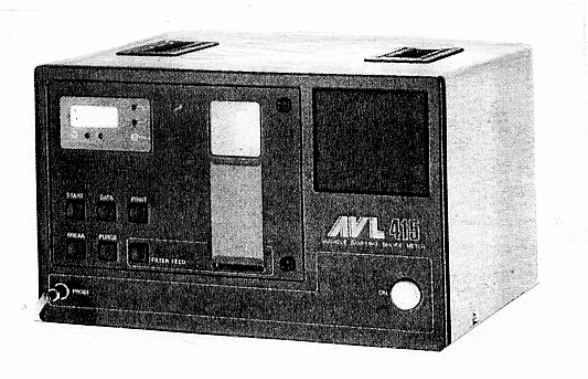


Рисунок 5.29 – Загальний вигляд димоміра AVL Smoke Meter 415 (Австрія) з вимірюванням димності двигуна методом фільтрувального паперу

Характеристики цього димомміра:

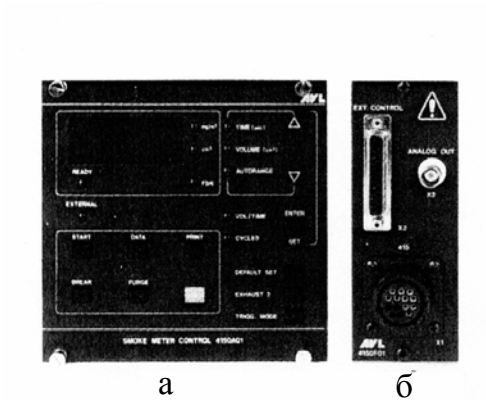
▼ підвищена точність при вимірюванні димності дизелів на випробувальному центрі. Димомір AVL Smoke Meter 415 визначає новий рівень якості щодо точності й відтворення випробувань. Новий прокачувальний насос, що керується мікропроцесором, рівномірно всмоктує ВГ у порівнянні з поршневими насосами минулих розробок. Об’єм, що прока-

чується, може змінюватися залежно від рівнів димності ВГ: більший об'єм газу – при меншій димності та менший об'єм газу при більшій димності; тобто прилад завжди функціонує в оптимальному діапазоні вимірювань незалежно від ступеня димності ВГ;

▼ *нова техніка та керування прокачуванням проби ВГ крізь димомір:* розробники перспективної модифікації виходили з того, що прогрес у дизелебудуванні останніх років привів вже до значного зниження емісії токсидів; однак вимоги на токсичність, в тому числі на димність, безперервно стають все жорсткіше і робота з екологізації двигунів, як і зниження димності сучасних двигунів, буде все поглиблюватися. Зменшення димності сучасних дизелів вимагає підвищення вимог щодо точності димомірів. Для їх реалізації фірма створила метод вимірювань, який керується та контролюється мікропроцесором. Останній отримує інформацію від датчиків тиску, температури та маси ВГ; завдяки цьому він може керувати новим мембранним насосом й установлювати автоматично оптимальний для вимірювань об'єм, що всмоктується. Застосована нова техніка для прокачування проби: електричний мембранний насос, який рівномірно (без пульсацій тиску) всмоктує ВГ протягом всього періоду прокачування. Цим новий насос вигідно відрізняється від поршневих насосів, що генерують сильні коливання потоку ВГ під час прокачування.

▼ *повна інтеграція у випробувальний стенд:* димомір обладнаний всім необхідним для повної його інтеграції в автоматику випробувального стенда для моторних та екологічних досліджень. Обмін даними вимірювань та сигналами керування відбувається через інтерфейс. У пристрої дистанційного керування передбачений додатковий аналоговий інтерфейс, який робить таке керування ефективним і зручним;

▼ *застосування димоміра для випробувального стенда та їздових випробувань:* автономне живлення (за вибором – від електросіті, вбудованого акумулятора чи від батареї акумуляторів автомобіля дозволяє розташувати димомір на борту автомобіля й перевірити результати стендових вимірювань при їздових випробуваннях. Завдяки зручній панелі керування з цифровою індукцією вимірених значень та обладнанню дистанційного керування (рис. 5.29), (рис.5.30) користуватися димоміром моделі 415 легко та просто.



а б

Рисунок 5.30 – Пристрій дистанційного керування димоміра AVL Smoke Meter 415:
а – панель керування;
б – вигляд ззаду

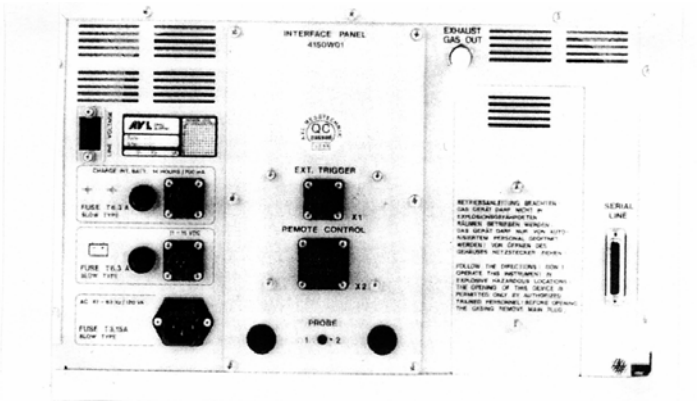


Рисунок 5.31 – Пробовідбірний пристрій: вигляд ззаду, версія із двома пробовідбірниками та штекерами для підключення дистанційного керування димоміра

5.2.3. Визначення кількостей основних токсидів у викидах ВГ ДВЗ

Концентрації токсидів у ВГ ДВЗ ідентифікують різні токсичності, але не є характеристиками забруднення навколишнього середовища [7].

Треба враховувати й об’єм ВГ. Тоді з’явиться можливість визначити масові викиди токсидів при експлуатації засобів, обладнаних двигунами, тобто переходити до оцінок абсолютного забруднення атмосфери вихлопними газами двигунів.

Масовий викид і-го токсиду у одиницю часу при роботі *бензинового двигуна* на експлуатаційному режимі можна обчислити за такою формулою [7]

$$G_i = r_i \cdot \mu \cdot M_{\text{ВГ}}, \tag{5.1}$$

де r_i – об’ємна (мольна) відносна кількість (концентрація) і–го токсиду у сухих ВГ, %; μ_i – молекулярна маса токсиду, кг/кмоль; $M_{\text{ВГ}}$ – кількість сухих ВГ, кмоль/год.

Кількість сухих ВГ розраховують за формулою:

$$M_{\text{ВГ}} = M_{\text{ПЗ}} - M_{\text{H}_2\text{O}}, \tag{5.2}$$

де $M_{\text{ПЗ}}$ – загальна кількість продуктів згоряння, кмоль/год; $M_{\text{H}_2\text{0}}$ - кількість

пари води у ВГ, кмоль/год.

Сучасні бензинові двигуни тільки на режимах холостого ходу та дуже малих навантажень, а також при повному навантаженні працюють на збагаченій суміші (коефіцієнт надлишку повітря $\alpha<1$). У такому випадку загальну кількість продуктів згоряння (кмоль/год) можна визначити за відомою у теорії двигунів внутрішнього згоряння залежністю:

$$M_{\text{ПЗ}(\alpha\le1,0)} = \left(\frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{H}}{2} + 0{,}79\alpha L_0\right) G_{\text{пал}} . \qquad (5.3)$$

Тут L_0 – теоретично необхідна для згоряння 1 кг палива кількість повітря; $G_{\text{пал}}$ – витрата палива за 1 год; С, Н – вміст вуглецю і водню у паливі (бензині).

Кількість пари води у продуктах згоряння

$$M_{\text{H}_2\text{O}(\alpha\le1)} = \left(\frac{\text{H}}{2} - 0{,}42K\frac{1-\alpha}{1+K}L_0\right) G_{\text{пал}}, \qquad (5.4)$$

де K – відношення кількості молей водню та монооксиду вуглецю у ВГ.

На режимах середніх навантажень у бензинових двигунах суміш є збіднілою ($\alpha>1$), тому

$$M_{\text{ПЗ}(\alpha>1,0)} = \left(\frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{H}}{2} - 0{,}21L_0 + \alpha L_0\right) G_{\text{пал}}; \qquad (5.5)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}(\alpha>1)} = \frac{\text{H}}{2} G_{\text{пал}} . \qquad (5.6)$$

Для бензинів, у яких Н/С=0,17...0,19, відношення К=0,45...0,5 [7]. При складі бензину із вмістом С=0,855 та Н=0,145 (тобто, коли Н/С=0,17) та для К=0,45 обчислюємо за формулами (5.2) – (5.7) кількість сухих ВГ:

$$M_{\text{ВГ}(\alpha\le1,0)} = (0{,}1385 + 0{,}3404\alpha) G_{\text{пал}}; \qquad (5.7)$$

$$M_{\text{ВГ}(\alpha\le1,0)} = (0{,}515\alpha - 0{,}0369) G_{\text{пал}} . \qquad (5.8)$$

Тут враховано, що

$$L_0 = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{H}}{4} - \frac{\text{O}_{2\,\text{пал}}}{32}\right). \qquad (5.9)$$

При цьому для бензинів $\text{O}_{2\text{пал}}=0$.

Відомо, що при роботі бензинового двигуна у режимі малих навантажень та особливо холостого ходу трапляються пропуски робочих циклів або відхилення перебігу робочого процесу від оптимального. В результаті частина палива, яка потрапила до циліндрів, не згоряє й викидається у навколишнє середовище. Тому доцільно визначити, як впливають пропуски робочих циклів на кількість сухих ВГ.

При пропусканнях циклів у випускну систему буде надходити повітря $M_{\text{пов}} = \alpha L_0 G_{\text{пал}_{\text{пр}}}$, де $G_{\text{пал}_{\text{пр}}}$ – кількість палива, що потрапило у пропущені цикли, кг/год.

Розрахунки свідчать, що різниця між кількістю сухих ВГ, які утворилися при згорянні 1 кг палива, у робочих та пропущених циклах не перевищує 10 % [7].

Таким чином, нестабільність роботи бензинового двигуна не веде до значної похибки при обчисленні кількості сухих ВГ за формулами (5.7), (5.8).

При підстановці значень формул (5.7), (5.8) у формулу (5.1) отримуємо залежності для визначення масового викиду токсиду з ВГ:

$$G_{i(\alpha \le 1,0)} = r_i \mu_i \left(0{,}1385 + 0{,}3404\alpha\right) G_{\text{пал}}; \tag{5.10}$$

$$G_{i(\alpha > 1,0)} = r_i \mu_i \left(0{,}5158\alpha - 0{,}0369\right) G_{\text{пал}}. \tag{5.11}$$

Якщо підставити до цих виразів замість α його значення, що включають витрати повітря $G_{\text{пов}}$, палива та L_0=14,95 кг/кг (для бензину), маємо остаточно:

$$G_{i(\alpha \le 1,0)\text{бенз}} = r_i \mu_i \left(0{,}1385 G_{\text{пал}} + 0{,}0228 G_{\text{пов}}\right); \tag{5.12}$$

$$G_{i(\alpha > 1,0)\text{бенз}} = r_i \mu_i \left(0{,}0345 G_{\text{пов}} + 0{,}0228 G_{\text{пал}}\right). \tag{5.13}$$

За аналогією можна отримати формули для визначення викидів токсидів при роботі ДВЗ на газоподібному паливі.

При роботі дизеля об’єм сухих відпрацьованих газів, приведений до нормальних атмосферних умов [53], визначають за формулою

$$V_{\text{ВГ}_{\text{пр}}} = \left(1 - \frac{H}{4\alpha L_0}\right) V_{\text{пов}}, \tag{5.14}$$

де H – вміст водню у дизельному пальному; $V_{\text{пов}}$ – об’єм повітря, що над-

ходить до дизеля, приведений до нормальних атмосферних умов.

При температурі t_0 й тиску p_0 об'ємний вихід сухих ВГ складає:

$$V_{ВГ} = \left(1 - \frac{H}{4\alpha L_0}\right)\frac{G_{пов}}{\rho_{пов}}, \qquad (5.15)$$

де $\rho_{пов}$ – густина повітря при t_0, p_0.

Для дизельного пального H=0,135кг/кг, L_0=0,506 кмоль/кг; значення αL_0=14,63 кг/кг. При таких величинах об'ємний викид сухих ВГ за 1 годину

$$V_{ВГ} = \left(1 - \frac{0{,}9758 G_{пал}}{G_{пов}}\right)\frac{G_{пов}}{\rho_{пов}}. \qquad (5.16)$$

Тоді остаточно часовий викид і-го токсиду з ВГ дизеля

$$G_{i_{диз}} = r_i\left(1 - \frac{0{,}9758 G_{пал}}{G_{пов}}\right)\frac{G_{пов}}{\rho_{пов}}\rho_i \times 10^{-2},$$

(5.17)

де r_i – концентрація і-го токсиду у ВГ дизеля, %; ρ - густина його при t_0. p_0.

Окремо розглянемо абсолютну оцінку забруднення атмосфери у результаті димності ВГ.

Як і раніше, сама димність без урахування об'єма ВГ ще не є кількісною оцінкою забруднення навколишнього середовища. Такою оцінкою вважається масовий викид сажі із ВГ [53,73]. На рис. 5.32 показано співвідношення між димністю ВГ та вмістом у них частинок сажі. На основі цих експериментальних кривих отримана розрахункова залежність вмісту сажі (C, г/м^3) від димності ($Д$, %):

$$C = 0{,}0001 Д^2. \qquad (5.18)$$

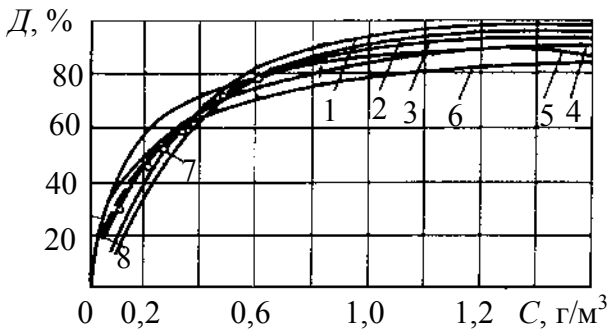


Рисунок 5.32 – Співвідношення поміж димністю ВГ та вмістом у них сажі:

1–6 – залежності за даними Р.В. Малова та ін. [73]; 7 – за даними В.І. Смайліса [53]; 8 – залежність (5.18)

Використовуючи емпіричну формулу (5.16), отримуємо залежність для визначення викиду сажі з ВГ за 1 годину:

$$G_{\text{саж}} = Д^2\left(1 - \frac{0{,}9758 G_{\text{пал}}}{G_{\text{пов}}}\right)\frac{G_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пов}}} \times 10^{-4}. \qquad (5.19)$$

Зробимо висновок: для визначення масового викиду токсиду з ВГ ДВЗ треба вимірювати не тільки концентрацію конкретного токсиду у ВГ, а й витрати палива та повітря при роботі двигуна на даному режимі його експлуатації.

5.2.4. Дослідницькі ековипробування

Метою таких випробувань повинно бути забезпечення можливості вимірювання викидів токсидів з ВГ та димності ДВЗ у випадках будь-яких сполучень швидкісних й навантажених режимів двигунів та при запровадженні прогресивних конструкторських чи регулювальних змін.

Принциповою відміною, таким чином, дослідницьких випробувань на екологічність від стандартизованих є визначення самими дослідниками методики та режимів ековипробувань, програм дослідження впливових факторів.

Це, звичайно, не виключає урахування вимог того нормативно-технічного документа (НТД), у відповідності до якого обов'язково перевірятиметься ефективність запропонованих заходів щодо екологізації ДВЗ.

Наприклад, якщо мова йде про поліпшення паливної економічності двигуна, то для різних заходів з них обираються різні критерії оцінок їх ефективності; для тракторних дизелів таким критерієм є значення питомої ефективної витрати палива на режимах номінальної та експлуатаційної потужностей; для автомобільних – значення мінімальної питомої ефективної витрати палива (тобто на режимах, близьких до режиму максимального крутного моменту) і т.д. Якщо ж мова йде про поліпшення екологічних характеристик ДВЗ, то треба, крім того, враховувати й те, що перевірки токсичності будуть запроваджені на режимах випробувань з суворим дотриманням вимог нормативного документа (стандарту на токсичність конкретного класу й призначення ДВЗ). Тобто при досить вільному виборі досліджуваних режимів, дослідницькі ековипробування треба проводити з ура-

хуванням нормативних режимів та умов їх реалізації.

Не треба переускладнювати ековипробування при дослідженнях.

Звичайно, якщо паливна економічність чи токсичність двигуна погіршується на часткових навантажуваних й швидкісних режимах, але поліпшується на режимах зовнішньої швидкісної характеристики (чи – навпаки), то остаточну відповідь щодо ефективності досліджуваних заходів може дати тільки перевірка на всіх стандартних (нормованих) режимах. Однак такі перевірки робляться звичайно після проведення великого комплексу дослідницьких робіт й випробувань, у ході яких перевіряються сполучення різних факторів та шляхів модернізації двигунів. Кожний такий захід оцінюють за конкретною програмою. Якщо до цього ще й додати перевірки кожного заходу за повною програмою різних НТД, то може стати неможливим чи недоречним проведення всіх випробувань, оскільки вони будуть надтрудомісткими.

Треба враховувати, що сучасні комп'ютеризовані прилади для ековипробувань на визначення всієї гами токсидів у викидах ДВЗ (газоаналіз, випробування на бенз-а-пірен, ТЧ, димність) відносяться до складних й коштовних, потребують висококваліфікованого персоналу. При організації дослідницьких екоекспериментів треба враховувати все вищесказане і, в першу чергу, домогатися скорочення часу на вимірювання концентрацій та кількості токсидів у ВГ ДВЗ.

Для цього часто застосовують математичне планування експериментів по токсичності [9].

Крім того, доречно скоротити перелік впливових факторів на основі попередніх випробувань (або розрахунків) процесів, що обумовлюють токсичні викиди ДВЗ. Це зробити досить важко, оскільки мова йде про процеси згоряння та утворення шкідливих речовин, які методи експериментальних досліджень ще не досить прояснили. У випадку зміни, наприклад, кута випередження вприскування палива змінюється не тільки момент подачі палива до циліндра дизеля (тобто відповідні значення тиску і температури у КЗ, а значить, і тривалість періоду затримки спалахування), але й кількість палива, що переміщується з повітрям за цей період. Останнє обумовлює співвідношення тепловиділення у кінетичній та дифузійній фазах горіння. Бачимо, що мова йде про складні взаємозв'язки між самими впливовими факторами, коли, наприклад, випаровування палива у КЗ впливає на

характеристики його згоряння, а інтенсивність горіння, у свою чергу, на швидкість випаровування.

Тому, крім застосування заходів щодо скорочення кількості вимірюваних факторів, треба всіляко поглиблювати самі методи дослідницьких ековипробувань у напрямі вивчення первинних характеристик процесів, які бумовлюють токсидоутворення у ДВЗ.

Треба підкріплювати режимні, швидкісні, регулювальні та інші токсичні характеристики двигуна (аналогічні показаним на рис. 5.33-5.35) результатами вимірювань факторів, що впливають на утворення кожного з токсидів у ВГ. Мова йде про інформацію щодо таких факторів, як α, t, p і т.д. (у зонах хімічних реакцій в тому числі).

Таким чином, сучасні ековипробування ДВЗ повинні виконуватися у два основних етапи: визначення (ідентифікація) первинних факторів і, по-друге, визначення характеристик токсичності.

Що стосується об'єктивного фактора, то з розширенням застосування автоматизовано-комп'ютерізованих засобів ековипробувань, збирання й обробки інформації вплив цього фактора дещо знижується. Й вагомість похибок через суб'єктивні невизначеності все більше схиляється у бік методично-операторського забезпечення дослідницьких випробувань (розробка оригінальних вимірювальних схем, датчиків, їх монтаж, використання, обробка результатів).

Значне місце у вирішенні проблем дослідницьких ековипробувань, про які йшлося вище, все більше займають розрахунково-експериментальні методи визначення концентрацій токсидів у ВГ ДВЗ.

Проілюструємо сказане прикладом проведеного в НТУ "ХПІ" розрахунково-експериментального дослідницького випробування щодо визначення твердих частинок (ТЧ) у ВГ тракторного дизеля.

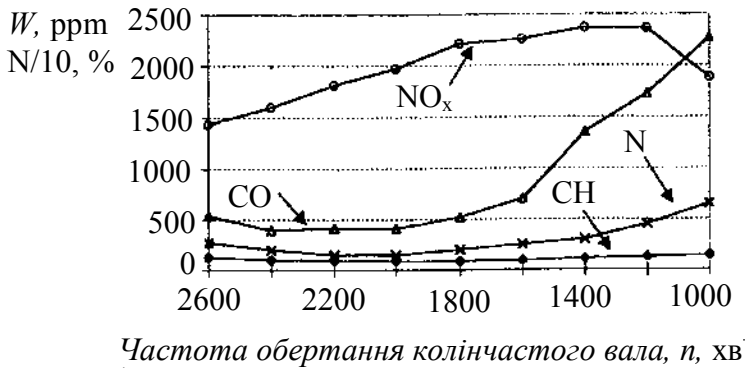


Рисунок 5.33 – Зміна складу ВГ дизеля за швидкісною характеристикою

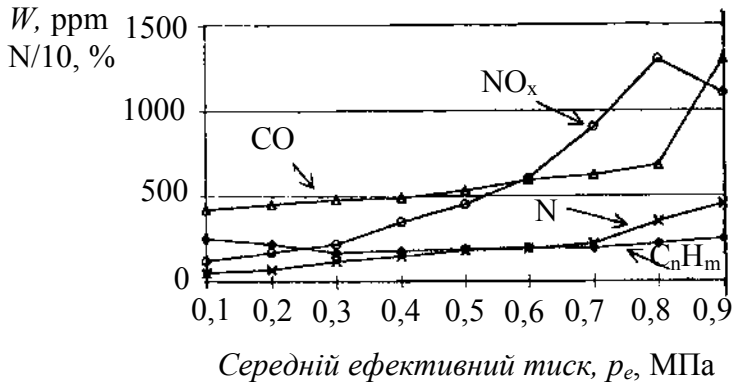


Рисунок 5.34 – Зміна складу ВГ дизеля за навантажувальною характеристикою

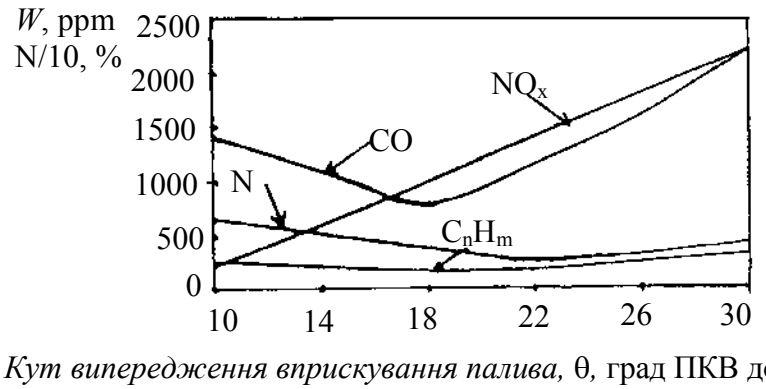


Рисунок 5.35 – Зміна складу ВГ дизеля від кута випередження вприскування палива

Можливість уникнути дорогих вимірювань емісій частинок токсидів потребує для своєї реалізації інших еквівалентних параметрів.

Оскільки маса твердих частинок визначається наявністю у ВГ розчинених частинок у рідинній та твердій фазах та нерозчинених частинок, пропонується метод визначення ТЧ у ВГ дизеля за даними вимірювань димності та викидів газоподібних вуглецеводнів.

В основу метода покладені такі припущення:

- димність, виміряна оптичним методом, визначається емісією сажі та інших нерозчинених частинок , що містяться у ВГ (сульфідів, оксидів металів, пилу, золи, продуктів зносу деталей ДВЗ і т.д.);
- відносна частка газоподібних вуглеводнів, виміряних полум'яно-іонізаційним аналізатором при температурі, більшій 190 ºС, та трансформованих із газоподібного у рідинний чи твердий стан (фазу) при реєстрації їх на фільтрах при температурі 52 ºС, залишається постійною.

Якщо між емісією сажі та значенням димності, визначеною оптичним методом, існує кореляція (рис. 5.32), то аналогічну кореляційну залежність можна отримати й для емісії нерозчинених ТЧ.

При визначенні вмісту газоподібних вуглецеводнів, що викидаються в атмосферу з ВГ ДВЗ, можна установити кореляцію між емісіями газоподібних та вловлюваних фільтром розчинених частинок вуглецеводнів. Тоді концентрація ТЧ у ВГ (розчинених і нерозчинених) буде визначатися адитивною функцією:

$$W_{\text{тч}} = W_{\text{тч нр}} + W_{\text{тч р}} = f(N), \tag{5.20}$$

де $W_{\text{тч.нр}} = \gamma(W_{\text{CnHm}})$; N – димність ВГ.

Для встановлення взаємозв'язку концентрації ТЧ з димністю ВГ та викидами сумарних вуглецеводнів використаємо результати стендових дослідницьких випробувань тракторного дизеля СМД-31 за навантажувальними характеристиками при частотах обертання колінчастого вала n=2000 та 1500 хв$^{-1}$, проведених ДСКБД (м. Харків) і фірмою "Рікардо" (Англія). Оцінка масового викиду ТЧ проводилася у відповідності до методики Правил ЄЕК ООН №49 з застосуванням повного розрядження потоку ВГ. Димність останніх визначалася сучасним димоміром "Хартридж" з використанням допоміжної шкали у відсотках; концентрація вуглецеводнів – газоаналізатором із полум'яно-іонізаційним детектором (ПІ).

Аналіз та обробка експериментальних даних ековипробувань щодо визначення ТЧ, димності ВГ та концентрації сумарних газоподібних вуглецеводнів дизеля СМД-31 дозволили визначити залежності емісій нерозчинених ТЧ від димності ВГ (рис.5.36) й розчинених ТЧ у сумарних газоподібних вуглеводнів (рис. 5.37).

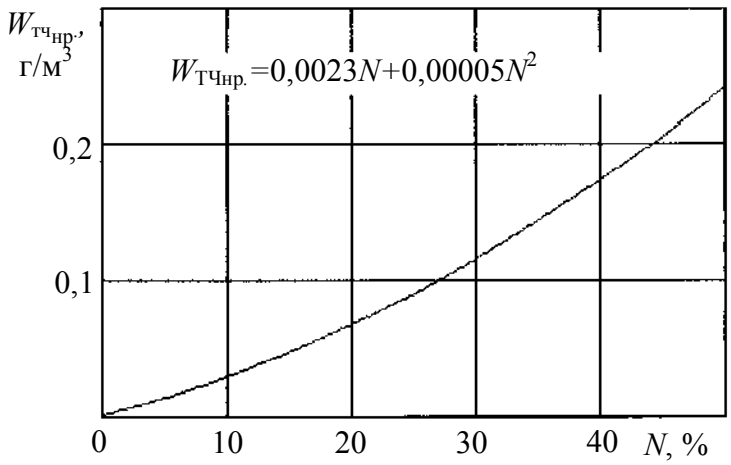


Рисунок 5.36 – Залежність викидів нерозчинених ТЧ з ВГ від димності ВГ, отримана за результатами дослідницьких випробувань дизеля СМД-31

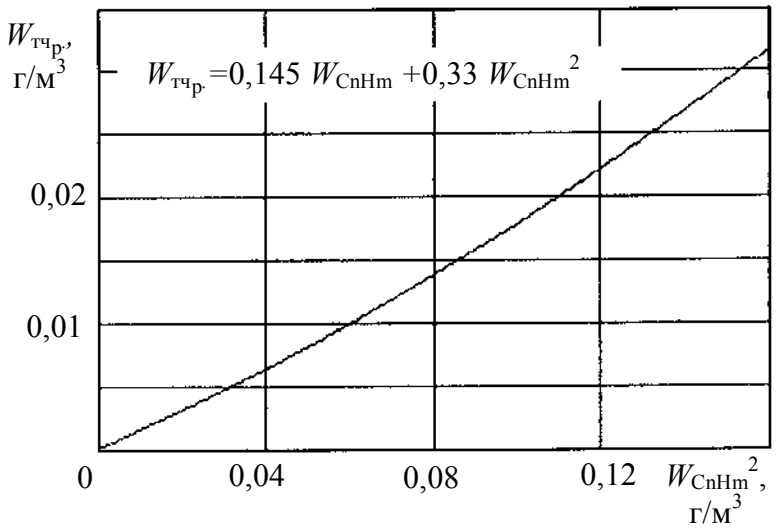


Рисунок 5.37 – Залежність концентрації розчинених твердих частинок від концентрації сумарних газоподібних вуглеводнів, отримана за результатами дослідницьких випробувань дизеля СМД-31

Згідно з рис. 5.36 залежність концентрації нерозчинених ТЧ від димності ВГ можна апроксимувати поліномом другого степеня:

$$W_{тч.нр} = \left(0{,}0023N + 0{,}00005N^2\right), \qquad (5.21)$$

де $W_{тч.нр}$ - концентрація нерозчинених ТЧ у ВГ.

Ще раз підкреслимо, що у даному випадку рівняння (5.21)враховує вплив на димність не тільки сажі, але й інших нерозчинених частинок, що визначають ступінь оптичної непрозорості ВГ (сульфідів, золи, пилу, оксидів металів, продуктів зносу деталей ДВЗ тощо.

Згідно з рис. 5.37 визначимо залежність розчинених ТЧ від сумарних газоподібних вуглецеводнів таким апроксимуючим поліномом:

$$W_{тч.р} = \left(0{,}145W_{CnHm} + 0{,}33W_{CnHm}^2\right), \qquad (5.22)$$

де $W_{тч.р}$ – концентрація розчинених ТЧ у ВГ; W_{CnHm} - концентрація газоподібних сумарних вуглеводнів у ВГ.

Остаточно маємо, що концентрація ТЧ у ВГ

$$W = \left(0{,}0023N + 0{,}00005N^2\right) + \left(0{,}145W_{CnHm} + 0{,}33W_{CnHm}^2\right). \qquad (5.23)$$

Виконано розрахунок концентрації твердих частинок у ВГ дизеля СМД-31.

За даними цих розрахунків побудовані графіки залежностей концентрації розчинених та нерозчинених ТЧ від потужності цього дизеля для частот обертання колінчастого вала 1500 та 2000 хв$^{-1}$.

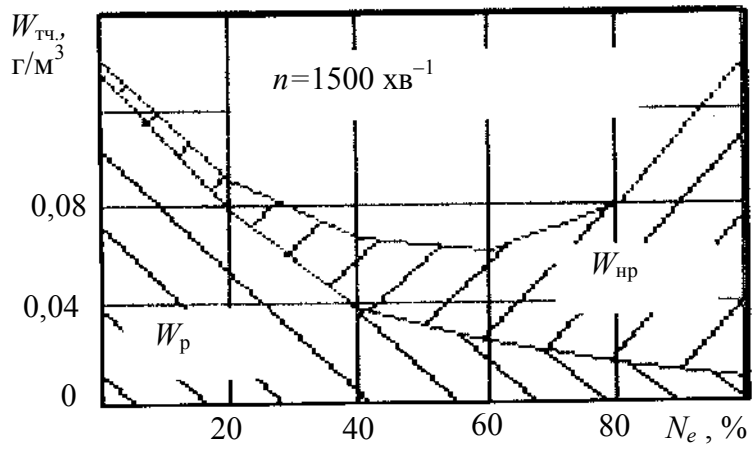


Рисунок 5.36 – Залежність концентрації викиду розчинених та нерозчинених ТЧ з ВГ від потужності дизеля СМД-31 при n=1500 хв$^{-1}$

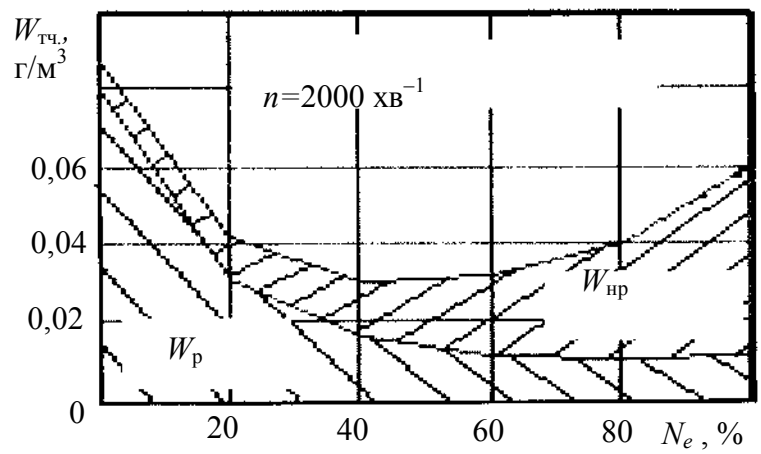


Рисунок 5.37 – Залежність концентрації викиду розчинених та нерозчинених ТЧ з ВГ від потужності дизеля СМД-31 при n=2000 хв$^{-1}$

Проведено аналіз графіків, показаних на рис. 5.38, рис. 5.39. Бачимо, що при максимальних навантаженнях викиди частинок визначаються в основному наявністю у ВГ нерозчинених частинок сажі. По мірі зниження

рівня навантажень частка нерозчинених частинок зменшується й при 50 % – ому навантаженні викид ТЧ практично у рівній мірі залежать від наявності у ВГ, як нерозчинених, так і розчинених (вуглеводнів) частинок. Подальше зменшення навантаження дизеля призводить до того, що концентрація ТЧ стає пов'язаною головним чином з наявністю у ВГ вуглеводнів, вміст яких при низьких частотах обертання колінчастого вала стає більш суттєвим, що пояснюється погіршенням показників вприскування палива, повітропостачання та більш інтенсивним проникненням масла до КЗ дизеля.

Двигун СМД-31, за результатами досліджень якого відпрацьовувався розрахунково-експериментальний метод визначення ТЧ, характеризується високим ступенем доведення сумішоутворення та згоряння для режиму номінальної потужності; на дизелі забезпечено задовільні показники викиду ТЧ для режимів зовнішньої швидкісної характеристики до частот обертання колінчастого вала 0,75...0,8$n_{ном}$. З пониженням частоти такого обертання, особливо при подібних навантаженнях дизеля, концентрація ТЧ у ВГ різко збільшується.

З метою підтвердження можливості застосування розробленого розрахунково-експериментального методу визначення ТЧ було проведено його ідентифікацію для інших дизелів вантажних автомобілів та сільськогосподарчої техніки.

Дані такої ідентифікації результатів визначення викидів ТЧ при безпосередньому вимірюванні у відповідності до методики Правил №49 ЄЕК ООН (про які вище йшла мова) та за допомогою розрахунково-експериментального методу наведені у таблиці 5.5, де розглянуті дизелі з безпосереднім вприскуванням палива, які мають суттєві відміни за літражем та швидкохідністю. Розрахунок викидів ТЧ виконувався за формулою (5.23).

Наведені у табл.5.5 дані свідчать, що похибка визначення ТЧ розрахунково-експериментальним методом по відношенню до безпосереднього вимірення за допомогою сучасного обладнання не перевищує 10 %. У той же час похибка вимірювання димності ВГ при стендових випробуваннях дизелів зарегламентована на рівні 1,5 %, а газоподібних вуглеводнів – на рівні 5 %.

Таблиця 5.5 – Параметри дизелів та результати визначення викидів ТЧ

Параметри дизеля	Позначення дизелів			
	СМД-31	ANDORIA 6CT107-3	IVECO 8140-23	IVECO 8145-25.850
Кількість й розташування циліндрів	6р	4р	6р	4р
Об'єм циліндрів, л	9,5	6,53	2,58	3,9
Ступінь стиску	14,5	16,5	19,0	18,0
Система вприскування палива	Розподільний ПНВТ	Рядний ПНВТ	Ротаційний розподільний ПНВТ	Ротаційний розподільний ПНВТ
Турбонаддув	+	+	+	+
Проміжне охолодження повітря	+	+	+	+
Номінальна потужність, кВт	190	125	76	61
Номінальна частота обертання, $хв^{-1}$	2000	2400	3600	2200
Питома витрата палива (ефективна) при номінальній потужності, г/(кВт·год)	220	260	270	238
Максимальний крутний момент, Нм	1045	590	220	330
Частота обертання при максимальному крутному моменті, $хв^{-1}$	1500	1600	1900	1400
Питома витрата палива (ефективна) при максимальному крутному моменті, г/(кВт·год)	210	214	235	229
Питомий викид ТЧ при безпосередньому вимірюванні за методикою Правил №49 ЄЕК ООН, г/(кВт·год)	0,745 (випробування 1989 р.)	0,146	0,138	0,252
Питомий викид ТЧ, визначений експериментально-розрахунковим методом, г/(кВт·год)	0,749	0,139	0,132	0,277
Відносна похибка визначення викида ТЧ розрахунково-експериментальним методом, %	0,4	5,1	4,3	9,9

Таким чином, викиди ТЧ з ВГ дизелів, наприклад, для вантажних автомобілів й сільськогосподарчої техніки, із достатньою точністю можна

визначити за даними вимірювання димності ВГ та концентрації у них газоподібних сумарних вуглеводнів (C_nH_m) за допомогою експериментальної залежності (5.23). Перевагами запропонованого розрахунково-експериментального методу слід вважати його простоту, можливість диференційної оцінки впливу складових на сумарний викид ТЧ. Метод застосовується при різних видах ековипробувань дизелів, націлених на розробку й перевірки заходів, направлених на поліпшення екологічних якостей.

Розробляються й інші ефективні розрахунково-експериментальні методи визначення таких компонентів викидів з ВГ ДВЗ, як CO, C_nH_m і т.д., в тому числі для бензинових та газових двигунів.

5.3. Діагностичний експлуатаційний контроль ДВЗ на токсичність

Проблемі екодіагностування ДВЗ приділив значну увагу вітчизняний вчений Ю.Ф. Гутаревич [7]. Ним закладені основи такого діагностування в Україні, докладені великі зусилля щодо забезпечення засобами екоконтролю перш за все – автомобільну сферу, яка вносить найбільший негативний вклад у забруднення навколишнього середовища.

Ознайомлення студентів, майбутніх двигунобудівників, з цими та іншими розробками за означеною проблемною являє собою принциповий напрям суттєвого поліпшення якості підготовки екологограмотних фахівців з ДВЗ.

5.3.1. Принципи екодіагностування ДВЗ

Значна зміна складу ВГ при несправностях ДВЗ стало причиною виникнення нового напряму у загальному діагностуванні технічного стану двигунів – використання компонентів ВГ як діагностичних параметрів при контролі робочого процесу, експлуатаційних показників, надійності і т.д.

Сучасними стандартами на токсичність ДВЗ різних типів та призначень передбачена перш за все перевірка вмісту CO у ВГ на режимах різних циклів навантажень. У зв’язку з введенням у дію вітчизняних стандартів (ДСТУ) на токсичність викидів з ВГ, підприємства, що використовують та обслуговують силові установки з двигунами, були обладнані відповідною апаратурою для екоаналізів. Це надало можливість здійснювати перевірку вмісту монооксиду вуглецю у ВГ на постах діагностування, наприклад, пе-

ред другим технічним обслуговуванням автомобіля.

Таким чином, перевірки на різних режимах, перш за все на максимальній потужності й найбільшій частоті обертання колінчастого вала двигуна, дозволяють виявляти несправності елементів систем паливо- та повітропостачання, що відповідають за обслуговування цих режимів. Сказане й стосується режимів мінімальної частоти обертання колінчастого вала, максимального крутного моменту. Мова йде, наприклад, про перевірку правильності призначення кута випередження вприскування палива (спалахування суміші), точності регулювання тиску початку вприскування у дизелях і т. ін.

Однак хоча вміст CO і вважається високоінформативним діагностичним параметром, його величина чітко фіксує порушення в технічному стані і регулюванні двигуна тільки при роботі на збагачених паливоповітряних сумішах. При роботі на збіднених сумішах вміст CO може знизитися до незначних величин, коли вимірювання його із потрібною точністю стає важливим і навіть неможливим при екоапаратурі серійного (масового) виробництва.

Тому пропонується використати як діагностичні параметри й інші компоненти ВГ, наприклад, O_2. Пояснюється це тим, що на основних експлуатаційних режимах, наприклад, бензинові двигуни працюють на збіднених сумішах, коли концентрація CO зменшується до 1%, оскільки надлишок кисню в таких сумішах забезпечує практично повне вигоряння бензину; у той же час і вміст кисню у ВГ при роботі бензинового двигуна на режимах малих навантажень та холостого ходу стає незначним, що дуже утруднює використання O_2 для цілей діагностування двигуна.

Процес згоряння паливоповітряної суміші у циліндрах ДВЗ найбільш повно характеризується концентрацією C_nH_m у ВГ; викид цих вуглецеводнів різко зростає при будь-якому порушенні робочого процесу як бензинового, так і дизельного двигунів, використання даних щодо викидів C_nH_m (як діагностичного параметра) значно розширює можливості виявлення несправностей у ДВЗ, оскільки дозволяє діагностувати технічний стан двигуна більш комплексно, наприклад, у двигуна бензинового – стан двох систем (паливоподачі та запалення). У двигунах з наддувом з’являється можливість діагностувати й систему повітропостачання.

Все сказане підтверджується даними табл. 5.6.

Використовуючи наведені вище дані, можна визначити основні несправності двигуна за відхиленням вмісту CO, C_nH_m від величин, що відповідають нормальному технічному стану та оптимальним регулюванням на експлуатаційних режимах бензинового двигуна.

Таблиця 5.6 – Можливі несправності систем живлення та запалювання бензинового двигуна у режимі холостого ходу та під навантаженням

Режими перевірки	Зміни концентрації токсидів у ВГ	Можливі несправності (двигун з електронним керуванням систем паливоподачі й запалювання [16])
$n_{x_{min}}$	$\overset{\uparrow}{CO}$, $C_n\overset{\uparrow}{H}_m$	Неправильне регулювання гвинта, який регулює подачу повітря у зону розпилювача форсунки вприскування бензину у камеру змішування на холостому ході Вийшов з ладу стабілізатор тиску (перепаду тиску) палива у тракті перед форсункою Неправильне регулювання закриття дроселя на режимі холостого ходу
	$\overset{\downarrow}{CO}$, $C_n\overset{\uparrow}{H}_m$	Малі зазори між електродами свічок запалювання Ранній кут випередження запалювання Несправність свічок запалювання
	$\overset{\downarrow}{CO}$, $C_n\overset{\downarrow}{H}_m$	Пізній кут випередження запалювання Несправний блок керування випередження запалювання
$0{,}6n_{ном}$	$\overset{\uparrow}{CO}$, $C_n\overset{\uparrow}{H}_m$	Неузгодженість паливоподачі з відкриттям дроселя Неправильне регулювання затяжки пружини стабілізатора тиску палива у контурі перед форсункою
Повне відкриття дроселя	$\overset{\uparrow}{CO}$, $C_n\overset{\uparrow}{H}_m$	Неправильне регулювання тиску палива у тракті паливоподачі перед форсункою Неузгодженість відкриття дроселя з паливоподачею

5.3.2. Визначення діагностичного тесту

Для визначення працездатності двигуна, його систем, механізмів в умовах експлуатації необхідно установити й обґрунтувати достатню кількість контрольованих параметрів діагностування (визначення об'єму діагностичного тесту).

Також треба призначити суттєві параметри діагностування, використання яких зробить результати його інформаційними за критерієм обов'язкового виявлення небезпеки та усунення можливостей основних відмов як двигуна, так і його систем, агрегатів, вузлів (визначення якості діагностичного тесту).

Для прикладу розглянемо схему визначення діагностичного тесту бензинового двигуна.

На рис. 5.40 показана блок-схема такого двигуна разом із трансмісією автомобіля. Включення до блок-схеми трансмісії пояснюється тим, що в умовах автотранспортних підприємств перевірку працездатності проводять на автомобілях, які установлені на бігових барабанах з навантажувальним пристроєм. У такому випадку зусилля на колесах автомобіля визначається поряд з енергетичними показниками двигуна величиною втрат енергії у трансмісії.

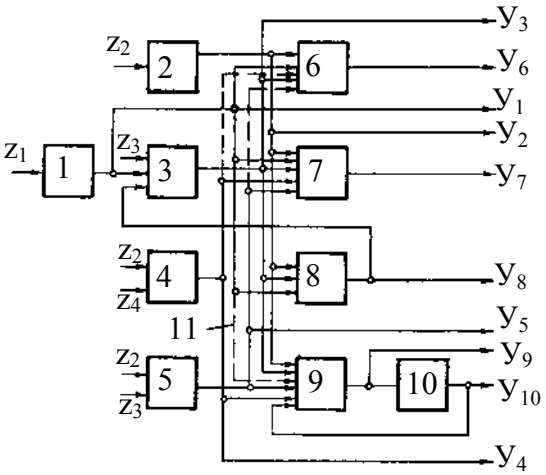


Рисунок 5.40 – Блок-схема бензинового двигуна й трансмісії автомобіля:

1 – система повітряпостачання;
2 – система газорозподілення;
3 – система паливоподачі;
4,5 – система запалювання;
6,7,8,9 – циліндро-поршнева група
10 – трансмісія автомобіля;
11 – другорядні зв'язки, що у подальшому не враховуються

При розподіленні блок-схеми на функціональні блоки (ФБ) кожний блок повинен мати один вихід. Кількість вхідних параметрів не обмежу-

ється. Якщо ж ФБ має декілька виходів, то його розподіляють на функціональні елементи (ФЕ), кожний з яких має один вихід. На цій блок-схемі показані зв'язки між окремими функціональними блоками та елементами. Вхідні (z) та вихідні (У) параметри наводяться у таблиці 5.7. Зв'язки між окремими функціональними блоками, вхідними та вихідними параметрами визначено за експлуатаційними даними при випробуваннях бензинових двигунів на тормозних моторних стендах автомобілів та стендах оцінки тягових якостей.

Таблиця 5.7 – Найменування вхідних та вихідних параметрів бензинового двигуна

Визначення	Параметри
z_1	Барометричний тиск, p_0
$У_1$	Витрата повітря, $G_{пов}$
z_2	Частота обертання привода, n
$У_2$	Кути фаз газорозподілення, $\varphi_ф$
z_3	Положення важелів керування дроселем, $\alpha_{др}$
$У_3$	Витрата палива, $G_{пал}$
z_4	Електрична напруга (первинна), U
$У_4$	Напруга між електродами свічки, $U_{св}$
$У_5$	Кут випередження запалювання, $\varphi_{зап}$
$У_6$	Вміст (концентрація) CO у ВГ, %
$У_7$	Вміст (концентрація) C_nH_m у ВГ, %
$У_8$	Розряження у всмоктувальному трубопроводі, $\Delta p_{вс}$
$У_9$	Потужність на валу двигуна, N_e
$У_{10}$	Потужність на колесах автомобіля, $N_{кол}$

Для визначення мінімальної кількості діагностичних параметрів (мінімального об'єму діагностичного тесту), що визначає справність двигуна, складають та аналізують матрицю станів (табл.5.8), яка установлює зв'язок між множиною вірогідних станів системи S та можливих значень вихідних параметрів. Кожний рядок матриці S_j визначає стан системи, що характеризується несправністю *i*-го ФБ чи ФЕ. Стан S_0 свідчить про відсутність несправностей. Кожний стовпчик $У_i$ визначає значення *i*-го вихідного параметра при даному стані системи. Якщо на значення вихідного параметра

не впливає несправність j-го ФБ чи ФЕ, то схрещені *j*-ї строки та *i*-го стовпчика становиться позначка “1”. Якщо ж значення *i*-го параметра залежить від стану *j*-ого блока чи елемента, то на перехресті ставиться позначка “0”.

Визначення мінімальної кількості діагностичних параметрів, достатньої для перевірки працездатності міститься у відшукуванні мінімальної кількістю колонок, що перекривають відповідно нулями всі рядки, крім S_0. Якщо ж при цьому буде встановлено декілька однакових по кількості сукупностей – вихідних параметрів, то обирають таку з сукупностей, що має мінімальну відносну вартість. Таким чином, за мінімальний діагностичний (ефективний) тест перевірки працездатності обрані три діагностичні параметри: $У_6 \equiv CO$; $У_7 \equiv C_nH_m$; $У_{10} \equiv N_{кол}$

Таблиця 5.8 – Матриця станів, що характеризуються вихідними параметрами для бензинового двигуна

S_j	Y_j									
	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	Y_6	Y_7	Y_8	Y_9	Y_{10}
S_0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
S_1	0	1	0	1	1	0	0	0	0	0
S_2	1	0	0	1	1	0	0	0	0	0
S_3	1	1	0	1	1	0	0	0	0	0
S_4	1	1	1	0	1	1	0	1	0	0
S_5	1	1	1	1	0	1	0	1	0	0
S_6	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1
S_7	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1
S_8	1	1	0	1	1	0	0	0	0	0
S_9	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0
S_{10}	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0

5.3.3. Побудова оптимізаційного алгоритму контролю працездатності за результатами ековипробувань

Після вибору діагностичних параметрів будуть так званий оптимізований алгоритм контролю працездатності з урахуванням функції переваги за кожним параметром. При визначенні працездатності такою функцією є W=максΣ“0” у стовпчику, що відноситься до і-го вихідного параметра. Із

трьох параметрів, обраних як мінімальні екодіагностичного тесту, найбільш інформативною буде потужність на ведучих колесах автомобіля. З урахуванням функції переваги побудований алгоритм перевірки працездатності бензинового двигуна (рис. 5.41).

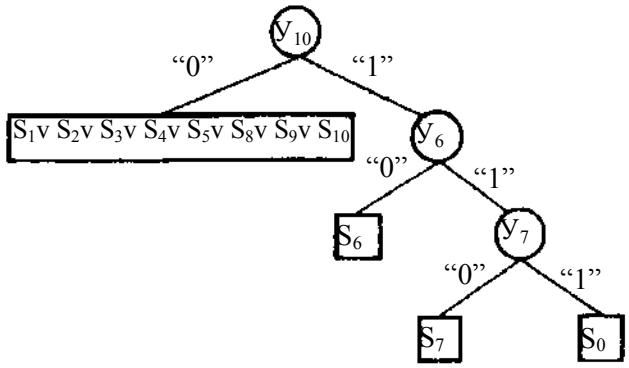


Рисунок 5.41 – Алгоритм перевірки (екодіагностування) працездатності бензинового двигуна

Згідно з цим алгоритмом спочатку визначають значення потужності на ведучих колесах $N_{кол}$. Якщо воно не відповідає нормам, значить мають місце несправності або відхилення у регулюваннях двигуна й трансмісії. Якщо ж потужність на колесах не виходить за рекомендовані межі, то визначають вміст СО у ВГ (концентрацію СО – $У_6$). Невідповідність його значення нормативу свідчить про наявність несправностей у двигуні. Якщо ж рівень СО у нормі, то перевіряють вміст вуглеводнів (C_nH_m) у ВГ. Відповідність його значення нормі свідчить про працездатність в цілому двигуна й трансмісії автомобіля.

5.3.4. Вибір режимів екодіагностування ДВЗ

Діагностування двигуна за його екологічними характеристиками необхідно проводити на режимах, затверджених стандартами на видачу токсичності ДВЗ.

Так, наприклад, діагностування за вмістом СО треба проводити для бензинових двигунів на таких режимах їхньої роботи:

✦ мінімальної частоти обертання колінчастого вала на холостому ході із вимірюванням вмісту СО та вуглецеводнів у ВГ;

✦ те ж на підвищеній частоті обертання;

✦ навантажувальних режимах при номінальній частоті обертання при повному відкритті дроселя та відкритті частковому, що відповідає роз-

рядженню у впускному трубопроводі згідно з нормативами і т.д.

Тобто треба реалізовувати екодіагносичні операції згідно з стандартами на режимах багатопікових навантажень, регламентованих цими нормативними документами.

Взагалі для ефективного екоконтролю технічного стану двигунів та установок з ними в умовах, максимально наближених до експлуатаційних, треба запроваджувати конкретні заходи: обладнання споживачів техніки з ДВЗ автономними й стаціонарними засобами екологічних випробувань та контролю; навчання обслуговуючого персоналу, оптимізацію регулювання параметрів двигунів. Сьогодні такий шлях екологізації ДВЗ розглядається як один з основних.

Контрольні запитання та завдання

1. Які принципи покладено в основу ековипробувань ДВЗ?
2. Поясніть специфіку ековипробувань на бігових барабанах.
3. Які особливості мають ековипробування на моторному стенді?
4. Назвіть види ековипробувань ДВЗ та поясніть їх зміст.
5. Чому запроваджена стандартизація випробувань ДВЗ на токсичність?
6. Поясніть, як проводяться ековипробування ДВЗ у стандартизованих умовах.
7. Що являє собою випробувальний їздовий цикл? Наведіть приклади.
8. Навіщо запроваджено розбавлення проб ВГ при ековипробуваннях?
9. Назвіть основні методи газового аналізу ВГ ДВЗ.
10. Які методи газового аналізу використовуються для визначення основних токсидів у ВГ ДВЗ?
11. На яких фізико-хімічних принципах побудовані найбільш поширені газоаналізатори ВГ ДВЗ?
12. Яку роль відіграють засоби електроніки та комп’ютерна техніка при розробці сучасних газоаналізаторів ВГ ДВЗ?
13. Поясніть принцип ековипробувань на канцерогени у викидах ДВЗ?

14. Як проводяться ековипробування на визначення твердих частинок у ВГ дизелів?

15. Як проводяться ековипробування на визначення димності ВГ ДВЗ?

16. Навіщо при ековипробуваннях запроваджують визначення кількостей основних токсидів у ВГ ДВЗ?

17. Навіщо проводити дослідницькі ековипробування двигунів?

18. Яку роль відіграють розрахунково-експериментальні методи при вирішенні складних проблем дослідницьких ековипробувань?

19. Що таке діагностичний експлуатаційний контроль ДВЗ на токсичність?

20. Як визначають діагностичні тести?

21. Як визначаються режими діагностичних ековипробувань?

Глава 6. НОРМУВАННЯ ТОКСИДІВ ДВЗ

Визнано, що усталений розвиток будь-якої країни – це об'єктивна вимога часу.

При цьому під усталеним розвитком розуміється такий розвиток, при якому діяння на навколишнє середовище залишається у межах екологічної ємності біосфери, тобто не руйнується природна основа для відтворення (репродукції) життя людей.

Реалізація даної глобальної концепції неможлива без створення в кожній країні, в тому числі і в Україні, такої системи екологічного контролю та керування, яка б незмінно була націлена на пріоритет за критеріями незабрудненості середовища.

Чи не найважливішим таким критерієм є показники, що характеризують забрудненість атмосфери токсидами, які викидаються ДВЗ з їхніми ВГ.

Таке забруднення носить міжнародний характер. Це й дало стимул до застосування міжнародних процедур сертифікації засобів з ДВЗ щодо їхньої екологічної безпеки.

Основою такої сертифікації є комплекс міжнародних правил, стандартів, що регламентують граничну токсичність засобів з ДВЗ, та системи екологічного керування ними на стадіях розробки, виробництва, експлуатації.

Враховуючи важливість, престижність роботи з поліпшення екологічного стану, багато країн виводять ці міжнародні нормативні документи у ранг національних. Це стосується й України.

Сформулюємо загальні положення щодо розробки означених нормативів.

6.1. Загальні положення нормування токсидів ДВЗ

Звичайно, нормування токсичності двигунів враховує специфіку їх

призначень, класів, типів.

Однак існують й загальні для будь-якого двигуна положення. Розглянемо їх.

6.1.1. Види нормування

Існують два види нормування екологічного рівня ДВЗ та установок з ними: за санітарно-гігієнічними та технічними показниками.

Санітарно-гігієнічні показники екологічного рівня двигунів – це показники, дотримання нормованих рівнів яких гарантує безпеку чи оптимальні умови існування людства. Згідно з ГОСТ 12.1.005-88, що регламентує санітарно-гігієнічні показники, вміст різних токсидів у повітрі не повинен переходити визначену межу, тобто оговорюються гранично допустимі концентрації (ГДК) таких речовин.

Вимірювання вмісту токсидів та інших речовин виконується у робочій зоні – просторі, що обмежений висотою 2 м над рівнем землі і на якому розміщуються засоби з ДВЗ під час їх використання (експлуатації).

При цьому відрізняють зони нормування (робочі місця, населені пункти та інтервали (терміни) часу (середньодобова концентрація, максимальна разова).

ГДК токсичних речовин у робочій зоні використання ДВЗ – це такі концентрації, які при щодобовій роботі на установках з ними протягом 8 годин чи при іншій тривалості, але не більше 41 години на тиждень протягом всього робочого стажу людини не можуть викликати захворювань або відхилень у стані її здоров'я, які виявляються сучасними методами ековипробувань у процесі сьогодення чи для майбутніх поколінь.

Токсичні речовини, що потрапляють з ВГ ДВЗ до повітря, можуть мати однонаправлене чи різнонаправлене діяння. При одночасному вмісті у повітрі робочої зони декількох токсидів вважають, що ГДК кожного з них залишаються такими ж, як і при ізольованих діяннях кожного.

При одночасному вмісті у повітрі декількох однонаправлених токсидів сума відношень абсолютних концентрацій кожного з токсидів (K_1, K_2, … , K_n) у повітрі до їхніх ГДК (ГДК$_1$, ГДК$_2$, … , ГДК$_n$) не повинна перевищувати одиниці, тобто

$$\left(K_1/\text{ГДК}_1\right)+\left(K_2/\text{ГДК}_2\right)+\ldots+\left(K_n/\text{ГДК}_n\right)\le 1. \qquad (6.1)$$

Технічні показники екологічного рівня ДВЗ та установок з ними регламентуються різними нормативно-технічними документами, в тому числі Правилами, Стандартами (ДСТУ та ін.). У цих документах оговорюється граничне значення питомого викиду з ВГ того чи іншого токсиду або димності ВГ за умови проведення стандартизованих випробувань на визначених режимах ДВЗ й моторних стендах чи силових установках з двигунами при реалізації їздового циклу навантажень на бігових барабанах чи трасі пересування (коли, наприклад, мова йде про транспортні засоби). При цьому можливе вимірювання концентрації токсидів або у нерозбавлених ВГ, або у газах, розбавлених у суворо визначеному співвідношенні. Такі ековипробування можуть бути націлені на оцінку екологічного рівня, наприклад, конструкції ДВЗ.

Існують вимоги щодо токсичності ДВЗ як одного із показників їх технічного рівня. У автотранспортних засобах з бензиновими двигунами, наприклад, нормуються вмісти у ВГ монооксиду вуглецю та сумарних вуглеводнів, а з дизелями – нормується дімність. При цьому такі ековипробування виконуються при функціонуванні двигуна на холостому ході (без навантаження). Такі види випробувань дозволяють робити порівняльні оцінки технічного стану ДВЗ, наприклад, до та після конструктивної модернізації двигунів.

Суворої відповідності поміж санітарно-гігієнічними й технічними показниками екологічного рівня ДВЗ не існує, хоча пропорційність, звичайно, є [8]. Перші призначаються, виходячи з вимог забезпечення нешкідливості вмісту в повітрі забруднюючих речовин, тоді як другі – виходячи з технічної можливості забезпечення у ВГ ДВЗ токсидів на визначеному рівні. Основні причини відсутності однозначного взаємозв’язку між вказаними показниками – у різних підходах до вимірювання вмісту токсидів в цих випадках. В одному випадку – це вимірювання у повітрі, причому на відстані 1,5…2,0 м, а в іншому – або безпосередньо у випускній трубі ДВЗ або у обмеженому об’ємі, де відпрацьовані гази розбавляються повітрям.

6.1.2. Нормовані токсиди та інші речовини

Вимоги щодо екологічного рівня двигунів й установок з ними (перш за все, транспорту) постійно стають все жорсткішими.

У 1964 році в штаті “Каліфорнія” (США) було вперше запроваджено

обов'язкову систему контролю емісії ВГ для автомобілів, починаючи з випуску 1966 року. Перша законодавча вимога у цьому плані з'явилася у США в 1970 році ("Акт про чисте повітря"); тоді ж у США було засновано Агентство з захисту навколишнього середовища (EPA – Environmental Protection Agency). Було це обумовлено значною кількістю транспортних засобів у США, що призвело у ряді регіонів цієї країни, в першу чергу саме у Каліфорнії із її жарким кліматом, до помітного впливу токсидів ДВЗ на стан здоров'я американців.

Сьогодні практично всі країни Америки, Європи, Азії дотримуються вимог визначених нормативних документів. І хоча поки вказана НТД (нормативна технічна документація) ще не уніфікована для всіх країн, регіонів, але перелік токсичних речовин, вміст яких у ВГ ДВЗ та установок з ними регламентується, конкретно визнаний.

До кінця 1980-х років у промислово розвинутих країнах світу проводили контроль й нормування вмісту у ВГ бензинових та дизельних двигунів трьох газоподібних токсичних компонентів: оксидів азоту, монооксиду вуглецю та сумарних вуглеводнів. Для дизелів окремо нормували й димність ВГ. З початку 1990-х років у США запровадили нормування неметанових вуглеводнів (поряд із сумарними), вважаючи, що метан нетоксичний, а також – формальдегіду (при ековипробуваннях автотранспортних засобів).

Треба підкреслити, що димність, яку візуально відчувають по непрозорості ВГ ДВЗ, залежить від вмісту в них різних речовин: пари води, неспалених частинок масла та палива, твердих частинок сажі, а також твердих продуктів зносу деталей двигуна та присадок до палив й масел. Вдосконалення конструкції дизелів, їх робочих процесів привело до того, що рівень димності ВГ став досить низьким, а подальше підвищення рівнів екологічних характеристик дизелів стає можливим лише за рахунок збільшення точності оцінок кількостей викидів з ВГ відповідних речовин як розчинених, так і нерозчинених, тобто твердих часток (ТЧ), як їх сьогодні називають.

У зв'язку із сказаним з 1989 року у США, а з 1992 року у Західній Європі застосували контроль й нормування викидів ТЧ (PM) із ВГ дизелів. Це поставило нові задачі як перед виробниками дизелів (щодо дослідження утворення та зниження викидів PM з ВГ), так і перед розробниками відпо-

відних заходів вимірювань.

Нарешті, відповідно до вимог Правил ЄЕК ООН № 101 також введено й нормування вмісту діоксиду вуглецю (CO_2) у ВГ двигунів транспортних засобів.

6.1.3. Ненормовані речовини з токсичними властивостями

Як відзначалося вище, у ВГ ДВЗ присутні декілька сотень окремих речовин, нормування поки відбувається тільки за п'ятьма показниками.

До непрямо, та все ж нормованих токсидів можна віднести оксиди сірки та свинцю. Річ у тому, що наявність сірки у паливах, так само як і вміст етилової рідини у бензинах, регламентується у стандартах на палива для ДВЗ. Це накладає конкретні обмеження і на викиди оксидів сірки та свинцю з ВГ.

Але величезна кількість різних речовин, в тому числі з токсичними властивостями різної агресивності, нормуванню сьогодні ще не підлягають.

Та ненормовані вони тільки за технічними причинами; частина з них (декілька десятків найменувань) підлягають санітарно-гігієнічному нормуванню, особливо такі з них, що небезпечні як канцерогени. Останні, на жаль, не доведені до прямого медичного контролю канцерогенної небезпеки тих чи інших токсидів у складі ВГ ДВЗ. Це утрудняє уточнення переліку нормованих токсидів, який слід в першу чергу розширити.

Проводяться дослідницькі випробування за оцінкою вмісту у ВГ різних ненормованих речовин. Наприклад, у США ЕРА провела вимірювання вмісту у ВГ ДВЗ транспортних засобів таких речовин, як ціанідів, аміаку, діоксиду сірки, сульфатів, альдегідів, фенолів, ряду вуглеводнів (метану, етану, етилену, ацетилену, бензолу, толуолу), ряду поліциклічних ароматичних вуглеводнів (фторотану, пірролу, бензантроцену, кризену, бензофторотану, бензопірролу, пірролину, індолопірролу, бензопірроліну), сірководню, бутадіону, ряду альдегідів та кетонів (формальдегіду, ацетальдегіду, акролеіну, ацетону, пропіонового й кротонового альдегідів, ізомасляного альдегіду, бензальдегіду, гексанальдегіду) і т.д. Вже й такий перелік дозволяє мати уявлення щодо тих ненормованих речовин, що містяться у ВГ ДВЗ й привертають увагу таких серйозних організацій, як ЕРА США.

Дослідження ці дозволяють зробити деякі висновки:

- викид ціанідів (характерний представник – синильна кислота або ціаністий водень) найбільший з відпрацьованими газами бензинових ДВЗ; запровадження нейтралізатора ВГ або перехід на дизель дозволяє знизити викид ціанідів на 90…95 %;
- викид аміаку найбільший з ВГ бензинових двигунів, обладнаних нейтралізаторами;
- викид альдегідів найменший від бензинових ДВЗ з нейтралізаторами; дизелі викидають у 10 разів більше альдегідів, а бензинові ДВЗ без нейтралізаторів – у 20 разів більше;
- характер викидів поліциклічних ароматичних вуглеводнів – практично такий же, як і викид альдегідів.

6.1.4. Перерахунки нормативних значень токсидів у ВГ ДВЗ

Нормативні значення викидів токсидів звичайно оцінюються у грамах на одиницю шляху транспортної установки з ДВЗ (км, милю), а для двигунів іншого призначення – у грамах на одиницю роботи (г/(кВт×год.)), у відсотках від об'єму продуктів згоряння (об'ємна концентрація у %) або у частинах (за об'ємом) на мільйон (10^4 млн$^{-1}$ = 1 %).

При ековипробуваннях двигунів результати вимірювання токсидів виражають у млн$^{-1}$ (ppm) чи відсотках (%) та у г/випробування.

При кількісних оцінках ступенів екологізації ДВЗ виконують перерахунки нормативних значень у величини, розмірність яких відповідає методикам ековипробувань [8], [74].

Перерахунки виконують на базі даних як за концентраціями токсидів у ВГ, так за даними щодо дійсних витрат повітря й палива, потужності двигуна, коефіцієнтів вагомості режимів, параметрів навколишнього середовища (барометричний тиск, температура та відносна вологість). Всі дані, крім останніх, мають власні значення на кожному із режимів, що входять до складу випробувального циклу.

Згідно з ОСТ 23.3.25-98Р спочатку розраховують масові викиди токсидів у ВГ ДВЗ, г/год.:

$$G_{NO_x} = 0{,}0011587 \cdot W_{NO_x} \cdot F_{NO_x} \cdot G_{ВГ}; \quad (6.2)$$

$$G_{CO} = 0{,}000966 \cdot W_{CO} \cdot F_{CO} \cdot G_{ВГ}; \quad (6.3)$$

$$Gc = K_x \cdot W_{C_nH_m} \cdot F_{C_nH_m} \cdot G_{ВГ}, \qquad (6.4)$$

де W_{NO_x}, W_{CO}, $W_{C_nH_m}$ – виміряні на конкретному режимі об'ємні концентрації оксидів азоту, монооксиду вуглецю та сумарних вуглеводнів (у перерахунку на умовний склад палива $C_1H_{1,85}$) у ВГ;

F_{NO_x}, F_{CO} – коефіцієнти поправок на вологість для оксидів азоту та монооксиду вуглецю; розрахуються за формулами (6.5) та (6.6);

$F_{C_nH_m}$ – коефіцієнт, що дорівнює 0,000478 для дизелів та 0,000485 для двигунів із примусовим запаленням;

K_x – коефіцієнт, що враховує метод хімічного аналізу вмісту вуглеводнів (K_x = 1 при полум'яно-іонізаційному методі вимірювання C_nH_m у ВГ та K_x = 2 при інфрачервоному методі у зв'язку із вибірковим визначенням вуглеводнів);

$G_{ВГ}$ – годинна витрата ВГ на конкретному режимі, яка визначається як сума годинних витрат палива $G_{пал}$ та повітря $G_{пов}$, кг/год.

Тут

$$F_{NO_x} = \left[1 + \left(0{,}044 \cdot G_{пал}/G_{пов} - 0{,}0038\right) \cdot \left(7 \cdot \varphi_{абс} - 75\right) + \right.$$

$$\left. + 1{,}8 \cdot \left(0{,}0053 - 0{,}116 \cdot G_{пал}/G_{пов}\right) \cdot \left(T_{тв} - 302\right)\right]^{-1}; \qquad (6.5)$$

$$F_{CO} = 1 - 1{,}85 \cdot G_{пал}/G_{пов}, \qquad (6.6)$$

де $\varphi_{абс}$ – абсолютна вологість повітря на вході у пристрій для вимірювання витрати повітря, яку розраховують за формулою (у г H_2O/кг):

$$\varphi_{абс} = 6{,}21 \cdot \varphi_{навк} \cdot p_s / \left(B_{навк} - 0{,}01 \cdot \varphi_{навк} \cdot p_s\right);$$

тут $\varphi_{навк}$ – відносна вологість навколишнього повітря на вході у прилад для вимірювання витрати повітря, %; $T_{тв}$ – температура повітря на вході у цей пристрій або на відстані не більше 0,15 м від вхідного отвору впускного колектора, К; $B_{навк}$ – барометричний тиск у навколишньому середовищі, КПа; p_s – парціальний тиск насиченої водяної пари при температурі повітря на вході до пристрою для вимірювання втрати повітря або на вході до впускного колектора.

Питомі викиди токсидів у ВГ ДВЗ розраховуються за формулою (у г/(кВт×год.):

$$g_i = \sum\left(G_i \cdot K_{в_i}\right) / \sum\left(N_{e_i} \cdot K_{в_i}\right), \qquad (6.7)$$

де G_i – масові викиди токсиду (CO, C_nH_m, NO_x, г/год.), визначені за формулами (6.3), (6.4) та (6.5) на кожному режимі; $K_{в_i}$ – коефіцієнт вагомості кожного режиму; N_{e_i} – ефективна потужність двигуна на цьому ж режимі.

Принцип розрахунку питомого викиду ТЧ аналогічний вище наведеному розрахунку.

Результати подібних ековипробувань вважаються дійсними, якщо випробування проводилися за умов навколишнього середовища, які не виходили за межі, визначені нормативом чи програмою ековипробувань. Показник стану навколишнього середовища F повинен лежати у діапазоні:

$$0{,}96 \le F \le 1{,}06.$$

По відношенню до більш ранніх редакцій нормативних документів за токсичністю ДВЗ значення показника F дещо збільшено у зв'язку з необхідністю більшої вільності при випробуваннях, тому

$$F = \left(99/\left(B_{навк} - p_s\right)\right)^A \left(T_{тв}/298\right)^B, \qquad (6.8)$$

де A, B – показники степеня; в тому числі

$A = 1$; $B = 0{,}7$ – для дизелів без наддуву та з механічним приводом агрегатів наддуву;

$A = 10{,}7$; $B = 1{,}5$ – для дизелів з турбонаддувом (як з охолодженням наддувного повітря, так і без такого охолодження).

Особливу увагу слід приділяти перерахункам нормативів (у разі потреби) питомих викидів сумарних вуглеводнів. У формулі (6.4) коефіцієнт 0,000478 являє собою відношення молекулярної ваги вуглеводню $C_1H_{1,85}$ (еквівалент умовного складу палива), що дорівнює 13,85 г/моль, до об'єму 22,4 л, який займає один моль газу за нормальних умов з урахуванням переводу із міліграмів у грами (тобто помножений на 0,001), та поділене на густину повітря за тих же умов (1,293 г/см^3). Ділення на густину повітря застосовується у разі використання масової витрати відпрацьованих газів (у кг/год.). У випадку ж використання об'ємної витрати ВГ (у м^3/год) ділення на густину повітря не виконується, й коефіцієнт у формулі (6.4) дорівнює 0,000618 замість 0,000478 (для розрахунків емісій оксидів азоту подібний коефіцієнт у формулі (6.2) дорівнює 0Ю002053, для монооксиду

вуглецю у формулі (6.3) – 0,00125).

Підкреслимо, що виміряна концентрація сумарних вуглеводнів ΣC_nH_m (показання газоаналізатора) являє собою величину, що залежить від виду вуглеводню, який використовується при таруванні газоаналізатора. У даному випадку (що відповідає практично всім сучасним міжнародним стандартам) як тарувальний газ повинен використовуватися пропан C_3H_8.

У тому випадку, якщо як тарувальний газ буде застосовуватися якийсь інший вуглеводень, треба враховувати співвідношення кількостей атомів вуглецю у використаному газі й пропану. Пояснюється це принципом, що застосовується у більшості стаціонарних газоаналізаторів, методом хімічного аналізу вмісту сумарних вуглеводнів – плазменно-іонізаційного, при якому розрахунок концентрації вуглеводнів виконується за кількістю атомів вуглецю.

Якщо при таруванні використовувався метан CH_4 (що трапляється досить часто), то даний коефіцієнт дорівнює $C/C_3 = 1/3$. Тому необхідно при таруванні аналізатора або внести відповідну поправку у показання аналізатора, чи ввести відповідний коефіцієнт у формулу (6.4). В першому випадку, якщо використовується суміш з концентрацією метану, наприклад 1200 ppm, аналізатор повинен бути налаштований на показання 1200/3 = 400 ppm. У другому випадку до формули (6.4) вводиться коефіцієнт 1/3.

У практиці часто зустрічаємося з одиницею вимірювання г/м^3. В такому випадку для перерахунку слід використовувати коефіцієнт $K_п$, ppm:

$$K_п = 10^3 \times (22{,}4 / \mu),$$

де μ – молекулярна вага речовини, г/м^3.

У табл.6.1 наведено приклади перерахунків для деяких токсидів та інших газів чи речовин у ВГ ДВЗ.

Таблиця 6.1 – Коефіцієнти перерахунків значень концентрацій газів із г/м^3 у ppm

Газ, речовина	Молекулярна вага, μ	Коефіцієнт перерахунку, $K_п$
Монооксид азоту (NO)	30	747

Закінчення табл. 6.1

Газ, речовина	Молекулярна вага, μ	Коефіцієнт перерахунку, $K_п$
Діоксид азоту (NO_2)	46	487
Монооксид вуглецю (CO)	28	800
Діоксид вуглецю (CO_2)	44	509
Метан (CH_4)	16	1400
Пропан (C_3H_8)	44	509
Умовний склад палива ($C_1H_{1,85}$)	13,85	1617
Діоксид сірки (SO_2)	64	350
Кисень (O_2)	32	700

Якщо викиди токсидів вимірювалися у г/км, то формули для перерахунків мають такий вигляд [74]:

$$g_{CO} = r_{CO_e} \times g_{пал._e} \times \alpha_e \times M_0 \times \beta \times \mu_{CO} \times 10^3; \quad (6.9)$$

$$g_{C_nH_m} = r_{C_nH_{m\,e}} \times g_{пал._e} \times \alpha_e \times M_0 \times \beta \times \mu_{C_nH_m} \times 10^3; \quad (6.10)$$

$$g_{NO_x} = r_{NO_{x\,e}} \times g_{пал._e} \times \alpha_e \times M_0 \times \beta \times \mu_{NO_x} \times 10^3; \quad (6.11)$$

$$g'_{CO} = \frac{g_{CO}}{g_{пал._e} \times Q_н \times \eta_{e_{екс}}}; \quad (6.12)$$

$$g'_{C_nH_m} = \frac{g_{C_nH_m}}{g_{пал._e} \times Q_н \times \eta_{e_{екс}}}; \quad (6.13)$$

$$g'_{NO_x} = \frac{g_{NO_x}}{g_{пал._e} \times Q_н \times \eta_{e_{екс}}}, \quad (6.14)$$

де M_0 – кількість повітря (у кіломолях), теоретично необхідного для згоряння 1 кг палива; для рідких палив із нафти $M'_0 = 0,5 \frac{\text{кмоль повітря}}{\text{кг палива}}$ [74];

r_{CO_e}, $r_{C_nH_{m_e}}$, $r_{NO_{x_e}}$ – об’ємні частки токсидів у продуктах згоряння на режимах, що обумовлють середньоексплуатаційне навантаження двигуна;

$g_{пал_e}$ – середньоексплуатаційна витрата палива, кг/км;

α_e – середньоексплуатаційне значення коефіцієнта надлишку повітря;

μ_{CO}, $\mu_{C_nH_m}$, μ_{NO_x} – молекулярні маси у кг/моль відповідно монооксиду вуглецю, вуглеводнів ($\mu_{C_nH_m} \approx 05\mu_{пал.}$), оксидів азоту

($\mu_{NO_x} \cong 0{,}5\mu_{NO} + \mu_{NO_2}$);

$\eta_{e_{екс}}$ – середньоексплуатаційний ефективний ККД двигуна;

$Q_н$ – нижня теплота згоряння палива, кДж/кг;

β – дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

Середньоексплуатаційні значення параметрів можна визначити, якщо відомі їх величини на експлуатаційних режимах роботи двигуна та тривалість цієї роботи на таких режимах:

$$\alpha_e = \sum_i \alpha_i \cdot \tau_i \Big/ \sum_i \tau_i ; \qquad (6.15)$$

$$\eta_{e_{екс.}} = \sum_i \eta_{e_i} \cdot \tau_i \Big/ \sum_i \tau_i , \qquad (6.16)$$

де α_i, η_{e_i} – відповідно коефіцієнт надлишку повітря та ефективний ККД двигуна на визначених (i-х) режимах експлуатаційної роботи;

τ_i – тривалість роботи двигуна на кожному такому режимі.

6.1.5. Нормативні документи

Порівняння ДВЗ за екологічними показниками *виконують за стандартами* (*правилами, приписами, рекомендаціями*), що нормують (регламентують) викиди токсидів з ВГ ДВЗ та методи відповідних ековипробувань.

Основними нормативними документами є стандарти, які затверджено багатьма країнами; це – національні стандарти на токсичність двигунів (в Україні, наприклад, ДСТУ – державні стандарти України).

Є міжнародні стандарти, якими користуються і як національними, або поряд з останніми. Найбільш поширені Правила ЄЕК ООН (ECE – Economic Commissions for Europe – Європейська Економічна Комісія Організації Об’єднаних Націй), стандарти Міжнародної організації з стандартизації (ISO – International Standards Organization), приписи EPA (Environmental Protection Agency – Агентство з захисту навколишнього середовища, США).

Існують також і місцеві стандарти (наприклад, у штатах США), галузеві стандарти (ОСТ-и у Росії) та ін.

З метою забезпечити можливість порівнянь рівнів токсичності ДВЗ у різних країнах, при різних методах ековипробувань, у світі відбувається

процес уніфікації екостандартів. У перспективі слід чекати розробки та використання єдиних стандартів для усього світу для одних і тих же об'єктів.

Сьогодні вже досягнуто згоди щодо вирішення проблем розділення об'єктів ековипробувань:

- *за сферою застосування* (*за призначенням*) – двигуни для мопедів, мотоциклів, автобусів, автомобілів; об'єктів сільського господарства, позадорожнього використання, авіації; для морських й річкових суден, залізничного транспорту, стаціонарних енергетичних установок та ін.;
- *за предметом екооцінки* – екологічний рівень конструкції ДВЗ, забезпечений розробником та виробником, або технічний його рівень за екопоказниками в умовах експлуатації, коли цей стан залежить не тільки від конструкції, а й від правильності догляду за об'єктом.

Кожний нормативний екодокумент охоплює:

а) *сферу розповсюдження*, тобто які об'єкти підпадають під діяння даного документа (двигуни чи транспортні засоби, бензинові, дизельні чи газові двигуни); який клас потужності чи вантажопідйомності (або місткості пасажирів); призначені для перевезень вантажу чи пасажирів, сільськогосподарського використання, позадорожники, промислові, стаціонарні і т.д. Наприклад, узгоджено розділення транспортних установок з ДВЗ на такі категорії:

- ◈ мопеди (дво- чи триколісні транспортні засоби з повною масою не більше 400 кг, що розвивають максимальну швидкість не більшу 50 км/год та мають двигун з робочим об'ємом не більше 50 см^3);
- ◈ мотоцикли (дво- чи триколісні транспортні засоби з повною масою не більше 400 кг, що розвивають максимальну швидкість більшу 50 км/год та мають двигун з робочим об'ємом більше 50 см^3);
- ◈ автомобілі для перевезення пасажирів (passenger cars – PC) – автомобілі, що призначені для перевезень пасажирів та вміщують не більше 8 пасажирів, крім водія;
- ◈ легкі вантажні автомобілі (light duty vehicle – LDV) – транспортні засоби, що призначені для перевезення вантажів; мають повну масу не більшу 3,5 т;
- ◈ середні вантажні автомобілі (medium duty vehicle – MDV) – транспортні засоби, що призначені для перевезення вантажів та мають повну масу більшу 3,5 т, але не більшу 12 т;

◈ важкі вантажні машини (heavy duty vehicle – HDV) – транспортні засоби з повною масою більше 12 т;

◈ позадорожні машини: сільськогосподарського, лісового, промислового призначень;

б) *комплектацію ДВЗ*, у якій проводять ековипробування, тобто перелік агрегатів, які обов'язково повинні бути у наявності, або ж кількісні їхні характеристики, за якими можна імітувати взаємодію двигуна з цими агрегатами;

в) *режими ековипробувань*, тобто сполучення навантажень, частот обертання колінчастого вала та часу напрацювання на кожному режимі; як правило, конкретно регламентуються стандартами саме такі режими;

г) *методики розрахунків* кінцевих значень екологічних показників об'єкта ековипробувань;

д) *перелік та методи* (принципи) вимірювань екологічних показників;

є) *нормативні значення* контрольованих параметрів (граничні, регламентовані значення); як відмічалося вище, в залежності від методики ековипробувань нормативи можуть виражатися:

● для ДВЗ – концентрацією (у % чи млн$^{-1}$ – ppm) або питомим викидом токсидів (г/(кВт×год.);

● для транспортних засобів – масовими викидами (у г/км чи г/випробування); в останньому випадку оцінюється сумарний викид за весь цикл випробувань;

е) *строки* (*терміни*) *дії* нормативних документів.

Тільки суворе дотримання нормативної екодокументації може дозволити забезпечити правильність оцінок екологічного рівня об'єктів, тобто може засвідчити ефективність екологізації сучасних та перспективних ДВЗ.

6.2. Нормування екологічних показників дорожніх транспортних засобів з ДВЗ

Мова піде про бензинові та дизельні двигуни.

Нормування екологічних показників дорожніх транспортних засобів (ДТЗ) проводиться на стадії виробництва і в процесі експлуатації.

На стадії виробництва (при схваленні типу нового ДТЗ, його серти-

фікації та реєстрації) екологічні показники перевіряються при випробуванні цих засобів на стендах тягових якостей. ДТЗ великої вантажопідйомності та пасажиромісткості – при випробуваннях на гальмівних стендах.

У процесі експлуатації перевірка на відповідність ДТЗ нормам щодо шкідливості їхніх викидів з ВГ проводиться під час роботи двигунів на окремих режимах, характерних для експлуатації.

Згідно з Правилами і Директивами ЄЕК ООН та ЄС (Європейський Союз) прийнята класифікація транспортних засобів (ТЗ):

- *категорія М* (механічні ТЗ, призначені для перевезення пасажирів та мають або не менше чотирьох коліс, або три колеси і максимальну масу більше 1 т), в тому числі:
  - ✓ категорія М1 – це ТЗ, що мають, крім місця водія, не більше 8 сидячих місць;
  - ✓ категорія М2 – такі ТЗ, що мають, крім місця водія, більше 8 сидячих місць; з максимальною масою ≤ 5 т;
  - ✓ категорія М3 – засоби, крім місця водія, мають 8 сидячих місць; з максимальною вагою більше 5 т;
- *категорія N* (механічні ТЗ призначені для перевезення вантажу і мають не менше чотирьох коліс, або три колеса і максимальну масу більше 1 т), в тому числі:
  - ✓ категорія N1 – засоби, максимальна маса яких не перевищує 3,5 т;
  - ✓ категорія N2 – засоби з максимальною масою, що не менша 3,5 т, але не більша 12 т;
  - ✓ категорія N3 – засоби з максимальною масою, що перевищує 12 т.

Саме за цією класифікацією й встановлюються методи ековипробувань й вимоги до ТЗ щодо викидів токсидів з ВГ.

У Європі нормування шкідливих викидів ДТЗ здійснюється згідно з Правилами ЄЕК ООН та директивами ЕС.

Розглянемо процес нормування та нормативи на токсиди для кожного етапу цього процесу.

Правила ЄЕК регламентують особливості ековипробувань ДВЗ. Допустимі рівні викидів токсидів та терміни їх введення у дію вказані у Директивах на кожний етап процесу розробки екологічних нормативів ЄС і вони обов’язкові для країн – членів ЄС. Оскільки Україна наближається до

вступу у ЄС, ці зобов'язання стануть обов'язковими і для неї, що потребує термінових і значних зусиль щодо екологізації вітчизняних двигунів ДТЗ.

Нормування викидів токсидів та інших шкідливих речовин з ВГ двигунів ДТЗ категорії М1 та N1 розпочалося у 1970 р., після прийняття Правил ЄЕК ООН № 15 та адекватної їм Директиви ЄС № 70/220.

Згідно з цими документами обмежувалися викиди монооксиду вуглецю СО та вуглеводнів C_nH_m автомобілями цих двох категорій з бензиновими двигунами. Випробування ТЗ за Правилами ЄЕК ООН № 15 здійснювалося на стенді з біговими барабанами при умовному русі транспортних заходів за чотирма міськими їздовими циклами (рис.6.1). Цикл в цілому (всього випробування) має такі характеристики:

- довжина умовного шляху – 4,052 км;
- тривалість виконання циклу – 820 с;
- максимальна швидкість ТЗ – 50 км/год.;
- середня умовна швидкість – 18,7 км/год.

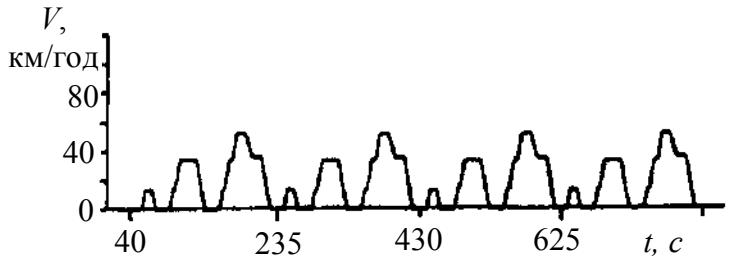


Рисунок 6.1 – Схема міського їздового циклу згідно з Правилами ЄЕК ООН № 15 та № 83

Протягом наступних років до вказаних Правил та директив приймалися поправки, якими жорсткіше обмежувалися викиди СО та C_nH_m, вводилися ще й обмеження викидів NO_x; ці ж обмеження поширилися на автомобілі з дизелями.

Наприкінці 1987 року ці категорії ТЗ були регламентовані Правилами ЄЕК № 83, за якими ці засоби підлягають ековипробуванням за тим же циклом, що й на рис.6.1; ці Правила набули чинності з 1989 року.

Згідно з новим кроком на шляху поглиблення нормування викидів токсидів з ВГ ДВЗ всі автомобілі категорії М1 та N1 розділені на 3 групи:

а) працюючі на етилованому бензині;
б) ті ж – на неетилованому бензині;
в) ті ж – на дизельному пальному.

Для засобів, що працюють на етилованому бензині, до Правил № 83-00 додали діючі на той час Правила № 15 з поправками 04 (Правила

ЄЕК № 15-04).

Щодо ДТЗ, які працюють на неетилованому бензині та дизельному пальному, норми були встановлені залежно від робочого об'єму двигуна.

Нормативи токсидів (за аналогією з Правилами № 83-00) введені були в країнах Європейського Союзу Директивою 88/76 ЄЕК ООН (табл.6.2; табл.6.3).

Таблиця 6.2

Маса автомобіля, кг	Шкідливі викиди, г/випр.	
	$CH+NO_x$	CO
≤ 1020	19* (23,8)**	58 (70)
≤ 1250	20,5 (25,6)	67 (80)
≤ 1470	22,0 (27,5)	76 (91)
≤ 1700	23,5 (29,4)	84 (101)
≤ 1930	25,0 (31,3)	93 (112)
≤ 2150	26,6 (31,1)	110 (132)
≥ 2150	28,0 (35,0)	110 (132)

* Норми при схваленні типу ТЗ.

** Норми при перевірці на відповідність серійній продукції

Таблиця 6.3

Шкідливі викиди	Об'єм двигуна, л		
	< 1,4	≥ 1,4 ≤ 2	> 2
$CH+NO_x$	15 (19)	8 (10)	6,5 (8,1)
CO	45 (54)	30 (36)	25,0 (30)
NO_x	6 (7,5)		3,5 (4,4)
$CH+NO_x$*	15 (19)	8 (10)	
CO*	45 (54)	30 (36)	
NO_x*	6 (7,5)		

* Норми для транспортних засобів, що працюють на дизельному пальному

Норми, встановлені для ДТЗ, що працюють на етилованому бензині (табл.6.2), чинні і сьогодні; нормативи для двигунів на неетилованому бензині чи дизельному пальному безперервно стають все жорсткішими.

Нарешті було введено обмеження на викиди ТЧ з ВГ дизелів (табл.6.4).

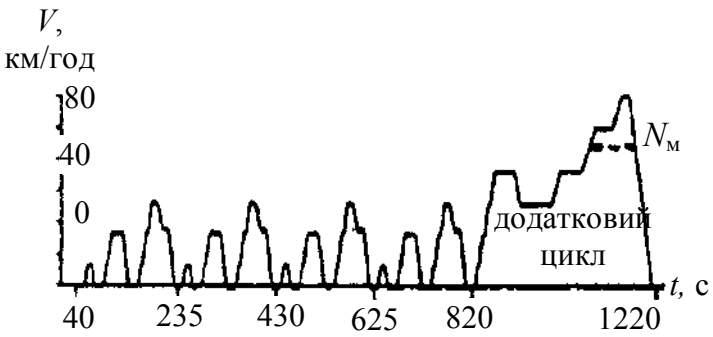


Рисунок 6.2 – Схема їздового циклу згідно з Правилами ЄЕК ООН № 15 та № 83-01: $N_м$ – ДТЗ з двигунами невеликої потужності

Правилами № 83-01 для ековипробування ДТЗ категорії М1 вперше введений термін "їздовий цикл", що включає чотири звичайних міських цикли та додатковий цикл, який імітує рух автомобіля за містом (рис.6.2). При цьому для ДТЗ з двигунами

Таблиця 6.4 – Норми шкідливих викидів ДТЗ категорій M1 і N1 згідно з Правилами № 83 з поправками та Директивами ЄС

Нормативний документ	Категорія ДТЗ	Тип двигуна	Контрольна маса ($M_к$), кг	Шкідливі (токсичні) викиди	Допустимі норми викидів токсидів, г/км
Правила ЄЕК №83-01; Директива 91/441/ЄС (“Євро-1”)	M1 (до 6 пасажирів, масою до 2,5 т)	бензиновий, дизель	незалежно	CO	2,72 / 3,16
				CH+NOx	0,97 / 1,13
				ТЧ**	0,14 / 0,18
Правила ЄЕК №83-02; Директива 95/59/ЄС	N1 та великі пасажирські ДТЗ (більше 6 пасажирів, масою більше 2,5 т)	бензиновий, дизель	$M_к \leq 1250$	CO	2,72 / 13,16
				CH+NOx	0,97 / 1,13
				ТЧ**	0,14 / 0,18
			$1250 < M_к \leq 1700$	CO	5,17 / 6,0
				CH+NOx	1,4 / 1,6
				ТЧ**	0,19 / 9,22
			$M_к > 1700$	CO	6,9 / 8,0
				CH+NOx	1,7 / 2,0
				ТЧ**	0,25 / 0,29
Правила ЄЕК №83-03; Директива 96/44/ЄС (“Євро-2”)	M1 (до 6 пасажирів, масою до 2,5 т)	бензиновий	незалежно	CO	2,2
				CH+NOx	0,5
		дизель з розділеною камерою	незалежно	CO	1,0
				CH+NOx	0,7
				ТЧ**	0,08
		дизель з нерозділеною камерою	незалежно	CO	1,0
				CH+NOx	0,9
				ТЧ**	0,1
Директиви 96/44/ЄС, 96/69/ЄС	N1 та великі пасажирські ДТЗ (більше 6 пасажирів, масою більше 2,5 т)	бензиновий	$M_к \leq 1250$	CO	2,2
				CH+NOx	0,5
			$1250 < M_к \leq 1700$	CO	4,0
				CH+NOx	0,6
			$M_к > 1700$	CO	5,0
				CH+NOx	0,7
		дизель з розділеною камерою	$M_к \leq 1250$	CO	1,0
				CH+NOx	0,7
				ТЧ**	0,08
			$1250 < M_к \leq 1700$	CO	1,25
				CH+NOx	1,0
				ТЧ**	0,12
			$M_к > 1700$	CO	1,5
				CH+NOx	1,2
				ТЧ**	0,17
		дизель з нерозділеною камерою	$M_к \leq 1250$	CO	1,0
				CH+NOx	0,9
				ТЧ**	0,1
			$1250 < M_к \leq 1700$	CO	1,25
				CH+NOx	1,3
				ТЧ**	0,14
			$M_к > 1700$	CO	1,5
				CH+NOx	1,6
				ТЧ**	0,2

В чисельнику наведені норми при схваленні типу ДТЗ, в знаменнику – при перевірці на відповідність серійній продукції; ** для ДТЗ з дизелями

невеликої потужності максимальна швидкість у додатковому циклі навантажень та вимірювань сягає 90 км/год, для решти – 120 км/год. Загальний час випробувань подовжився до 1220 с; довжина умовного шляху – до 11,007 км для автомобілів із максимальною швидкістю в циклі 120 км/год. при середній швидкості 33,6 км/год.

У подальшому такий цикл було введено і для ековипробувань ДТЗ категорії N1 та великих пасажирських автомобілів.

Правилами № 83-00 введені однакові норми на токсичність викидів з ВГ ДВЗ при схваленні типу ДТЗ чи перевірці відповідності серійної продукції (сертифікації цієї продукції).

У правилах № 83-03 передбачено й нормування викидів з ВГ ДТЗ з двигунами іскрового запалювання, що працюють на стисненому природному газі та зрідженому нафтовому газі. Норми викидів для цих ТЗ такі ж, як і для ДТЗ, що працюють на неетилованому бензині.

У 1998 році керівними органами ЄС погоджено перспективні норми на токсичність двигунів ДТЗ для 2000–2005 років, так звані норми “Євро-3” та “Євро-4”. Відмітимо, що норми “Євро-1” та “Євро-2” наведено вище у табл.6.4). Терміни перспективних норм введення норм “Євро-3” і “Євро-4” у дію подано у табл. 6.5 та 6.6.

Таблиця 6.5 – Норми викидів пасажирськими ДТЗ повною масою до 2,5 т згідно з Директивами 98/69/ЄС “Євро-3”, “Євро-4”

Випробувальний цикл за ЄЕК	Токсиди	Граничні норми викидів ДТЗ з 01.2000 року “Євро-3”, г/км		Граничні норми викидів ДТЗ з 01.2005 року “Євро-4”, г/км	
		Бензинові двигуни	Дизелі	Бензинові двигуни	Дизелі
Міський + заміський	CH	0,2	–	0,1	–
	NO_x	0,15	0,5	0,08	0,25
	$CH+NO_x$	–	0,56	–	0,3
	CO	2,3	0,64	1,0	0,5
	ТЧ	–	0,05	–	0,025

Поряд із впровадженням більш жорстких норм токсичних викидів, останньою директивою внесено нові вимоги щодо процесу ековипробування. При випробуванні ДТЗ за їздовим циклом ВГ відбираються перші 40 с у двигуна, коли той прогрівається. Попередніми правилами і директивами рекомендувалося відбирати ВГ для аналізу після 40 с циклу наванта-

жень (див. рис.6.1 та 6.2).

З 01.01.2002 року введено випробування при температурі навколишнього середовища –7 °С лише на режимах їздового циклу протягом перших 780 с для автомобілів категорії М1 та N1 з контрольною масою до 1350 кг з двигунами іскрового запалювання. Граничні норми викидів при цьому: СО – 15 г/км; C_nH_m – 1,8 г/км.

За Директивою 98/69/ЄС нові ДТЗ категорій М1 та N1 з 01.01.2003 року мають бути обладнані діагностичними системами для контролю екологічних показників.

Таблиця 6.6 – Норми викидів великими пасажирськими ДТЗ масою більше 2,5 т і легкими вантажівками масою до 3,5 т згідно з Директивами 98/69/ЄС “Євро-3”, “Євро-4”

Контрольна маса $M_к$, кг	Термін введення	Граничні норми викидів, г/км				
		СО	СН	NO_x	C_nH_m+NO_x	ТЧ (тверді частки)
“Євро-3”						
ДТЗ з бензиновими двигунами						
$M_к \le 1305$	01.2000 р.	2,30	0,20	0,15	–	–
$1305 < M_к \le 1760$	01.2001 р.	4,17	0,25	0,18	–	–
$M_к > 1760$	01.2001 р.	5,22	0,29	0,21	–	–
ДТЗ з дизелями						
$M_к \le 1305$	01.2000 р.	0,64	–	0,50	0,56	0,05
$1305 < M_к \le 1760$	01.2001 р.	0,80	–	0,65	0,72	0,07
$M_к > 1760$	01.2001 р.	0,95	–	0,78	0,86	0,10
“Євро-4”						
ДТЗ з бензиновими двигунами						
$M_к \le 1305$	01.2005 р.	1,00	0,10	0,08	–	–
$1305 < M_к \le 1760$	01.2006 р.	1,81	0,13	0,10	–	–
$M_к > 1760$	01.2006 р.	2,27	0,16	0,11	–	–
ДТЗ з дизелями						
$M_к \le 1305$	01.2005 р.	0,50	–	0,25	0,30	0,025
$1305 < M_к \le 1760$	01.2006 р.	0,63	–	0,33	0,39	0,040
$M_к > 1760$	01.2006 р.	0,74	–	0,39	0,46	0,069

Директивою 98/69/ЄС ж встановлено граничні норми викидів, виміряних бортовими діагностичними системами, перевищення яких засвідчує несправність ТЗ (табл. 6.7). Аналогічними Директиві 98/69/ЄС є Правила № 83 з поправками серії 05.

Дотримання жорстких нормативів токсидів ДТЗ можливе за умови високої якості палив для ДВЗ. Тому паралельно з Директивою 98/69/ЄС

прийнято Директиву 98/70/ЄС щодо вимог до якості цих палив, згідно з якою 2000 року бензини не повинні містити понад 150 млн$^{-1}$ сірки, 1 % бензолу, 42 % ароматичних вуглеводнів; у дизельному паливі вміст сірки не повинен перевищувати 350 млн$^{-1}$.

З 2005 року граничний вміст сірки у бензинах і дизельному паливі встановлено на рівні 50 млн$^{-1}$, ароматичних вуглеводнів у бензинах – 35 %. Етиловані бензини заборонені ще з 01.01.2000 року, проте на прохання деяких країн – членів ЄС –термін їхнього використання був продовжений до 01.01.2005 року. Але такі бензини не повинні містити більше 1 % бензолу та їх обсяг при використанні не повинен перевищувати 0,5 % загального обсягу. Цією ж Директивою допускається використання більш чистих палив в окремій країні Європейського союзу.

Таблиця 6.7 – Норми викидів ДТЗ категорій M1 та N1, визначені бортовими системами діагностики згідно з Директивами 98/69/ЄС

Категорії ДТЗ	Контрольна маса ($M_к$), кг	Тип двигуна	Гранична величина викиду, г/км			
			CO	C_nH_m	NO_x	ТЧ
M	$M_к \le 2500$	бензиновий	3,2	0,4	0,6	–
		дизель	3,2	0,4	1,2	0,18
N1 та M масою більше 2500 кг	$M_к \le 1305$	бензиновий	3,2	0,4	0,6	–
		дизель	3,2	0,4	1,2	0,18
	$1305 < M_к \le$ ≤ 1760	бензиновий	5,8	0,5	0,7	–
		дизель	4,0	0,5	1,6	0,23
	$M_к > 1760$	бензиновий	7,3	0,6	0,8	–
		дизель	4,8	0,6	1,9	0,28

Нормування шкідливих викидів ТЗ категорій M2, M3, N3 розпочалося у 1982 році після прийняття Правил № 49. Ці Правила стосуються ДТЗ з дизелями, тому що бензинові двигуни на таких ДТЗ у Європі не встановлюються. За час, що минув, було прийнято дві поправки до цих Правил та аналогічні за методикою випробувань і нормативами Директиви 88/77/ЄЕС та 91/542/ЄЕС (табл. 6.8).

Згідно з Правилами № 49, випробування проводяться на дизелі, встановленому на гальмівному стенді, на режимах навантажень тринадцятиступінчастого циклу (табл. 6.9). Норми викидів встановлюються відносно одиниці виконаної дизелем роботи.

Таблиця 6.8 – Норми шкідливих викидів великовантажними ДТЗ

Нормативний документ	Рік введення у дію	Викиди, г/(кВт×год)			
		CO	C_nH_m	NO_x	ТЧ
Правила № 49	1982	14,0	3,5	18,0	–
Поправка “01”, Директива 88/77/ЄЕС	1990	11,2	2,4	14,4	–
Поправка “02” (“Євро-1”), Директива 91/542/ЄЕС	1993	4,5	1,1	8,0	0,36
Доповнення до поправок “02” (“Євро-2”), Директива 91/542/ЄЕС	1996	4,0	1,1	7,0	0,15

Останнім часом до процедури нормування показників великовантажних ДТЗ внесено значні зміни. Ще 1997 року Європейська Комісія внесла поправки до основної для цих категорій Директиви 88/77/ЄЕС.

Таблиця 6.9 – Режими циклу згідно з Правилами № 49

Номер режиму	Частота обертів	Навантаження, %	Вагомість режиму
1	$n_{xx\ min}$	0	0,25 / 3
2	проміжна	10	0,08
3	— ″ —	25	0,08
4	— ″ —	50	0,08
5	— ″ —	75	0,08
6	— ″ —	100	0,25
7	$n_{xx\ min}$	0	0,25 / 3
8	номінальна	100	0,10
9	— ″ —	75	0,02
10	— ″ —	50	0,02
11	— ″ —	25	0,02
12	— ″ —	10	0,02
13	$n_{xx\ min}$	0	0,25 / 3

У 1999 році ці поправки з деякими змінами узаконені Радою Міністрів та Парламентом ЕС. Згідно з цими поправками випробування великовантажних ДТЗ будуть проводитися за трьома циклами навантажень:

ESC – Європейський стаціонарний випробувальний цикл (European Steady State Cycle), який дуже близький до наведеного тільки що тринад-

цятиступінчастого циклу навантажень;

ELR – Європейський навантажувальний цикл (European Load Response Test) проводиться на тих же швидкісних режимах, що і ESC, та використовується для визначення (тестування) димності дизеля; при реалізації цього циклу на кожному швидкісному режимі дизель навантажується до 10 % від повного навантаження без зміни частоти обертання колінчастого вала дизеля; при цьому визначається димність на кожному режимі, а потім – середнє її значення для кількох швидкісних режимів, які і порівнюють із нормативом;

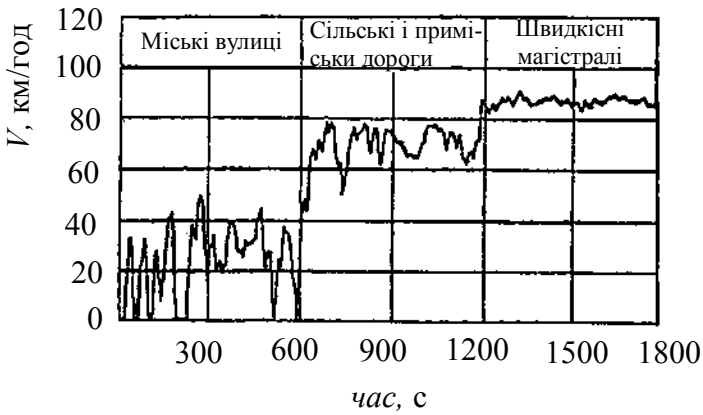


Рисунок 6.3 – Графік Європейського перехідного випробувального циклу

ETC – Європейський перехідний випробувальний цикл (European Transient Cycle). Такий цикл (рис.6.3) містить три сукупності несталих режимних циклів, що відповідають руху ДТЗ на міських, сільських та приміських дорогах і на швидкісних магістралях. Цей цикл наближає умови випробувань до реальних умов експлуатації ДТЗ, і його екологічні показники значно відрізняються від показників, отриманих у стаціонарному випробувальному циклі.

За пропозицією Європейської Комісії у поправки до Директиви 88/77 ЄЕС внесено вимоги до викидів забруднюючих речовин так званими *“екологічно чистими” ДТЗ EEV* (Enhanced Environmentally Friendly Vehicle). Такий термін введено у поправці до цієї директиви вперше. Ці ДТЗ доречно використовувати у місцях з підвищеними вимогами до якості повітря. Норми викидів двигунами великовантажних ДТЗ та термін їх введення при випробуванні за різними випробувальними циклами (табл. 6.10 та 6.11), відомі як “Євро-3”, “Євро-4”, “Євро-5”.

При схваленні типу ТЗ 2000 року (“Євро-3”) викиди визначатимуться за циклами ESC та ELR при випробуваннях дизелів з електронним керуванням паливоподачею та повітропостачанням, рециркуляцією ВГ та окисними нейтралізаторами. Дизелі, що мають каталітичні нейтралізатори та

вловлювачі ТЧ, будуть додатково випробуватися за циклом ETC.

При схваленні типу ТЗ, починаючи з 2005 року (“Євро-4”), з 2008 року (“Євро-5”), а також ДТЗ типу EEV викиди будуть визначатися за трьома циклами режимів (газові двигуни випробуватимуться тільки за циклом ETC).

Окремо зупинимося на нормуванні рівня димності ВГ для дизелів, крім нормування викидів газоподібних та твердих частинок (ТЧ–PT).

Вперше обмеження димності дизелів було прийнято у 1972 році за Правилами ЄЕК № 24. Європейське співтовариство (ЄС) прийняло ці норми у Директиві 72/306. Останні поправки серії 03 до цих Правил внесені у 1986 році.

Таблиця 6.10 – Норми шкідливих викидів великовантажними автомобілями при випробуванні за циклами ESC і ELR

Рік введення	Викиди, г/(кВт×год)					Димність, $м^{-1}$
	CO	C_nH_m	NO_x	ТЧ		
2000, “Євро-3”	2,1	0,66	5,0	0,1	0,13*	0,8
2005, “Євро-4”	1,5	0,46	3,5	0,02		0,5
2008, “Євро-5”	1,5	0,46	2,0	0,02		0,15
Норми для EEV						
	1,5	0,25	2,0	0,02		0,15

* Для двигунів з об’ємом циліндра менше 0,75 л і частотою обертання більше 3000 $хв^{-1}$.

Таблиця 6.11 – Норми шкідливих викидів великовантажними автомобілями при випробуванні за циклом ETC

Рік введення	Викиди, г/(кВт×год)					
	CO	Неметанових вуглеводнів ($НМС_nH_m$)	Метану (CH_4)**	NO_x	ТЧ (PT)***	
2000, “Євро-3”	5,45	0,78	1,6	5,0	0,16	0,21*
2005, “Євро-4”	4,0	0,55	1,1	3,5	0,03	
2008, “Євро-5”	4,0	0,55	1,1	2,0	0,03	
Норми для EEV						
	3,0	0,4	0,65	2,0	0,02	

* Для двигунів з об’ємом циліндра менше 0,75 л і частотою обертання більше 3000 $хв^{-1}$.
** Тільки для двигунів на природному газі.
*** Не стосується до газових двигунів за “Євро-3”, “Євро-4”.

Таким чином, згідно з правилами ЄЕК № 24-03, димність дизеля ви-

значається у режимі повного навантаження для шести усталених режимів і в режимі вільного прискорення. Випробування допускаються окремо на дизелі чи на ДТЗ.

Нормованим параметром димності є коефіцієнт поглинання, що характеризує оптичну густину ВГ та вимірюється у $м^{-1}$.

Випробування *на усталених режимах* проводиться при повному навантаженні за шістьма швидкісними режимами у діапазоні від максимальної до мінімальної розрахункової частоти обертання колінчастого вала. При цьому один швидкісний режим відповідає максимальній потужності, інший – максимальному крутному моменту, що стосується всіх шести швидкісних режимів (трьох пар таких режимів). У кожному з шести швидкісних режимів вимірюється номінальна витрата газу (ВГ). Допустимий коефіцієнт поглинання залежить від об'єму ВГ і знаходиться у межах 1,065…2,26 $м^{-1}$ (при виході ВГ понад 200 л/с та коли вихід становить менше 42 л/с, відповідно).

Випробування *у режимі вільного прискорення* має здійснюватися не менш ніж з шестиразовим повторенням розгону і сповільненням дизеля без зовнішнього навантаження від мінімальної до максимальної частоти обертання колінчастого вала. За основу приймається середнє значення коефіцієнта поглинання за останні чотири процеси розгону, коли його значення стабілізувалися й відрізняються між собою не більш ніж на 0,25 м.

Допустиме значення коефіцієнта поглинання вибирається залежно від номінальної частоти обертів та крутного моменту дизеля. Для дизелів з турбонаддувом значення коефіцієнта поглинання у режимі вільного прискорення не повинно перевищувати більше як на 0,5 $м^{-1}$ значення максимального коефіцієнта поглинання, виміряного при випробуваннях на усталеному режимі.

Перейдемо до стану з нормуванням токсидів у викидах з відпрацьованими газами ДТЗ в Україні [55]. Сьогодні слід констатувати, що він залишився на рівні кінця 80-х років минулого сторіччя.

На стадії виробництва вітчизняних ДТЗ їх екологічні показники оцінювались галузевими стандартами. Наприкінці 80-х і на початку 90-х років ці стандарти обмежували викиди забруднюючих речовин на рівні європейських норм (згідно з "Євро-1").

Але за останні 10–15 років європейські норми, як це показано вище,

стали значно жорсткішими (“Євро-2”, “Євро-3”, “Євро-4”), тоді як українські норми, встановлені галузевими стандартами, практично не змінилися й до сьогодні (табл. 6.12), навіть дещо перевищуючи нормативи “Євро-1”.

Як і в інших європейських країнах, в Україні перевірка вітчизняних ДТЗ на токсичність ВГ та їх димність передбачається не тільки на стадії виробництва, а й у процесі експлуатації.

Таблиця 6.12 – Норми шкідливих викидів за ОСТ 37.001.054-86

Робочий об’єм двигуна, л	Рік постановки на виробництво	Гранично допустимі норми, г/км						Примітка
		CO		$C_nH_m + NO_x$		у т.ч. NO_x		
		для підготовленого автомобіля	для автомобіля з серії	для підготовленого автомобіля	для автомобіля з серії	для підготовленого автомобіля	для автомобіля з серії	
Більше 2,0	1990	6,16	7,4	1,6	1,9	0,86	1,04	з нейтралізатором
	1990	11,1	13,3	4,2	4,9	1,48	1,78	без нейтралізатора
Від 1,4 до 2,0 включно	1991	7,4	8,88	1,97	2,37	–	–	з нейтралізатором
		11,1	13,3	4,2	4,9	1,48	1,78	без нейтралізатора
До 1,4	1990	11,1	13,3	3,7	4,44	1,48	1,78	без нейтралізатора

Згідно з Директивою ЄС 77/143 та змінами до неї, зареєстрованими за номером 96/96/ЄС, вітчизняні ДТЗ, обладнані бензиновими двигунами без систем нейтралізації, перевіряються на вміст монооксиду вуглецю у ВГ під час роботи двигуна на режимі мінімальної частоти обертання колінчастого вала на холостому ході. Граничні значення вмісту CO становлять для автомобілів випуску до жовтня 1986 року – 4,5 %, а після 01.10.1986 року – 3,5 %. Для автомобілів з системою нейтралізації (двигуни зарубіжжя) перевірку здійснюють на режимах мінімальної і підвищеної частоти обертання на холостому ході. Граничні значення вмісту CO (при цьому) при мінімальній частоті обертання становлять 0,5 %, на підвищеній з n = 2000 хв$^{-1}$ – 0,3 %.

Для автомобілів з дизелями контроль за димністю ВГ здійснюється в режимі вільного прискорення. Значення димності при цьому повинно відповідати рекомендаціям заводу-виробника. Якщо такі рекомендації відсут-

ні або контрольна служба вважає їх неприйнятливими, граничні значення рівня димності становлять для дизелів без наддуву 2,5 $м^{-1}$; з наддувом – 3,0 $м^{-1}$.

В Україні й сьогодні автомобілі з бензиновими двигунами в режимі експлуатації перевіряються на вміст шкідливих викидів за ГОСТ 17.2.2.03-87. Згідно з ним перевіряється й обмежується вміст СО та C_nH_m на двох режимах роботи двигуна – при мінімальній та підвищеній частотах обертання на холостому ході. Підвищена частота приймається на рівні 0,8 номіналу. У режимі мінімальної частоти обертання вміст СО для автомобілів з двигунами, що мають до 4 циліндрів, не повинен перевищувати 1,5 %, вміст C_nH_m – 1200 $млн^{-1}$; з більшою кількістю циліндрів – 3000 $млн^{-1}$. На режимі підвищеної частоти обертання вміст СО обмежується 2 %, C_nH_m – 600 $млн^{-1}$ та 1000 $млн^{-1}$ для автомобілів попереднього режиму.

ДТЗ з дизелями перевіряються у процесі експлуатації згідно з ГОСТ 21393-75, що встановлює допустиму димність ВГ. Перевірка димності здійснюється на двох режимах – вільного прискорення і максимальної частоти обертання колінчастого вала на холостому ходу. На режимі вільного прискорення здійснюється десятиразовий розгін двигуна без зовнішнього навантаження від мінімальної до максимальної частоти обертання. За результат приймають середнє арифметичне значення димності у процесі чотирьох останніх розгонів. Димність вимірюють як оптичну густину газів, яка оцінюється у відсотках за стовідсотковою шкалою. Димність ВГ у режимі вільного прискорення не повинна перевищувати для дизелів без наддуву 40 %, з наддувом – 50 %, у режимі максимальної частоти обертання колінчастого вала на холостому ході димність має бути не більш ніж 15 %.

До 2002 року в Україні розроблені Державні Стандарти України (ДСТУ), які визначають норми вмісту СО та C_nH_m у ВГ автомобілів з бензиновими або дизельними двигунами, ДВЗ на газовому паливі або газодизелями. Димність нормується для автомобілів з дизелями чи газодизелями.

Особливо актуальною є термінова й на сучасному рівні (спираючись на міжнародні стандарти) розробка нормативів токсичності ДЗТ, що вироблятимуться в Україні. Це потрібно для доведення вітчизняних ДЗТ та двигунів до світового рівня, тобто для забезпечення їхньої конкурентоздатності.

Враховуючи жорсткість міжнародних стандартів, треба забезпечувати підготовку вітчизняних виробників до виконання хоча б європейських вимог стосовно екологічних показників ТЗ.

Основні українські підприємства внесли свої пропозиції, в тому числі й на законодавчому рівні, щодо можливостей застосування Правил ЄЕК ООН в Україні. Вони свідчать [55], що Правила № 83-02 та № 49-02 ("Євро-2") будуть вводитися у вітчизняній практиці з 2002–2003 років.

Корисним може стати досвід Росії, де прийнятим і чинним Правилам ЄЕК ООН надано статус державних стандартів (стандарти серії 41) і вони є обов'язковими для виконання.

Намічений процес нормування токсичності ДТЗ в Україні вимагає значних, у тому числі фінансових, ресурсів; він триватиме протягом певного часу.

Однак треба мати на увазі, що екологічні вимоги в Європі безперервно жорсткішають (табл. 6.13). Так, з 1993 року ("Євро-1") до 2000 року ("Євро-3") викид автомобільними дизелями NO_x повинен бути знижений вдвічі, ТЧ – у чотири рази, СО та C_nH_m – у 2,5 рази [18].

Таблиця 6.13 – Динаміка викидів шкідливих речовин з ВГ дизелів ТЗ серійного виробництва згідно нормативам Європи

Стандарти (ДТЗ з повною масою понад 3,5 т)	Питомі викиди токсидів, (г/(кВт×год)			
	NO_x	CO	C_nH_m	PM (ТЧ)
Євро-1 (до 01.10.1995 р.)	8,0	4,9	1,23	0,40
Євро-2 (з 01.10.1995 р.)	7,0	4,0	1,10	0,25
Євро-3 (з 01.10.2000 р.)	5,0	2,1	0,66	0,13
Євро-4 (з 2005 р.)	3,5	1,5	0,46	0,02
Євро-5 (з 2008 р.)	2,0	1,5	0,25	0,02

Примітка: дизелі повинні відповідати нормам димності – по Євро-3 (не більше 29 % по шкалі Hartridge); по Євро-4 (не більше 20 %); по Євро-5 (не більше 6 %).

Тому, чим раніше в Україні цим питанням буде приділена належна увага, тим швидше вітчизняні ТЗ досягнуть європейського рівня. Іншої альтернативи українська автомобільна промисловість не має, оскільки такий напрямок державної технічної політики апробований і в США, Японії, та багатьох інших провідних промислово розвинених країнах Європи: Німеччині, Англії, Італії, Швеції, Іспанії, країнах середньої Європи (Австрії,

Чехії) і т.д. (табл.6.14; табл.6.15; табл.6.16).

Таблиця 6.14 – Граничні значення викидів токсидів з ВГ, регламентовані для випробувальних циклів FED (49 штатів США) та FTP 75 (штат Каліфорнія) [14]

Рік	Регіон	Середні викиди, г/милю			Пара палива, г/випр.
		CO	C_nH_m	NO_x	
1993	Каліфорнія	3,4	0,25	0,4	2,0
1994	США	3,4	0,25	0.4	2,0
2003 (проект)	США	1,7	0,125	0,2	

Примітка: г/милю = 0,62 г/км

Будемо сподіватися, що у 2004 році нарешті буде затверджено закон України щодо подальшого розвитку автомобілебудування в нашій державі, де значну увагу приділять й екологізації ДВЗ для автотранспорту. Виконання програми таких робіт дозволить підняти рівень наших ДТЗ до міжнародних стандартів.

Таблиця 6.15 – Норми токсичності ВГ дизельних важких вантажних автомобілів (з повною масою понад 3,9 т) [14]

Рік	Питомі викиди, г/(кВт×год)				Димність, % прозорості
	C_nH_m	NO_x	CO	ТЧ	
1998	1,3	4,0	15,5	0,1	Гранична – 50 %

Таблиця 6.16 – Норми токсичності ВГ легкових та вантажних автомобілів (відповідно, з кількістю сидінь до 10 та повною масою понад 2,5 т) [14]

Рік	Тип автомобіля	Викиди				Димність, % прозорості
		C_nH_m	NO_x	CO	ТЧ	
з 10.1994 р.	легковий	0,4 г/км	0,5 г/км	2,1 г/км	0,2 г/км	40
	вантажний	2,9 г/(кВт×год)	6,0 г/(кВт×год)	7,4 г/(кВт×год)	0,7 г/(кВт×год)	40
Планувалися на 2000 рік	легковий	–	0,4 г/км	–	0,08 г/км	25
	вантажний	–	4,5 г/(кВт×год)	–	0,25г/(кВт×год)	25

6.3. Стандарти на екологічні показники двигунів позадорожньої техніки

До цієї групи відносять дизелі:

- сільськогосподарського призначення (тракторні, комбайнові і т.д.);
- тепловозні;
- для морських, річкових суден;
- лісового господарства;
- стаціонарні для будівництва та ін.

Двигуни цієї групи суттєво відрізняються за призначеннями і, значить. за умовами експлуатації, вимогами до них, у тому числі й щодо токсичності і т.д.

Це ускладнює розробку, запровадження і контроль норм на екологічні показники позадорожників та двигунів до них.

Тому поки що не розроблено єдиних норм на токсичність дизелів всієї групи позадорожньої техніки.

Перші європейскі стандарти з нормування емісії позадорожніх мобільних машин та устаткування, що використовує ДВЗ, були регламентовані 27.02.1998 року у Директиві 97/68/ЄС.

Норми викидів дизелів позадорожніх машин вводилися у два етапи: перший набув чинності у 1999 році, а другий – у термін від 2001 до 2004 року, залежно від потужності дизелів (табл. 6.17).

Таблиця 6.17 – Європейські норми емісій позадорожніх дизельних засобів [74]

Потужність дизеля, кВт	Дата введення у дію норм	Викиди, г/(кВт×год)			
		C_nH_m	NO_x	CO	ТЧ
Етап 1					
130–560	01.1999	5,0	1,3	9,2	0,54
75–130	01.1999	5,0	1,3	9,2	0,70
37–75	04.1999	6,5	1,3	9,2	0,85
Етап 2					
130–560	01.2002	3,5	1,0	6,0	0,2
75–130	01.2003	5,0	1,0	6,0	0,3
37–75	01.2004	5,0	1,3	7,0	0,4
18–37	01.2001	6,5	1,5	8,0	0,8

Машини й устаткування, що підпадають під цей стандарт:

- промислові бурові установки;
- компресорні агрегати;
- колісні навантажувачі;
- позадорожні вантажні автомобілі (в/а);
- магістральні екскаватори;
- вилчасті в/а;
- дорожнє обладнання й машини;
- снігоочисники;
- наземне обладнання аеропортів;
- мобільні крани тощо.

Сільськогосподарські й трельвочні трактори оцінюються за цими же стандартами, але з іншими строками вступу в дію; дати визначені Директивою 2000/25/ЄС від 22.05.2000 року.

Підкреслимо, що суднові, тепловозні, авіаційні дизелі та двигуни електрогенераторних установок не підпадають під дію зазначених норм.

Обидві названі Директиви 97/68/ЄС та 2000/25/ЄС повинні трансформуватися у законодавчі акти держав–членів Євросоюзу; термін такого переходу – не більше двох років по обох цих директивах.

Конкретні норми шкідливих викидів за етапами 1 та 2 не повинні перевищувати значення, наведені у табл.6.17.

Під викидами по етапу 1 розуміють фактичні викиди на вихлопі самого двигуна, тобто до входу у зовнішні й додаткові пристрої для обробки випускних газів. Методика вимірювань викидів токсидів з ВГ ДВЗ визначається стандартними циклами навантажень за ISO8178C1 у г/(кВт×год).

Окремі країни запроваджують державні норми емісії для наведених вище двигунів позадорожників. В основному вони повторюють стандарт ЄС.

У країнах СНД, у тому числі в Україні та Росії, введено міждержавний стандарт (табл.6.18).

Розглянемо нормативи на суднові, тепловозні й промислові дизелі щодо токсичності їхніх викидів з ВГ.

Сьогодні ще не існує єдиного за всіма токсичними компонентами міжнародного стандарту, який би регламентував шкідливість ВГ суднових та інших мало- та середньообертових дизелів. Виняток – ситуація з нормуванням NO_x.

Таблиця 6.18 – Норми питомих викидів шкідливих речовин для сільськогосподарської техніки (трактори, комбайни)

Потужність	Питомі викиди токсидів, г/(кВт×год)				Димність, %	Строки введення
	NO_x	CO	C_nH_m	ТЧ (PM)		
Більше 16 кВт	18,0	10,0	3,0	–	32 – 70	01.07.1999
Не більше 16 кВт	18,0	11,0	6,0	–	32 – 70	01.07.1999

29.09.1997 року відбулася конференція членів Міжнародної Конвенції по запобіганню забруднень від суден, якою прийнятий розроблений Міжнародною організацією судноводіїв директивний документ “Технічний Кодекс по викидам окислів азоту від суднових дизельних двигунів” (далі Кодекс), що вступив в силу 01.01.2000 року [76].

Кодекс являє собою міжнародний стандарт, що установлює порядок і правила сертифікації суднових дизелів на підприємстві-виробнику та на борті судна на відповідність нормам викидів NO_x організацією, уповноваженою урядом країни (Регістром).

Під цей Кодекс підпадають суднові дизелі потужністю більш 130 кВт, призначені для установлення чи вже установлені на будь-яких суднах місткістю 400 та більше регістрових тонн.

Вимоги Кодексу щодо випробувальних процедур, методів вимірювань та обробки їх результатів повністю відповідають Міжнародному Стандарту ISO8178 “ДВЗ. Вимірювання емісії шкідливих речовин”. Нормуванню підлягають питомі середньозважені викиди NO_x при випробуваннях за стандартними чотириступінчастими циклами.

Норми викидів NO_x установлені Кодексом залежно від номінальної частоти обертання колінчастого вала дизеля та мають такі значення:

- для $n < 130$ хв$^{-1}$ $NO_x = 17$ г/(кВт×год);
- для $130 \le n \le 2000$ хв$^{-1}$ $NO_x = 45 \times n^{-2}$ г/(кВт×год);
- для $n > 2000$ хв$^{-1}$ $NO_x = 9{,}84$ г/(кВт×год).

На настійну вимогу Асоціації європейських виробників ДВЗ (EuroMOT) такі норми вже діють з 1997 року.

У національних стандартах ряду країн норми викидів суднових дизелів не пов’язані з будь-яким технічним параметром дизеля й мають постійне значення. Наприклад, у США стандартом EPA на 1999 рік установлена норма викиду NO_x – 9,2 г/(кВт×год), а в Росії [76] до 2000 року – 14 г/(кВт×год) і тільки після 2000 року – 8 г/(кВт×год). Найбільш жорсткий і

діючий з 1995 року стандарт Каліфорнії (США) обмежує викиди NO_x від морських суден нормою 2 г/(кВт×год).

Факт відповідності суднового дизеля нормам Кодексу на викиди NO_x за результатами сертифікаційних випробувань засвідчується двома міжнародними сертифікатами на двигун (ELAPP) та судно (EAPP). Останній видається після засвідчення токсичності всіх установлених на судні дизелів потужністю більше 130 кВт.

Зазначеним кодексом керується більша частина розвинених країн світу, в тому числі і Росія [77].

У вітчизняній практиці для нормування токсичності викидів з ВГ суднових, тепловозних, промислових мало- та середньобертових дизелів використовують державні стандарти (ГОСТи) Росії, оскільки умови розробки, виробництва та експлуатації цих класів ДВЗ в Україні і Росії є подібними.

Тому зупинимося на нормуванні токсидів для зазначених дизелів за російськими стандартами [77].

У 1996 році вступив у дію ратифікований Росією міжнародний стандарт ISO8178 “Поршневі ДВЗ. Виміряння емісії вихлопу”.

Чинні в Росії ГОСТ 24028 “Дизелі суднові, тепловозні та промислові. Димність відпрацьованих газів. Норми і методи вимірювання” та ГОСТ 24585 “Дизелі суднові, тепловозні та промислові. Викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Норми і методи визначення” в період їх розробки були прогресивними, але сьогодні вони вже застаріли і недостатньою мірою кореспондуються з МС ISO 8178.

У 2000 році замість названих ГОСТів вступили до дії нові аналогічні стандарти Росії (ГОСТ Р51249), а також додатковий Стандарт “Випробувальні цикли”, розроблений технічним Комітетом РФ зі стандартизації ТК-235 “Дизелі суднові, тепловозні й промислові”.

При розробці стандартів враховані MCISO8178; ISO10054, ISO11614 та UJC-Codex № 623-2 стосовно термінології й визначень, методів досліджень, вимірювань і розрахунків. Розширена зона застосування стандартів на всі види стендових випробувань дизелів, у тому числі після капітальних ремонтів. Також розширена номенклатура нормованих викидів, жорсткішими стали норми на їх токсичність.

Чинний ГОСТ 24028 допускав вимірювання непрозорості потоку ВГ

дизелів при використанні тільки димомірів оптичного типу (ДОТ). Разом з тим значне поширення мають димоміри фільтраційного типу (ДФТ), які завдяки своїй портативності легко можуть бути підключені у будь-якому підходящому місці випускних систем тепловозних, великих суднових дизелів, у тому числі усередині машинного відділення тепловоза чи судна.

Застосування на цих об'єктах повнопоточних і навіть частковопоточних ДОТ ускладнене необхідністю розташування на зрізі газовипускної труби чи фотометричного вузла димоміра, який зазнає дії атмосфери чи пробовідбірної лінії, яка підігрівається.

Тому в останній редакції стандарту, що регламентує димність ВГ, допускається використання як ДОТ, так і ДФТ.

У попередньому стандарті нормування показників димності базувалося на умовній (геометричній) витраті ВГ. У новій редакції димність нормується залежно від дійсної витрати відпрацьованих газів, тобто мають місце більш жорсткі вимоги щодо дизелів з турбонаддувом.

Значення норм димності ВГ наведені у табл.6.19.

Уточнена формула приведення коефіцієнта послаблення потоку світла N, % виміряного ДОТ з довільною ефективною базою L, до бази, що дорівнює 0,43 м, характерної для автомобільних димомірів, така:

$$N_{0,43} = 100\,\% \times \left[1 - \exp\frac{0,43}{L}\ln\left(1 - \frac{N}{100\,\%}\right)\right], \qquad (6.17)$$

Вперше введена формула приведення показань ДФТ з фільтраційною колонкою довільної ефективної довжини L_F до довжини, що дорівнює 0,405 м, також характерної для автомобільних димомірів:

$$FSN_{0,405} = 10 \times \left[1 - \exp\frac{0,405}{L_F}\ln\left(1 - \frac{FSN}{10}\right)\right], \qquad (6.18)$$

де FSN – димове число фільтра в умовних одиницях десятибальної шкали.

У новій редакції також даються рекомендації щодо використання ДОТ на неусталених режимах роботи дизеля.

У ній, поряд з визначенням викидів NO_x, CO, регламентуються ще й викиди C_nH_m.

Таблиця 6.19 – Норми димності відпрацьованих газів

Витрати ВГ, дм^3/с	Натуральний показник послаблення потоку світла, не більше, м$^{-1}$	Коефіцієнт послаблення потоку світла, приведений до шкали димоміра ДОТ з L = 0,43, не більше, N, %	Димове число фільтру, приведене до шкали димоміра ДФТ з L = 0,405, не більше, FSN, умовн. одиниць
До 75 включно	1,857	55	4,17
Більше 75 до 85 включно	1,707	52	4,01
Більше 85 до 95 включно	1,612	50	3,91
Більше 95 до 110 включно	1,521	48	3,80
Більше 110 до 125 включно	1,433	46	3,70
Більше 125 до 140 включно	1,348	44	3,59
Більше 140 до 160 включно	1,267	42	3,47
Більше 160 до 185 включно	1,188	40	3,37
Більше 185 до 210 включно	2,112	38	3,26
Більше 210 до 250 включно	1,038	36	3,14
Більше 250 до 290 включно	0,966	34	3,02
Більше 290 до 350 включно	0,897	32	2,89
Більше 350 до 400 включно	0,829	30	2,77
Більше 400 до 500 включно	0,764	28	2,64
Більше 500 до 600 включно	0,700	26	2,50
Більше 600 до 700 включно	0,638	24	2,34
Більше 700 до 900 включно	0,578	22	2,13
Більше 700 до 1150 включно	0,519	20	2,02
Більше 1150 до 1500 включно	0,461	18	1,84
Більше 1500 до 2000 включно	0,405	16	1,67
Більше 2000 до 3000 включно	0,351	14	1,48
Більше 3000	0,297	12	1,30

Примітка: дані табл.6.19 не можна використовувати для перерахунку показників оптичного димоміру у показники фільтраційного за винятком випадків одночасного проведення вимірювань

Нормованим (і розрахунковим) параметром викиду вважається питомий середньоваговий викид забруднюючого компонента ВГ, e_i, г/(кВт×год), який являє собою кількість цієї речовини, що припадає на 1 кВт×год ефективної роботи дизеля при виконанні ним повного випробувального циклу:

$$e_i = 0{,}446 \times \mu_i \times \frac{\sum_{j=i}^{m} c_{ij} \times V_j \times W_j}{P_{e_{\text{ном}}} \times \sum_{j=i}^{m} P_{e_j} \times W_j}, \qquad (6.19)$$

де j – порядковий номер режиму випробувань у випробувальному циклі;

c_i – виміряна при випробуваннях концентрація i-ї забруднюючої речовини у ВГ, об'ємних %;

e_i – викид i-го токсиду з ВГ;

μ_i – молекулярна маса i-ої забруднюючої речовини, або її еквівалента по приведенню, кг/моль;

V – об'ємна витрата ВГ, приведена до стандартних атмосферних умов (T_0 = 273 К; p_0 = 101,3 кПа), нм^3/год;

W_j – ваговий коефіцієнт режиму випробувань;

$P_{e_{\text{ном}}}$ – номінальна ефективна потужність, кВт;

P_{e_j} – відношення ефективної потужності дизеля на даному режимі випробувань до номінальної ефективної потужності;

m – кількість режимів випробувань у випробувальному циклі.

Ваговий коефіцієнт режиму випробувань – це умовна величина, що статистично відображає частку роботи дизелів даного призначення при експлуатації поблизу даного режиму. Значення W_j наводяться за міжнародними стандартами.

Випробувальні цикли (окремий стандарт, про що йшла мова вище) для суднових, тепловозних та промислових двигунів (дизелів) мають 5 основних градацій і є похідними від універсального одинадцятирежимного циклу навантажень:

C – промислові дизелі потужністю Більше 20 кВт;

D – дизелі для приводу генератора;

E – суднові дизелі;

F – тепловозні дизелі;

G – промислові дизелі потужністю менше 20 кВт.

У табл.6.20 наводяться найбільш поширені випробувальні цикли для зазначених дизелів.

Таблиця 6.20 – Випробувальні цикли

Призначення дизеля та індекс випробувального циклу	Визначення режиму	Відношення частоти обертання колінчастого вала до номінальної такої частоти $\bar{n}$	Відношення ефективної потужності до її номінального значення $\overline{P_e}$	Ваговий коефіцієнт W
Промислове (дизель-генератор) D1	1	1,000	1,00	0,30
	2	1,000	0,75	0,50
	3	1,000	0,50	0,20
Суднові E3	1	1,000	1,00	0,20
	2	0,908	0,75	0,50
	3	0,794	0,50	0,15
	4	0,630	0,25	0,15
Для залізничного транспорту F	1	1,000	1,00	0,20
	2	проміжне	0,50	0,10
	3	проміжне	0,25	0,10
	4	проміжне	0,05	0,60

За призначенням дизелів у стандарті нової редакції визначаються й норми питомих середньозважених викидів NO_x (табл.6.21).

Таблиця 6.21 – Норми викидів забруднюючих речовин

Найменування нормованого параметра	Позначення	Призначення дизеля	Норми питомих середньозважених викидів, г/(кВт×год)	
			до 2000 р.	з 2000 р.
NO_x у приведенні до NO_2	e_{NO_2}	Тепловозний	18,0	12,0
		Промисловий	16,0	10,0
		Судновий	14,0	8,0
CO	e_{CO}	Усяке	6,0	3,0
C_nH_m у приведенні до $C_1H_{1,85}$	$e_{C_nH_m}$	Усяке	2,4	1,0

У новій редакції стандарту регламентовані вимоги до газоаналізаторів, які при сертифікаційних випробуваннях повинні мати такі детектори:

- для NO_x – хемілюсцентний;
- для CO – недисперсійний, інфрачервоний;
- для C_nH_m – полум'яно-іонізаційний.

У табл.6.22 подано для порівняльного аналізу зведені дані щодо нормативів токсичності мало- та середньообертових дизелів у Європі, США

та Росії [78].

Таблиця 6.22 – Норми шкідливих викидів дизелів різних призначень

Країна, стандарт, рік введення	Призначення дизеля	Параметр, який нормується	Значення норми, г/(кВт×год)	Випробувальна процедура
1	2	3	4	5
Росія, ГОСТР 51249, 2000	Судновий	NO_x	9,8–17,0	4-ступінчасті цикли (ISO 8178-4)
		CO	3,0	
		C_nH_m	1,0	
Росія, ГОСТР 51249, 2000	Тепловозний	NO_x	12,0	3-ступінчастий цикл (ISO 8178-4)
		CO	3,0	
		C_nH_m	1,0	
Росія, ГОСТР 51249, 2000	Промисловий	NO_x	10,0	4-ступінчасті цикли (ISO 8178-4)
		CO	3,0	
		C_nH_m	1,0	
США, EPA, 1995	Тепловозний	NO_x	12,7	4-ступінчастий цикл
		CO	6,7	
		C_nH_m	1,3	
Країни ЄС (Європа), EURO-1, 1994	Дизелі важкого транспорту	NO_x	8,0	13-ступінчастий цикл
		CO	4,5	
		C_nH_m	1,1	
		ТЧ	0,36	
Країни ЄС (Європа), EURO-2, 1997	Дизелі важкого транспорту	NO_x	7,0	13-ступінчастий цикл
		CO	4,0	
		C_nH_m	1,1	
		ТЧ	0,15	
Країни ЄС (Європа), ECE № 96, 1995	Тракторні	NO_x	9,2	8-ступінчастий цикл
		CO	5,0	
		C_nH_m	1,3	
		ТЧ	0,54	
США, EPA, 1995	Дизелі важкого транспорту	NO_x	6,4	13-ступінчастий цикл
		CO	3,5	
		C_nH_m	1,0	
		ТЧ	0,20	
Стандарт IMO, MEPC39/1, 2000	Судновий	NO_x	9,8–17,0	4-ступінчасті цикли (ISO 8178-4)
США, EPA, 1998	Судновий	NO_x	11,4	4-ступінчасті цикли
		CO	6,2	
		C_nH_m	1,3	
		ТЧ	0,54	

Завершуючи розділ, присвячений нормуванню рівнів токсидів ДВЗ, зробимо загальний висновок: процес нормування шкідливих речовин з ВГ для вітчизняних ДВЗ потребує суттєвого прискорення для термінового наближення токсичності їхніх викидів до міжнародних стандартів.

Головною залишається проблема реалізації цих норм на двигунах українського виробництва за напрямками комплексної екологізації, чому присвячена наступна глава.

Контрольні запитання та завдання

1. Чому запроваджені міжнародні процедури і нормативи екологічної сертифікації ДВЗ?
2. Назвіть види нормування токсидів ДВЗ.
3. Чому та які види токсидів сучасних ДВЗ нормуються?
4. Чому та які види хімічних речовин у ВГ сучасних ДВЗ не нормуються?
5. Як оцінюються нормативні значення викидів токсидів з ВГ ДВЗ?
6. Охарактеризуйте нормативні документи на токсичність двигунів.
7. Охарактеризуйте рівні нормативів екологічних показників сучасних дорожніх транспортних засобів з ДВЗ.
8. Поясніть відмінності нормування токсидів у бензинових та дизельних двигунах.
9. Які обмеження накладають міжнародні стандарти на умови отримання показників токсичності ДВЗ?
10. Охарактеризуйте динаміку граничних викидів шкідливих речовин з ВГ дизелів дорожніх транспортних машин згідно з нормативами Європи.
11. Те ж саме щодо бензинових двигунів.
12. Охарактеризуйте стандарти на екологічні показники двигунів позадорожньої техніки.

Глава 7. ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ДВЗ

Як сказано вище, під екологізацією двигунів [4] розуміються розробка та впровадження ефективних заходів з суттєвого зниження токсичності викидів з ВГ сучасних ДВЗ.

Особливої гостроти проблема екологізації ДВЗ набула в Україні, як про це йшлося вище у гл. 6, оскільки вітчизняні двигуни ще суттєво поступаються за їхньою токсичністю світовому рівню, що вимагає значних зусиль для подолання такого відставання.

Екологізацію двигунів слід проводити у таких основних напрямках:

- оптимізація робочого процесу;
- конструктивне вдосконалення;
- нейтралізація та рециркуляція ВГ;
- комп'ютеризація керування;
- відповідні регулювання систем двигуна;
- запровадження альтернативних палив та ін.

Накопичено значний досвід екологічного вдосконалення ДВЗ, оскільки провідні фірми світу ведуть широким фронтом роботи з їх екологізації.

Розглянемо цей досвід, у тому числі на прикладах вітчизняних досліджень, які виконувалися в останні роки в таких потужних КБ та наукових центрах, як ДСКБД й ХКБД (м. Харків), ІПМаш НАН України, НТУ "ХПІ", УТА (м. Київ), НАДУ (м. Харків) та ін.

7.1. Екологізація ДВЗ за рахунок оптимізації робочого процесу

Вдосконалення робочих процесів у сучасних ДВЗ спрямоване на пошук технічних рішень, що забезпечуватимуть створення таких двигунів, які відповідають жорстким стандартам з екології при одночасному форсуванні потужності, підвищенні паливної економічності, поліпшенні динамі-

чних характеристик (щодо запасу крутного моменту та ін.).

Безумовно, оптимізація робочого процесу повинна охоплювати середньоексплуатаційні показники двигунів, у тому числі – екологічні.

Треба мати на увазі, що засоби, які знижують рівень токсичності ДВЗ, далеко не завжди сприяють поліпшенню його ефективних показників, динамічних характеристик. Тому на практиці сьогодні часто обмежуються компромісом, а для двигунів масового виробництва навіть іноді погоджуються з домінуванням критерію токсичності викидів з ВГ при оптимізації робочого процесу.

Сказане ускладнює розробку та впровадження ефективних заходів щодо екологізації двигунів за рахунок поліпшення робочих процесів у них.

Сьогодні вже розроблені чи розробляються методи екологізації ДВЗ за рахунок оптимізації робочого процесу та конструктивного вдосконалення двигунів різних класів, типів, призначень.

Серед них нижче розглянуті:

- оптимізація сумішоутворення та згоряння;
- інтенсифікація і вибір закону паливоподачі, пошук раціональних регулювань паливної апаратури;
- поліпшення повітропостачання;
- підвищення ефективності згоряння на часткових швидкісних режимах і при мінімальній частоті обертання холостого ходу;
- запровадження присадок до палив та використання водопаливних емульсій;
- вдосконалення перехідних процесів;
- рівномірний розподіл палива по циліндрах;
- пошук раціональних фаз газорозподілу, ступеня стиску та інших конструктивних параметрів, що безпосередньо впливають на екологічні характеристики робочого процесу;
- збіднення суміші у двигунах з іскровим запалюванням;
- проміжне охолодження наддувочного повітря.

Окремо викладені такі заходи екологізації ДВЗ, як комп’ютеризація, оптимізація експлуатаційних регулювань, альтернативні палива, нейтралізація й рециркуляція ВГ.

Розглянемо ці основні шляхи екологізації ДВЗ, які ілюструються результатами їх запроваджень, у тому числі на прикладах розробок ДСКБД

(м. Харків) як головного конструкторського бюро з дизелів середньої потужності та інших вітчизняних розробників двигунів.

7.1.1. Оптимізація сумішоутворення та згоряння

Наведемо такі заходи щодо дизелів та двигунів з іскровим запалюванням.

7.1.1.1. ***Розшарування заряду.*** Регулювання розшарування заряду, коли багата суміш – біля свічки запалювання, а бідна – поблизу стінок КЗ, являє собою перевірений шлях поліпшення процесу сумішоутворення у бензинових двигунах [18].

Експериментальні дані свідчать, що зменшення концентрації оксиду азоту можливе при збагаченні суміші до коефіцієнта надлишку повітря α до 0,6...0,8 або при збідненні її до $\alpha > 1$ [9]. Але робота двигуна з іскровим запалюванням на збагачених сумішах приводить до різкого підвищення концентрації інших токсидів (CO, C_nH_m); при збідненні ж суміші двигун починає функціонувати неусталено.

З урахуванням останнього для зменшення викиду всіх токсидів з ВГ бензинового двигуна (NO_x, CO, C_nH_m) доцільно переходити на глибоке розшарування суміші, при якому процес згоряння поділятиметься на дві стадії: на першій з них згоряння відбувається у зоні збагаченої суміші, а на другій – у зоні збідненої суміші.

При такому сумішоутворенні дещо збагачена суміш знаходиться у зоні свічки запалювання, що створює сприятливі умови для спалахування суміші від електричної іскри. Формування початкового вогнища полум’я на збіднілих сумішах та усталена робота двигуна на них сприяє зменшенню поциклової нерівномірності.

На рис. 7.1 наведено дані щодо утворення NO_x у циліндрі бензинового двигуна при розшаруванні заряду. Не зважаючи на високу температуру продуктів згоряння (у зоні багатої суміші (зона 1) – до 3000 К), утворення NO_x відбувається порівняно повільно (крива NO_x^1). У зоні збіднілої суміші викид NO_x (крива NO_x^2) лімітується низькою температурою (крива T_2). Це й приводить до низької середньої концентрації NO_x за двома етапами у КЗ NO_x^Σ. Вихід оксиду азоту у першій стадії обмежується нестачею кисню, а на другій – низькою температурою. Бачимо, що розшарування суміші є ефективним засобом зменшення викидів NO_x у бензинових двигунах.

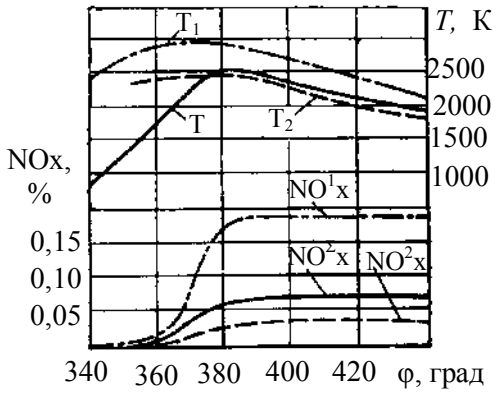


Рисунок 7.1 – Динаміка утворення NO_x у циліндрі бензинового двигуна при розшаруванні заряду (x = 0,2; $B_Д/B_Ц$ = 0,3; $\alpha_Д$ = 0,8; α_Σ = 1,2; φ_0 = 340 град. П.К.В.; φ_z = 40 град. П.К.В.)

Відомо багато способів пошарового сумішоутворення та спалювання нерівномірно розподіленої у КЗ суміші. Вони поділяються на дві групи: розшарування у нерозподіленій КЗ та розшарування при застосуванні роздільних КЗ.

Розглянемо конструктивні рішення щодо використання розшарування суміші у бензинових та дизельних двигунах, сформульовані В.О. Звоновим у роботі [10], а також П.М. Каніло [18] та ін.

У системі з безфоркамерним факельним допалюванням для забезпечення усталеної роботи бензинового двигуна на збіднілих сумішах свіжий заряд паливоповітряної суміші подається у циліндри за двома трубопроводами 1, 2 (рис. 7.2, 7.3).

По трубопроводу 1 підводиться частина заряду, яка створює багату суміш ($\alpha \approx 0{,}5...0{,}7$), а по трубопроводу 2 – частина заряду з відносно бідною сумішшю ($\alpha \approx 1{,}3$) або навіть чисте повітря (напрямок збіднілої суміші – від свічки запалювання). Біля останньої, таким чином, розташовується частина заряду з багатою сумішшю, що гарантує спалахування у циліндрі.

При такій організації сумішоутворення та горіння вміст СО у ВГ зменшується до 0,2 %, C_nH_m – до 200 млн.$^{-1}$, NO_x – у 1,5 рази.

Схеми зазначеного розшарованого сумішоутворення показані нижче.

При роботі двигуна на малих та середніх навантаженнях (рис. 7.3) по каналу 4 до КЗ надходить збагачена суміш, а по каналу 1 – повітря. Відбувається (відносно свічки запалювання) розшарування заряду за складом суміші й КЗ поділяється на дві порожнини – з багатою (7) та бідною (8) сумішами. Цьому сприяє й виступ на днищі поршня. При русі поршня униз обидві порожнини поєднуються й факел продуктів неповного згоряння викидається до порожнини 8, де й догоряє. Такий спосіб дозволяє усталено працювати при α = 1,4...1,55.

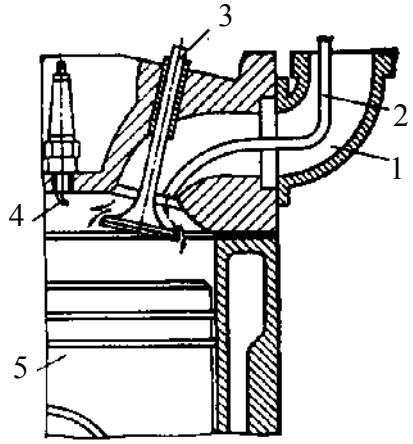


Рисунок 7.2 – Принципова схема двигуна з розшарованим сумішоутворенням:

1,2 – відповідно, трубопроводи багатої та бідної сумішей;
3 – клапан впуску; 4 – свічка запалювання; 5 – поршень

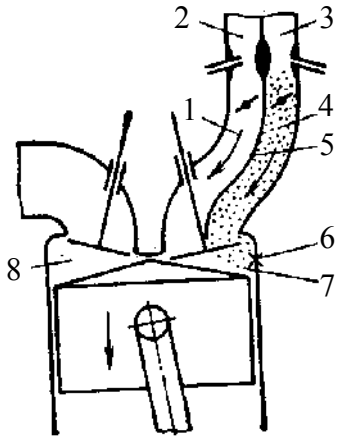


Рисунок 7.3 – Конструктивний варіант двигуна з безфоркамерним факельним запалюванням:

1, 4 – впускні канали; 2, 3 – канали від змішувальної камери; 5 – перегородка у впускному каналі; 6 – свічка запалювання; 7, 8 – відповідно, порожнини багатої та бідної сумішей

На режимах максимальної потужності по каналу 1 подається суміш з α = 1,1...1,2; при цьому загальний склад суміші – на рівні α = 0,85...0,90, що й вимагається для цього режиму.

До недоліків відносять підвищення викидів альдегідів з ВГ, оскільки на останній стадії згоряння температура продуктів згоряння знижується; дещо підвищується жорсткість циклу. Подальші розробки були націлені на усунення таких недоліків.

Відомі й способи розшарування при використанні вихрового руху повітря у зоні впорскування палива в бензиновому двигуні, наприклад, за рахунок заширмлення впускного клапана. В результаті паливо, що вприскується, підхоплюється повітрям і збирається біля свічки запалювання. При порівнянні зі звичайним сумішоутворенням такі способи розшарування заряду забезпечують значне зменшення вмісту токсидів у ВГ на двигунах без каталізаторів у випускній системі, перш за все CO – у 8 разів; NO_x – у 3 рази; C_nH_m – у 7 разів.

Глибоке розшарування заряду досягається також при застосуванні розділених КЗ, наприклад, передкамер [18]. Малий об’єм передкамери бен-

зинового двигуна визначає перспективний спосіб сумішоутворення – форкамерно-факельне запалювання. Схема форкамери показана на рисунку 7.4 [10]. При створенні таких двигунів основною проблемою є подача суміші потрібного складу на режимах малих навантажень та холостому ходу. Внаслідок значного розбавлення заряду у форкамері збіднілою сумішшю, яка надходить із циліндра крізь сопла у форкамері в кінці такту стиску, до цієї ж камери слід подавати дуже збагачену суміш. При цьому важко забезпечити рівномірне розподілення горючої суміші (за складом) між циліндрами й домогтися її гомогенного складу.

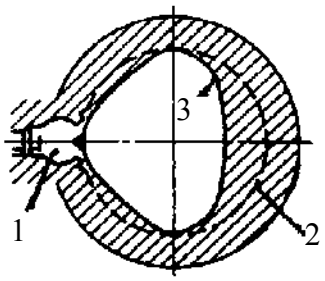


Рисунок 7.4 – Схема форкамери бензинового двигуна:
1 – форкамера; 2 – циліндр; 3 – КЗ

Ці недоліки частково усуваються при використанні спеціального “форкамерного” поршня. Подібні дослідження проводилися у ряді країн, перш за все, у Японії, Росії. Були випробувані різні схеми з розташуванням свічки у форкамері з додатковим поршнем чи зі свічкою в основній КЗ. Цей поршень приводиться до руху від кулачка впускного клапана розподільчого вала. Під час такту стиску крізь форкамеру за допомогою поршня цієї камери на свічку запалювання подавали струмінь газу (суміші); подача суміші закінчувалася за 30 градусів ОКВ до ВМТ, тобто у момент подачі іскри. При подачі як багатої суміші (α = 0,3), так і повітря на малих навантаженнях двигуна процес згоряння інтенсифікувався.

Основною перевагою цієї схеми сумішоутворення є забезпечення можливості спалювання перезбіднених сумішей (до α = 1,5; у японських дослідженнях – до α = 5). У випадку застосування системи з подачею струменя газу на свічку запалювання зменшується витрата бензину на 8...10 %, а також знижується викид токсидів, у тому числі оксиду азоту внаслідок роботи двигуна на перезбіднених сумішах. Майже такий ефект досягнуто й при подаванні струменя азоту на свічку запалювання.

Значну увагу приділяють й створенню малотоксичного робочого процесу бензинових двигунів із розшаруванням заряду при використанні більших об’ємів передкамер.

Були визначені оптимальні значення конструктивних та регулюваль-

них параметрів передкамерних двигунів, які забезпечуватимуть зниження токсичності викидів з ВГ:

- відношення кількості палива, що подається у передкамеру (ПК), до загальної подачі палива в двигун за цикл: 0,1...0,15;
- відношення об'єму додаткової камери (ПК) до загального об'єму КЗ: 0,28...0,33;
- відношення об'єму ПК до площини перерізу з'єднувального каналу: 30 см;
- кута випередження запалювання: $\varphi_{зап}$ = 0...5 град. ПКВ до ВМТ;
- моменту подачі бензину у ПК: $\beta_{впорс}$ = 100 град. ПКВ після ВМТ на такті впуску.

При цьому, як засвідчили випробування, можна знизити максимальну концентрацію оксидів азоту у порівнянні з традиційним бензиновим двигуном у 3,5 рази, CO – у 1,5...5,0 разів з дещо підвищеним викидом C_nH_m, що треба виправляти за допомогою нейтралізатора. Двигун усталено працював при $\alpha_\Sigma \approx 3{,}2$, що знижує витрати палива та викиди токсидів на часткових режимах навантажень. Зниження викидів NO_x пояснюється малою концентрацією кисню у робочій суміші при перезбагаченні її до $\alpha < 0{,}5...0{,}7$ у зоні свічки запалювання.

Пошарове сумішоутворення є перспективним і для швидкохідних дизелів як спосіб зменшення токсичності їхніх викидів з ВГ при зберіганні високої паливної економічності.

Цим і пояснюється значний інтерес, що знову виявляється до двокамерних дизелів.

До їх проектування підходять зараз з інших позицій, ніж раніше підходили до таких дизелів. У минулі роки тиск вприскування палива в них допускався невеликим, форсунки, звичайно, мали однодірковий розпилювач, сумішоутворення в основному забезпечувалося за рахунок енергії перетікання з підвищеною швидкістю повітря із циліндра у додаткову КЗ у процесі стискання. Це приводило до великих втрат енергії на перетікання й зниження паливної економічності; згоряння в них було неефективним, що робило великими викиди в них токсидів з ВГ.

Застосування паливної апаратури більш високої якості, суттєве підвищення тиску вприскування, підбирання форми КЗ, прохідних перерізів та напрямів з'єднувальних каналів надали нові можливості створити перс-

пективні двокамерні дизелі, що використовують новий принцип сумішоутворення розшаруванням заряду.

Заслуговують уваги схеми сумішоутворення з додатковими камерами, які з'єднуються з основною КЗ каналами зі зміною прохідного перерізу у процесах стискання й розширення. В них додаткова камера, наприклад, передкамера поєднується з циліндром каналом з великим прохідним перерізом, що забезпечує малі втрати на перетікання. Тільки у кінці процесу стискання цей переріз зменшується із-за часткового перекриття каналу виступом, наприклад, на днищі поршня. У кінці стискання повітря перетікає крізь зазори, пази між виступом та каналом, що поліпшує сумішоутворення, інтенсифікує згоряння.

У подібних двигунах, поряд з поліпшенням паливної економічності суттєво знижується рівень токсичності викидів з ВГ.

Принципово передкамерні дизелі є кращими за екологічними характеристиками ніж дизелі з безпосереднім вприскуванням (що визначено фахівцями) з таких причин [8]:

- утворення збагаченої суміші у додатковій камері й наявність подовженого сумішоутворення й догоряння в основній КЗ;
- таким чином, що з одного боку, незважаючи на утворення у передкамері (вихровій камері) великої кількості продуктів неповного згоряння, кількість останніх різко знижується при догорянні в основній КЗ (при забезпеченні високої турбулізації заряду);
- з іншого боку, у зв'язку з нестачею окислювача у додатковій камері там утворюється мало NO_x;
- при подовженому догорянні, незважаючи на збільшення концентрації кисню у продуктах згоряння, різко знижується температура у зоні згоряння, що запобігає утворенню значної кількості NO_x.

При розробці ефективних заходів з екологізації дизелів треба враховувати названі суттєві переваги двокамерного сумішоутворення.

Як бачимо, при розгляді шляхів оптимізації сумішеутворення та згоряння у ДВЗ були виявлені найбільш суттєві фактори, такі як форма КЗ, примусова турбулізація заряду, способи розташування заряду.

7.1.1.2. ***Безпосереднє вприскування палива у двигунах з іскровим запалюванням.*** У томі 3 цієї серії підручників з ДВЗ, що присвячений їх комп'ютерному керуванню, наголошувалось, що перспективним слід вва-

жати такий шлях поліпшення якості сучасних ДВЗ, як безпосереднє вприскування легкого палива (бензину, наприклад) до КЗ. Там же сказано, що головною умовою впровадження цього заходу є застосування комп'ютерних систем керування паливоподачею та запалюванням у двигунах з іскровим запалюванням.

Поліпшення якості таких двигунів цілком стосується й зниження в них рівня токсичності викидів з ВГ.

Розглянемо цей напрямок екологізації робочого процесу ДВЗ, не торкаючись мікроелектронних питань, що розглянуті у названому вище підручнику. Зупинимося тільки на особливостях безпосереднього вприскування бензину у КЗ ДВЗ, як однієї з перспективних систем паливоподачі. Від традиційних конструкцій паливних систем з комп'ютерним керуванням вона відрізняється тим, що безпосереднє вприскування відбувається не до впускного колектора, а прямо до циліндра.

Провідні фірми проводять інтенсивні дослідження з розробки подібних двигунів на легкому паливі. Фірма "Тойота", наприклад, ще у 1993 році презентувала на міжнародному салоні "Токіо-Мотор-Шоу" новий двигун Д-4, який має такий технічний рівень:

- 4-циліндровий;
- бензиновий;
- з безпосереднім вприскуванням палива;
- працює на перезбідненій суміші (α ® 5,0);
- ступінь стиску $\varepsilon = 12,5$ (для бензинового двигуна!);
- тиск вприскування палива 10 МПа;
- швидкодіючий п'єзоелектричний інжектор підвищеної точності, що особливо важливо при малих циклових подачах палива на холостих ходах;
- момент вприскування регулюється (при малих, середніх навантаженнях вприскування починається пізніше, а на великих – раніше);
- спеціальний клапан керування турбулентністю заряду у КЗ, розташований у впускному каналі; відкривається при великих навантаженнях двигуна та ін.

Після завершення доведення (вже триває понад 10 років) конструктори фірми розраховують на 20 % економії палива та суттєве зниження токсичності викидів з ВГ. Масового впровадження двигуна з безпосереднім

вприскуванням фірма очікує з 2005 році.

Надвисоких позитивних результатів досягнуто в силу конкретних причин. По-перше, системи електронного вприскування палива з форсунками у КЗ дозволяють реалізувати оптимальні конструктивні схеми й розміри впускних трактів. По-друге, вони забезпечують ефект (і ефективність) розшарування заряду відносно середовища біля свічки запалювання: у цій зоні суміш – багата, тоді як на периферії КЗ вона – збіднена; для посилення такого ефекту треба підбирати форму і напрям паливних факелів, а також турбулізувати заряд у зонах біля свічки та на периферії КЗ. По-третє, такі системи дозволяють суттєво підвищити ступінь стиску ε (при $\alpha_\Sigma < 1$), що раніше було неможливо; це підвищує температуру робочого циклу двигуна та знижує викиди NO_x з ВГ. Нарешті, результатом такого вприскування є зниження температури у зоні згоряння завдяки перенесенню процесу випарювання палива (й охолодження заряду) у циліндр двигуна.

Координацію всіх зазначених процесів і дій у двигуні з безпосереднім вприскуванням бензину бере на себе мікропроцесорна система паливоподачі та запалювання. Вона узгоджує характеристики вприскування, склад суміші, рівень її гомогенності тощо з експлуатаційними режимами, тобто з навантаженням двигуна, його швидкісними та регулювальними характеристиками. Особливу користь приносить автоматичне керування перехідними процесами, холостими ходами, режимом максимального крутного моменту, в тому числі токсичними викидами на кожному режимі за програмами моделей експлуатації з корегуванням таких програм за сигналами датчиків адаптації щодо складу суміші, складу токсичних викидів та ін. Враховується й ступінь прогрітості двигуна перед запуском за рахунок підбору кута випередження запалювання.

У НТУ “ХПІ” останні роки були присвячені створенню електронного регулятора двигуна з іскровим запалюванням та розшаруванням заряду. Такі роботи ведуться під керівництвом О.В. Мотлохова. Виконані дослідження підтвердили обрані конструктивні рішення та параметри перспективного вітчизняного двигуна на базі моделі МеМЗ.

7.1.1.3. ***Вибір камери згоряння.*** Такий вибір впливає на протікання робочого процесу, перш за все, – на процес згоряння палива як у бензинових, так у дизельних двигунах. Мова йде про вплив цього конструктивного фактора на момент спалахування суміші та тривалість вигоряння циклової

подачі палива, на розподілення (поле) температур в об'ємі робочого тіла й на стінках КЗ, на процеси догоряння продуктів згоряння і процеси, що гасять горіння та ін. Все це й приводить до утворення токсидів у ВГ.

Зміна відносної поверхні КЗ $F_{кз}/V_{кз}$ викликає зміну об'єму зони гасіння хімічних реакцій згоряння. За поверхню й об'єм КЗ домовимося, як прийнято, вважати ці геометричні характеристики, що розташовані вище першого компресійного кільця при положенні поршня у ВМТ.

За інших рівних умов зазначене відношення дуже впливає на викиди C_nH_m (неспалених вуглеводнів). Це підтверджується випробуваннями за Каліфорнійським їздовим циклом автомобілів; якщо цей параметр змінювався при ековипробуваннях з 4,0 до 8,5, то викид C_nH_m збільшився вдвічі (від 150 до 400 млн.$^{-1}$) [10]. На концентрацію CO значення $F_{кз}/V_{кз}$ практично не впливає.

При змінах форми КЗ змінюються інтенсивність вихрового руху у КЗ й турбулізації заряду, що безумовно впливає на екологічні характеристики ВГ.

При потужних вихорах, які утворюються завдяки конфігурації КЗ, у бензинових двигунах можливо використовувати паливоповітряні збіднілі суміші (до $\alpha = 1{,}0$) при зменшенні викидів токсидів з відпрацьованими газами й підвищенні паливної економічності.

Необхідно пам'ятати, що зміни ступеня стиску ε, відношення S/D (хід шатуна / діаметр поршня), форми КЗ можуть вплинути на ефективну витрату палива та детонаційну характеристику двигуна. Тому при виборі конструктивних параметрів двигуна в цілому треба враховувати й зазначені характеристики.

Відомі різноманітні КЗ й дизелів.

Двигуни з розділеними КЗ мають додаткову камеру згоряння (ДКЗ), об'єм якої (вихрової чи передкамери) звичайно не перевищує 50 % об'єму всієї КЗ. Все паливо вприскують у ДКЗ; для сумішоутворення означеною мірою використовується енергія палива, яке втікає у ДКЗ із циліндра з великими швидкостями ченрез гальмування потоку повітря на вході в цю камеру внаслідок місцевого опору $\alpha_{ДКЗ} < 1$. Згоряння палива починається у ДКЗ й відбувається при нестачі кисню, що, незважаючи на порівняно високі температури, стає перепоною утворенню NO_x. Крім того, при розділеній КЗ внаслідок великої відносної поверхні її збільшуються втрати тепло-

ти від газів до стінок, що знижує температури і зменшує викиди NO_x. У процесі згоряння паливоповітряна суміш та продукти згоряння витікають із ДКЗ до циліндра, де при надлишку повітря, але при знижених температурах (що пов'язано з великим α) має місце догоряння продуктів неповного згоряння. Ці температури не досить високі для утворення великих кількостей NO_x, але достатні для допалення сажі та інших продуктів неповного згоряння. Останньому сприяє також добре перемішування суміші у циліндрі через великі швидкості витікання газу із ДКЗ при згорянні.

В однокамерних дизелях вприскування палива здійснюється, як правило, крізь багатодиркові розпилювачі. Розподілення палива по об'єму КЗ залежить, головним чином, від характеристик системи вприскування, закону паливоподачі та форми цієї камери.

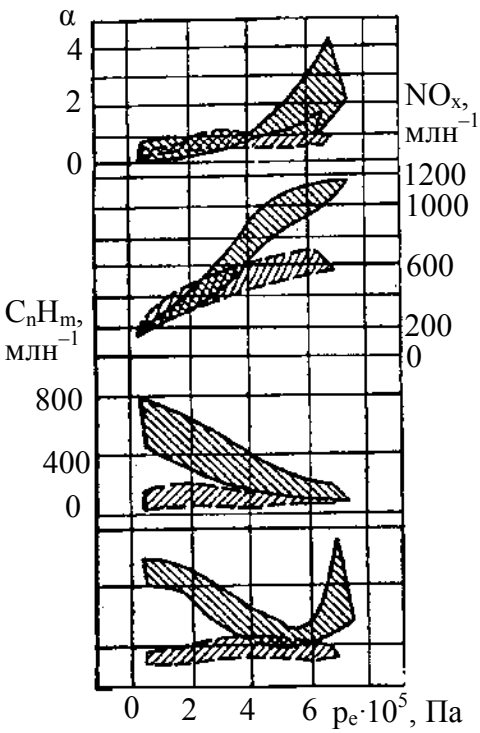


Рисунок 7.5 – Зміна димності та концентрації NO_x, C_nH_m, CO *у ВГ дизелів:*

штрихові криві – з розділеною КЗ при n =1 000...2650 хв$^{-1}$;

суцільні – з нерозділеною КЗ при n = 1000...2500 хв$^{-1}$

Не розглядаючи різноманітність форм КЗ двигунів з безпосереднім вприскуванням (однокамерних), відзначимо, що згоряння основної маси циклової подачі палива здійснюється у зоні, де $\alpha \approx 1$. Це приводить до утворення значних викидів NO_x. Вигоряння сажі та інших продуктів згоряння у процесі розширення відбувається менш інтенсивно, ніж у двокамерних дизелях внаслідок гіршого перемішування цих продуктів із повітрям.

На рис. 7.5 показані дані щодо концентрації токсичних компонентів у ВГ дизелів як однокамерних, так і двокамерних [10].

Отже робимо висновок, що зміною форми КЗ у дизелях можна, як і у бензинових двигунах, суттєво зменшити викиди токсидів з ВГ.

Геометрія КЗ визначає характеристики руху повітряного заряду у циліндрі, розвиток паливних струменів при даному типі сумішеутворення. Серед дизелів з

безпосереднім вприскуванням палива до КЗ слід виділити двигуни з відкритими КЗ (типу Гессельмана тощо), що характеризуються об'ємним паливовигорянням (все паливо подається, перемішується та згоряє у об'ємі КЗ). Поширені дизелі із полувідкритою КЗ (типів ЯМЗ, СМД, ВТЗ та інш.), які характеризуються об'ємно-шаровим паливовигорянням, коли частина палива сягає стінок КЗ і згоряє при випаровуванні зі стінок КЗ, а основна – в об'ємі її. Кожний з варіантів КЗ має переваги і недоліки щодо токсичності викидів з ВГ. Так, при об'ємному паливовигорянні утворюється найменша кількість продуктів неповного згоряння (в першу чергу CO, C_nH_m, бенз-а-пірену). При шаровому – найменше викидається оксидів азоту.

7.1.2. Оптимізація паливоподачі

Вибір законів паливоподачі у дизелях суттєво впливає на їхню паливну економічність. Це є наслідком підвищення ефективності згоряння, перш за все, усунення неповного горіння. Останнє безпосередньо впливає на викиди бенз-а-пірену, CO, та C_nH_m, тобто продуктів неповного згоряння.

До характеристик паливоподачі відносять рівень максимального тиску вприскування, тривалість паливоподачі, момент її початку та динаміку розподілення циклової порції палива за кутом обертання колінчастого вала, тобто за часом.

Вплив цих характеристик паливоподачі ілюструється рис. 7.6–7.9, де відстежуються регулювальні характеристики паливної апаратури дизелів по токсичності [8].

Такі характеристики систем паливоподачі зумовлюють характер розвитку паливного струменя у КЗ дизеля, інтенсивність розпилювання палива, дисперсність паливних крапель, швидкість процесу змішування та випаровування палива, тобто впливають на гомогенність паливо-повітряної суміші. В цілому все це впливає на ефективність згоряння й характер тепловиділення відносно ВМТ.

Важливим фактором, від якого залежить характер розвитку процесу сумішоутворення й кінетики згоряння, є *максимальний тиск вприскування палива*. Цей фактор зумовлює дрібність розпилювання палива, приводячи до поліпшення сумішоутворення і, відповідно, до більшої повноти вигоряння циклової дози палива. Результатом є зниження сажоутворення та деяке збільшення емісії NO_x.

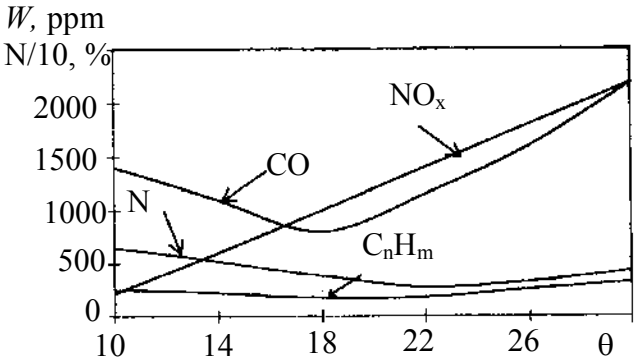


Рисунок 7.6 – Залежність складу ВГ від кута випередження вприскування палива θ (град. ПКВ до ВМТ)

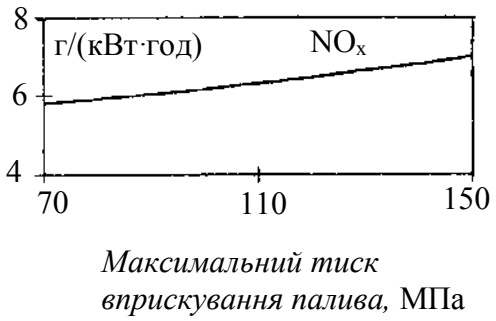


Рисунок 7.7 – Вплив максимального тиску вприскування палива на питомий викид NO_x

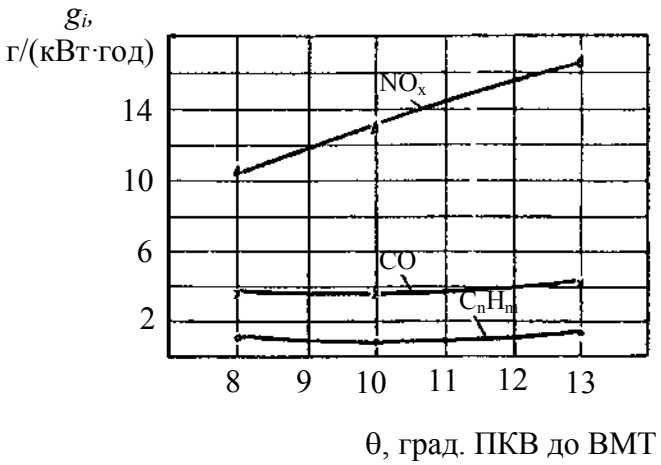


Рисунок 7.8 – Залежність питомих викидів шкідливих речовин з ВГ від значення кута випередження вприскування палива

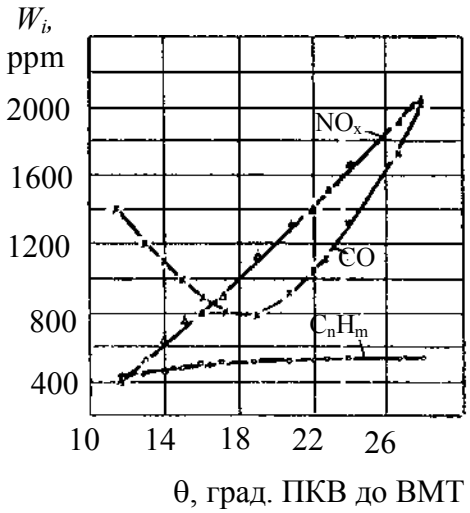


Рисунок 7.9 – Залежність концентрації викидів шкідливих речовин від значення кута випередження вприскування палива

Що стосується *тиску початку вприскування палива*, який визначається в основному тиском затягування пружини форсунки і, у меншою мірою, протитиском у КЗ, то, з одного боку, його збільшення затримує початок паливоподачі, а з іншого – збільшує дисперсність крапель палива. Таким чином, з одного боку, емісія NO_x знижуватиметься, а з іншого збільшуватиметься. Сукупний вплив на склад ВГ залежить від конкретних особливостей протікання робочого процесу двигуна.

Значення циклової подачі палива визначає затримку спалахування,

кількість палива, що знаходиться вище й нижче меж спалахування. Інакше кажучи неможливо однозначно оцінити характер впливу цього факела на зміни складу ВГ; все залежатиме від сполучення значень інших параметрів робочого процесу (α, наприклад). В основному емісія NO_x, а також димність ВГ підвищуються із зростанням циклової подачі палива; CO та C_nH_m мають мінімум у зоні середніх навантажень (рис. 7.10) [8]. У випадку високих форсировок дизеля (за навантаженням) можливе зниження емісії NO_x при навантаженнях, більших ніж 90 % від повного.

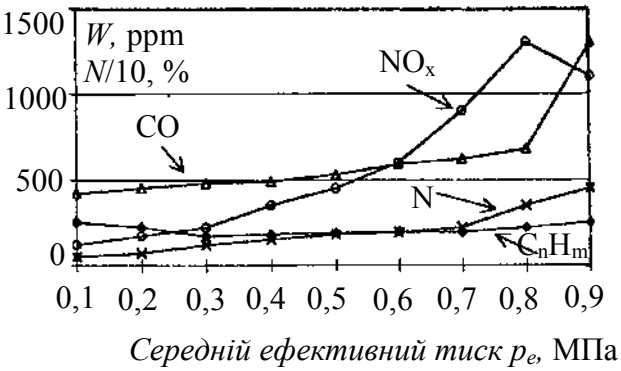


Рисунок 7.10 – Зміна складу відпрацьованих газів дизеля за навантаженням (за цикловою подачею палива)

На утворення NO_x найбільше впливає оказує *момент вприскування палива до КЗ* (кут випередження вприскування палива θ). Зумовлено це температурою заряду повітря у КЗ в момент подачі палива. Чим менше кут θ, тим вище температура заряду, а отже меншим буде період затримки спалахування (період індукції τ_i), тим меншим стає кількість палива, що переміщується з повітрям за τ_i. Останнє приведе до зниження кількості паливоповітряної суміші, яка згоряє за кінетичним механізмом (останній визначає максимальні значення концентрації NO_x). Оскільки більша частина палива буде згоряти у дифузійному режимі, то це стає чинником менших викидів NO_x з ВГ. Однак ці ж фактори можуть збільшити емісію продуктів неповного згоряння з ВГ та димності (хоча можливе і зниження емісії продуктів неповного згоряння – залежно від абсолютного значення θ).

Використовують два підходи: забезпечення геометричного значення θ, постійного для всіх швидкісних і навантажувальних режимів роботи дизеля, або застосування пристроїв, що автоматично змінюють значення θ залежно від обох названих вище факторів на експлуатаційних режимах (характеристиках).

В останньому випадку таке може бути реалізовано за рахунок застосування автоматичних муфт випередження вприскування, які встановлюються між паливним насосом високого тиску (ПНВТ) і валом приводу цьо-

го насоса чи вбудованих у шестірню приводу вала ПНВТ, а також – за рахунок конструктивних змін у самому ПНВТ.

Застосування спеціальних пристроїв є більш ефективним, оскільки дозволяє відслідковувати потрібну закономірність θ від частоти обертання колінчастого вала і значення циклової подачі палива. Потрібний (оптимальний) закон $Q = f(n, G_ц)$ може бути різним залежно від рівнів токсичності ДВЗ на номінальному режимі й режимі максимального крутного моменту, а також від рівня димності ВГ на режимах зовнішньої швидкісної характеристики.

Найбільший ефект дає комплекс керування цими характеристиками (параметрами) паливоподачі за критерієм мінімальної токсичності викидів з ВГ на кожному експлуатаційному режимі за допомогою мікропроцесорних засобів та адаптації паливоподачі до миттєвих і випадкових змін умов експлуатації за сигналами відповідних контрольних датчиків (датчиків адаптації). Останні з великою швидкістю можуть реалізувати таке корегування й у разі збільшення токсичної небезпеки перехідних процесів, що важливо для дорожньо-транспортних засобів.

Комп'ютерне керування паливоподачею, в тому числі за критерієм токсичності, розглянуто у т. 3 цієї серії підручників, присвяченому КСК ДВЗ.

7.1.3. Пошук раціональних параметрів робочого процесу і конструктивних характеристик, що безпосередньо впливають на токсичність ДВЗ

Дослідження цього напрямку екологізації ДВЗ проведено окремо для дизелів та двигунів з іскровим запалюванням.

7.1.3.1. ***Двигуни з самоспалахуванням***. *Температура та тиск повітряного заряду* оказують вплив на масову кількість повітря, що подається до циліндра. Крім того, вони впливають на початкову температуру повітряного заряду у циліндрі, що зумовить розміри холодніших пристінних зон та температури горіння перших порцій циклових подач.

Застосування наддуву дозволило збільшити коефіцієнт надлишку повітря α з 1,3...1,5 (двигуни без наддуву) до 1,7...2,2 і вище при зростанні циклових подач палива. Останнє підвищує температуру як газу, так і стінок, що, не зважаючи дивлячись на збільшення α, зменшує об'єми зон

пристінного гасіння полум'я. Все це знижує емісію вуглеводнів у ВГ дизелів.

Зниження емісії СО та димності спричинене збільшенням концентрації та кількості кисню (за рахунок зростання α) у циліндрі дизеля з наддувом. Зростання температури повітря на впуску (після компресора) збільшує емісію NO_x, оскільки це викликає підвищення максимальних температур у зоні згоряння палива. Для зниження викидів NO_x треба використовувати проміжне охолодження наддувочного повітря за допомогою спеціального охолодника. Це дозволяє понизити температуру повітря на впуску з 110...170 °С (після турбокомпресора) до 50...70 °С після охолодника наддувного повітря. Залежно від особливостей організації робочого процесу того чи іншого ДВЗ на кожні 10 °С зменшення t_s забезпечується зниження питомого викиду NO_x приблизно на 10 % (рис. 7.11) [8].

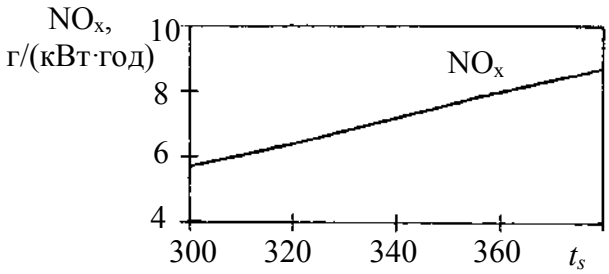


Рисунок 7.11 – Вплив температури t_s повітряного заряду на впуску дизеля на питомий викид NO_x з відпрацьованими газами

Значення опорів систем впуску й випуску зумовлюють масову витрату повітря, кількість і температуру залишкових газів у циліндрі. Таким чином, характер впливу цього фактора на склад ВГ аналогічний впливу наддуву, оскільки температура й кількість остаточних газів безпосередньо впливають на температурні умови у зоні згоряння палива у циліндрі.

Регулювання складу робочої суміші закладає фундамент оптимального протікання робочого процесу малотоксичного дизеля. Мова йде про вибір, обґрунтування та забезпечення оптимального коефіцієнта надлишку повітря α на експлуатаційний режимах.

Сьогодні значна кількість фірм переходить на комп'ютерне керування складом суміші за експлуатаційними характеристиками за критерієм мінімуму токсичності викидів з ВГ у дизелях. В основу програм керування та адаптації паливо- й повітряпостачанням (наддувом) покладено експериментальні залежності токсидів з ВГ від α (рис. 7.12).

Таке регулювання стосується середнього значення α в об'ємі КЗ, то-

ді як локальні α, наприклад, при розшаруванні заряду, про що вище вже йшлося, забезпечуються не стільки регулюванням законів паливоподачі й повітропостачанням, скільки конструктивними заходами з розшарування заряду безпосередньо у КЗ.

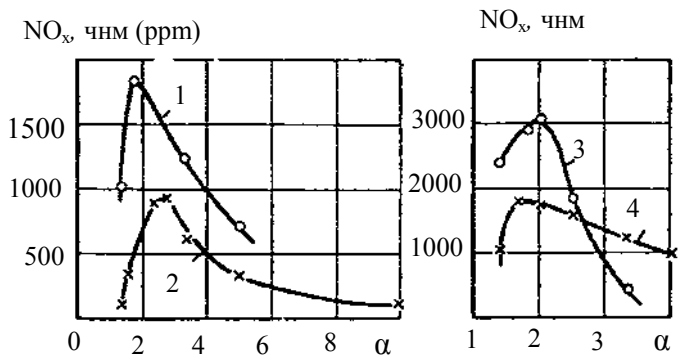


Рисунок 7.12 – Концентрація NO_x у ВГ дизеля [8]:

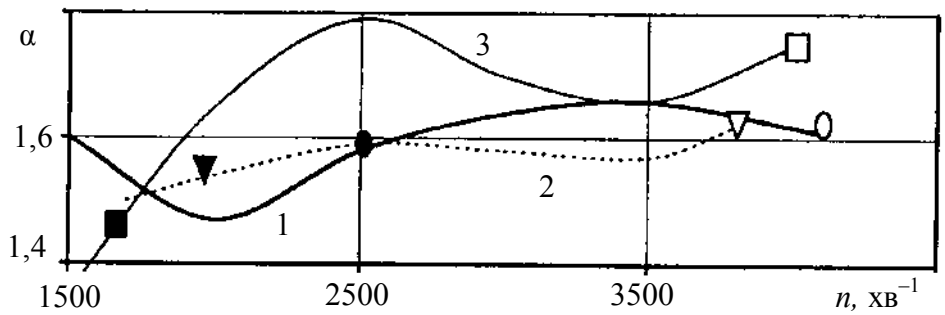
1 – однокамерний дизель; 2 – передкамерний дизель; 3 – однокамерний дизель з подачею частини палива у впускний трубопровід; 4 – однокамерний дизель із вприскуванням у циліндр у кінці процесу стискання

Ступінь стиску ε при його збільшенні приводить до зростання температур у зоні горіння палива та його догоряння, тобто до збільшення емісії C_nH_m. Останнє обумовлено зменшенням відношення площини поверхні КЗ до її об'єму. Дослідження щодо застосування двигунів зі змінним ε (на різних експлуатаційних режимах) виявили переваги такого авторегулювання робочого процесу за критерієм мінімальної середньоексплуатаційної емісії токсидів з ВГ дизелів.

Швидкісний режим дизеля визначає як зміну характеру руху повітряного заряду у циліндрі, так і абсолютний час, що відводиться на протікання робочого процесу, в тому числі – реакцій згоряння й догоряння палива.

Приділяється особлива увага поліпшенню екологічних характеристик дизелів при їх роботі за швидкісними експлуатаційними характеристиками, які визначають якість роботи транспортних засобів зі швидкохідними дизелями.

У малорозмірних двигунах зміни токсичності за такими характеристиками перш за все зумовлені протіканням α при зміні частоти обертання колінчастого валу *n* (рис. 7.13). До цих двигунів відносяться дизелі з літражем порядку 2,5 л і такі, що виконують норматив токсичності Євро-2, який наведено у гл. 6. На рисунку показано протікання середнього за КЗ α при зміні *n*.



	Двигуни:	$M_{кmax}$	$N_{ном}$
1	4СТ-90	●	○
2	Sofim-8140	▼	▽
3	Gemini-3	■	□

Рисунок 7.13 – Зміна середнього коефіцієнта надлишку повітря від частоти обертання колінчастого вала за зовнішніми швидкісними характеристиками дизелів з безпосереднім вприскуванням палива та турбонаддувом

На рисунках 7.14–7.18 подано екологічні показники швидкохідних автотранспортних дизелів зазначеного класу при їх роботі за зовнішніми швидкісними характеристиками.

Бачимо, що за швидкісними характеристиками (зовнішніми) діапазон зміни значень α досить широкий (α ≈ 1,35...1,80).

Відзначимо закономірність зниження димності ВГ за швидкісною зовнішньою характеристикою при збільшенні частоти обертання колінчастого вала дизелів.

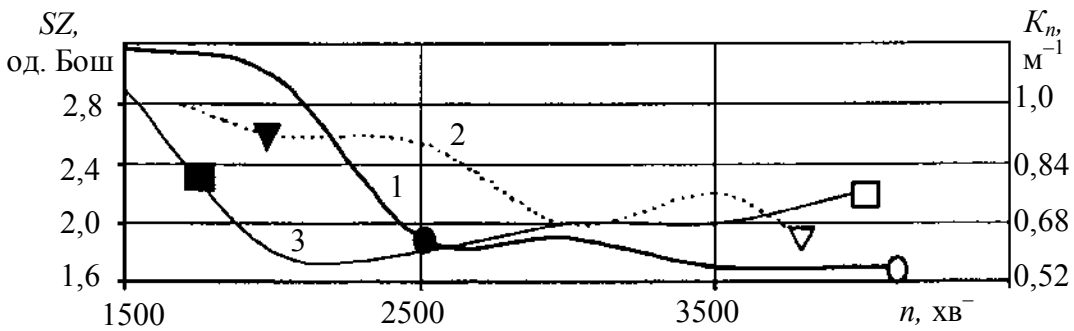


Рисунок 7.14 – Залежність димності відпрацьованих газів від частоти обертання колінчастого вала (позначення див. на рис. 7.13)

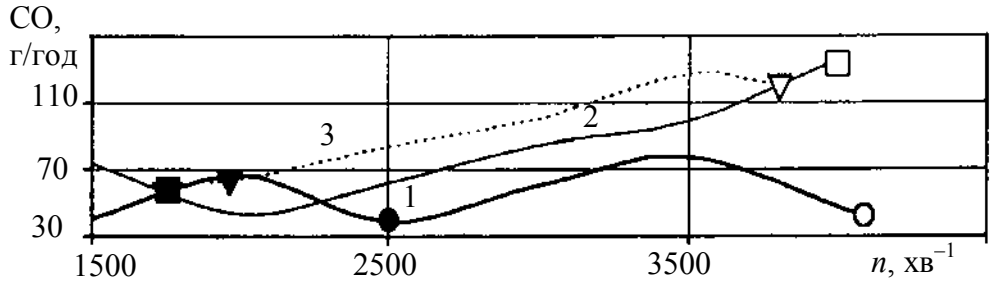


Рисунок 7.15 – Залежність емісії монооксиду вуглецю з відпрацьованими газами від частоти обертання колінчастого вала (позначення див. на рис. 7.13)

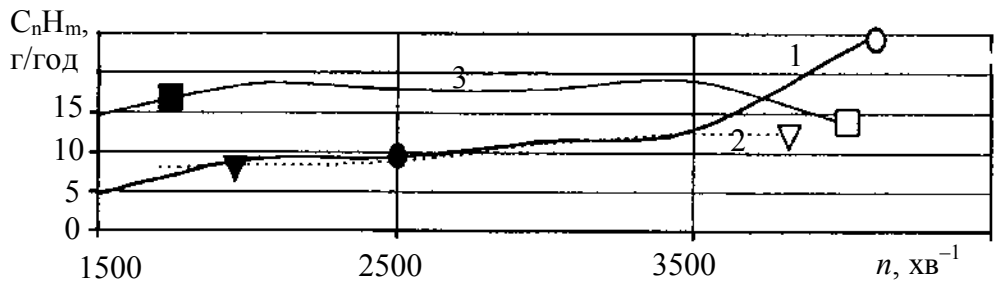


Рисунок 7.16 – Залежність емісії вуглеводнів з відпрацьованими газами від частоти обертання колінчастого валу (позначення див. на рис. 7.13)

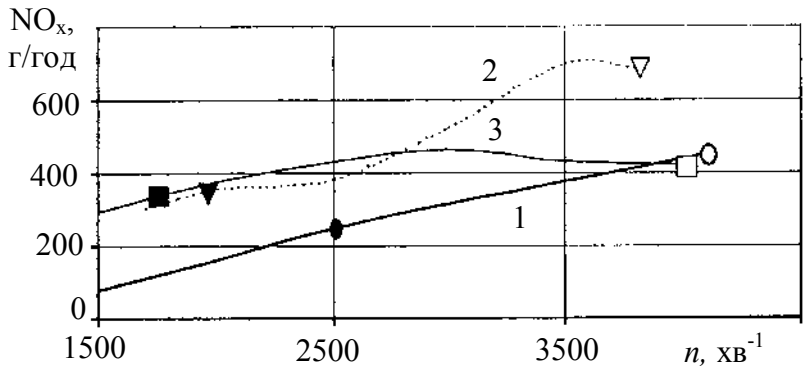


Рисунок 7.17 – Залежність емісії оксидів азоту з відпрацьованими газами від частоти обертання колінчастого вала (позначення див. на рис. 7.13)

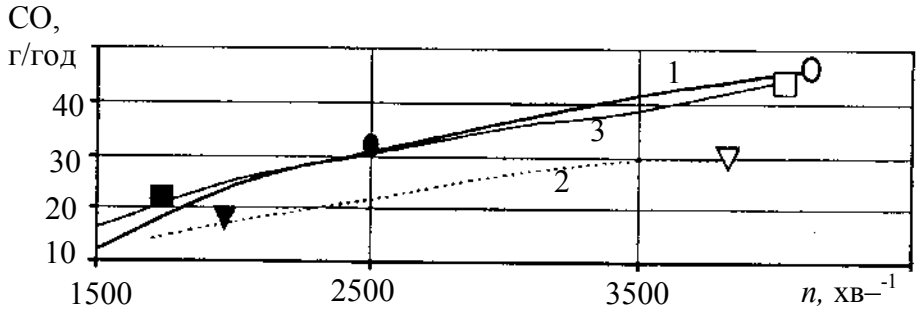


Рисунок 7.18 – Залежність емісії вуглекислого газу з відпрацьованими газами від частоти обертання колінчастого вала (позначення див. на рис. 7.13)

Дані експериментів також свідчать, що при збільшенні *n* за зовнішньою швидкісною характеристикою емісія токсичних викидів з ВГ дизелів зростає. Це слід враховувати при виборі меж границь форсування дизелів такого класу за частотою обертання колінчастого вала.

Необхідно запроваджувати заходи щодо поліпшення швидкісних характеристик токсичності дизелів конкретного типу й призначення. По-перше, потрібно інтенсифікувати згоряння палива у циліндрі, оскільки сьогодні швидкохідні дизелі вже перевищили межу n = 5000 хв$^{-1}$, тобто абсолютний термін часу, відведений на згоряння, скоротився більш, ніж у двічі порівняно з швидкохідними автотранспортними дизелями ще в недалекому минулому (з $n \cong 2000$ хв$^{-1}$). Необхідність такого заходу ілюструється наведеними вище рисунками, де проглядається тенденція більш різкого погіршання токсичності за межею n = 4000...4500 хв$^{-1}$. Шляхи інтенсифікації згоряння перш за все передбачають інтенсифікацію вприскування палива, примусову турбулентність заряду, про що вище вже йшла мова.

Поліпшення геометричних характеристик циліндро-поршневої групи та її елементів сприяє зниженню рівня токсичності дизелів.

Геометрія розпилювача зумовлює характер розвитку паливних струменів (їх кількість, кут розкриття, дисперсність паливних крапель, далекобійність). Такий параметр, як об’єм підголкового колодязя визначає ефект (негативний) підтікання палива після основного вприскування, що приводить до збільшення емісії вуглеводнів.

Відстань носка розпилювача відносно поршня визначає точку зустрі-

чі вершини паливного факела з поверхнею КЗ, що особливо важливо для напіввідкритих камер, стінки яких наближені до розпилювача. Цей конструктивний параметр треба обирати з умови, щоб шарове вигоряння палива (на стінці) не перевищувало заданого значення. Як відомо, шарове вигоряння перешкоджає інтенсифікації процесу згоряння.

Розмір надпоршневого зазору зумовлює об'єм зони гасіння полум'я при положенні поршня біля ВМТ, тобто значною мірою визначає емісію продуктів неповного згоряння, в основному, вуглеводнів.

Геометрію впускного тракту й впускного клапана визначає необхідність посилити примусову (вихрову) турбулізацію повітряного заряду у КЗ, виходячи з потреби інтенсифікації процесу згоряння.

Кількість впускних і випускних клапанів, наприклад, перехід з двоклапанної головки циліндрів на чотириклапанну, визначається необхідністю поліпшити аеродинаміку повітряного заряду, що посилює турбулізацію суміші, також дозволяє підвищити коефіцієнт наповнення циліндра, поліпшує очищення КЗ від залишкових газів. Це забезпечує кращу повноту згоряння палива, тобто сприяє зниженню викидів продуктів неповного згоряння (CO, C_nH_m), хоча й збільшує викиди NO_x.

Геометрія бічної поверхні поршня визначає кількість масла, яке потрапляє у КЗ зі стінок циліндра, тобто від цього параметра залежить кількість у ВГ вуглеводнів, CO, сажі та, відповідно, ТЧ.

Покриття поверхонь деталей КЗ (в основному, поршня) шаром каталізатора (на основі благородних металів) з метою дії на процес утворення і розкладання шкідливих речовин для умов дизелів – малоефективний, оскільки вогневі поверхні швидко вкриваються шаром сажі, що перешкоджає постійному хімічному контакту продуктів (недопалених) з каталізатором. Триває пошук домішок до каталізатора, які б перешкоджали осіданню сажі на стінки КЗ.

7.1.3.2. ***Двигуни з іскровим запалюванням. Вдосконалення систем запалювання.*** Конструкція свічки запалювання, її розташування у КЗ, а також енергія та тривалість іскрового розряду – всі ці параметри суттєво впливають на спалахування суміші, тривалість її згоряння, й тому – на викиди токсидів з ВГ. Впливовість цих факторів зростає у прямій залежності від рівня збіднення суміші ($\alpha > 1$). Установлення моменту $\varphi_{зап}$ запалювання іскрою (кута випередження запалювання) чинить вирішальний вплив на

токсичність ВГ (як і на паливну економічність). При виборі $\varphi_{зап}$ доводиться (іноді з погіршенням паливної економічності) для зниження викидів C_nH_m, NO_x обирати більш пізні кути $\varphi_{зап}$. Разом з подачею надлишкового кисню, це піднімає температуру у випускній системі, що дозволяє допалювати продукти неповного основного згоряння CO та C_nH_m. Такий метод зменшує викиди NO_x та C_nH_m, але за рахунок збільшеної витрати палива. З іншого боку, якщо обирається надто велике випередження запалювання ($\varphi_{зап}$), то це приводить до збільшення як витрати палива, так і викидів NO_x та C_nH_m.

Склад суміші у двигунах з іскровим запалюванням на відміну від дизелів змінюється у значно вужчих межах і α = 0,85...1,15. Концентрація CO й C_nH_m є мінімальною при роботі на збіднених сумішах (з α = 1,05...1,10), але при цьому максимальною стає концентрація NO_x у ВГ (рис. 7.19) [8]. Збіднiння суміші понад α = 1,1 може привести до зростання емісії C_nH_m. Пояснюється це тим, що знижується швидкість згоряння бідних сумішей, збільшується поциклова нерівномірність і навіть можливі пропускання спалахувань у окремих циліндрах.

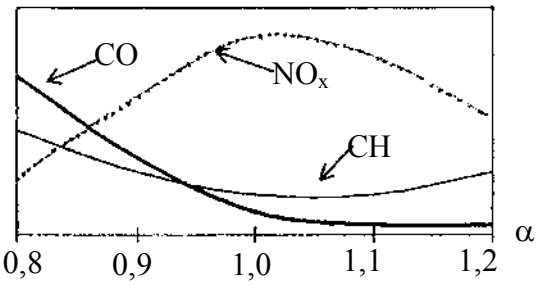


Рисунок 7.19 – Характер зміни вмісту шкідливих речовин у ВГ двигунів з примусовим (іскровим) запалюванням за складом суміші

Емісія CO для бідних сумішей практично є постійною, а у багатих сумішах викиди CO збільшуються по мірі зменшення α внаслідок збільшення кількості надлишкового палива.

Тактність впливає на токсичність викидів. Так, двотактні двигуни у зв'язку з гіршими умовами очищення циліндрів від продуктів згоряння попереднього робочого циклу, а також більш раннім відкриттям випускних вікон відрізняються, в основному, значно більшими викидами неспалених залишків вуглеводнів (рис. 7.20). Цьому сприяють також і домішки масла до бензину, що вимагається для цих типів ДВЗ (теплонапружених) при забезпеченні необхідних умов динамічного тертя сполучення "циліндр–поршень".

Збіднення суміші у всьому об'ємі КЗ приводить до зниження тепловиділення від одиничного об'єму суміші, що при постійності тепловиді-

лення може привести або до передчасного гасіння полум'я, або до пропусків запалювання. Для забезпечення стабільного спалахування суміші необхідне збільшення енергії, що підводиться, за рахунок подачі іскри. Як вище розглядалося, перспективним є розшарування заряду із збагаченням біля свічки запалювання і створенням початкових усталених осередків запалювання та подальшим подовженням допалювання збіднілих сумішей.

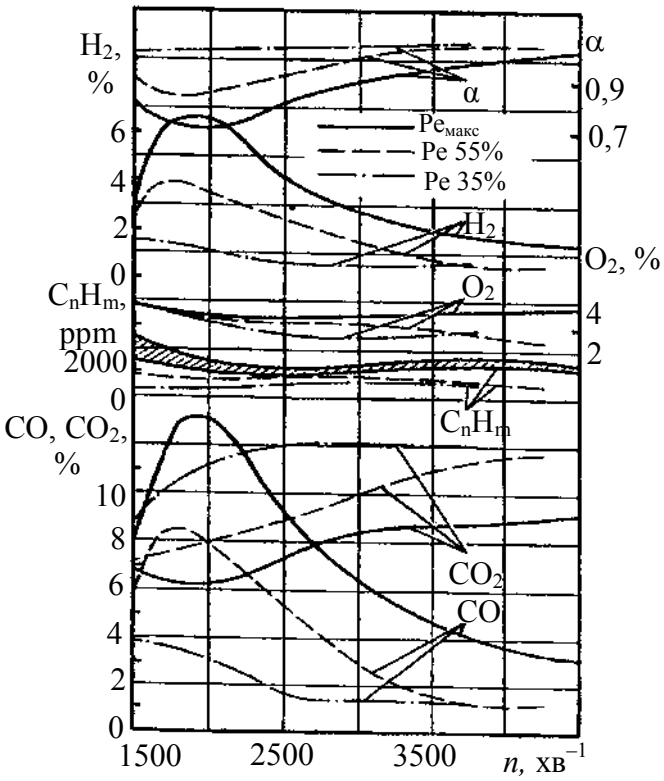


Рисунок 7.20 – Залежність складу ВГ двотактного бензинового двигуна від частоти обертання колінчастого вала і навантаження (середнього ефективного тиску)

Підвищення енергії іскрового розряду дозволяє збільшувати кількість енергії, що підводиться до осередків запалювання сумішей, підвищуючи тим самим температуру у зоні спалахування, тобто забезпечити усталене (організоване й ефективне) повне згоряння сумішей. При цьому можливе варіювання як тривалості розряду, так і кількості розрядів у кожному робочому циклі двигуна (багатоіскровий розряд).

Завихрювання (оптимальне) *суміші*, що подається до КЗ, дозволяє для конкретної конструкції бензинового двигуна забезпечити найбільш сприятливі умови у зоні спалахування перших порцій палива (біля свічки запалювання).

Застосування систем вприскування палива безпосередньо у циліндр або у впускний колектор (біля впускного клапана), як про це розповідалося вище, дозволяє усунути принциповий недолік карбюраторних двигунів (неможливість рівномірного розподілу палива по окремих циліндрах і по робочих циклах. Це знижує емісію продуктів неповного спалення з ВГ.

Дроселювання суміші за рахунок зміни піднімання впускного клапа-

на дозволяє суттєво інтенсифікувати турбулентність потоку газів у КЗ, що особливо помітне на часткових навантаженнях (на відміну від дроселювання дросельною заслінкою, що приводить до зниження турбулентності цього потоку на часткових навантаженнях). Застосування цього заходу сприяє ефективності вигоряння палива та зниженню викидів CO, C_nH_m. Встановлення спеціальної ширми на спускному клапані теж сприяє турбулізації заряду, але треба враховувати, що це ускладнює конструкцію і збільшує масу клапана та може знизити коефіцієнт наповнення на номінальному і близьких до нього експлуатаційних режимах.

Відношення поверхні КЗ до її об'єму чинить великий вплив на склад відпрацьованих газів. Це пов'язано із співвідношенням процесів тепловіддачі та тепловиділення. Чим більшим буде зазначене відношення, тим значніша кількість суміші опиняється у пристінних зонах зі зниженою температурою, що й зумовлює збільшення емісії вуглеводнів з ВГ (рис. 7.21).

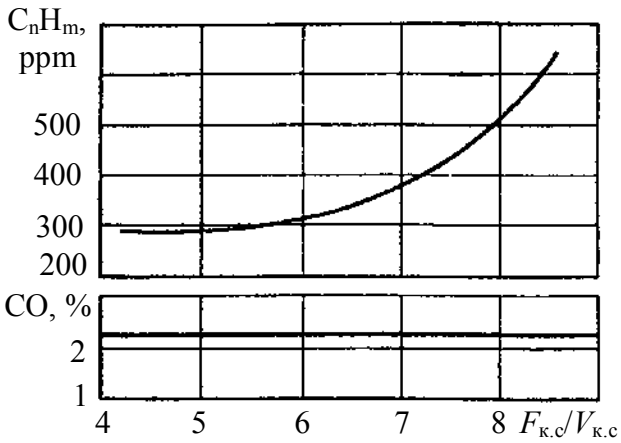


Рисунок 7.21 – Залежність емісії монооксиду вуглецю та сумарних вуглеводнів з ВГ у двигунах з іскровим запалюванням від відношення поверхні КЗ до її об'єму

Фази газорозподілу впливають на викиди токсидів у бензинових двигунах. Великий кут перекриття клапанів забезпечує інтенсифікацію внутрішньої рециркуляції, коли до циліндра закидаються продукти згоряння з попередніх робочих циклів. Це на холостому ході приводить до збільшення викидів C_nH_m, хоча і зменшує емісію NO_x через зниження максимальної температури газів у циліндрі двигуна.

7.1.4. Вдосконалення перехідних процесів

Суттєво впливають на середню експлуатаційну токсичність викидів ДВЗ їхні перехідні процеси.

По-перше, тому що вони займають значну частину загального екс-

плуатаційного напрацювання.

По-друге, протікання цих процесів, тобто робота двигуна, його систем на неусталених режимах, значно відрізняється від процесів на усталених (стаціонарних) режимах.

Під час перехідних (нестаціонарних) робочих процесів двигуна змінюються наповнення, паливоподача, характер тепловиділення й теплопередачі. Внаслідок цього змінюються характеристики цих процесів, перш за все, їх динамічність. Наприклад, при різкому накиданні навантаження двигуна з турбонаддувом виявляється інерційне відставання обертів ротора турбокомпресора (при газовому зв'язку цього агрегату з двигуном) від обертів кулачкового вала ПНВТ (з механічним приводом), тобто від ходу рійки цього насоса; тому впродовж перехідного процесу відбувається збагачення суміші (паливоповітряної) й погіршується робочий процес; збільшується токсичність викидів на неусталених режимах роботи двигуна.

Помічено, що взагалі робота двигуна при перехідних процесах супроводжується погіршенням його екологічних показників.

Сказане пояснює увагу, яку приділяють оптимізації характеристик перехідних процесів як ефективному заходу поліпшення експлуатаційних характеристик токсичності ДВЗ, тобто як шляху екологізації останніх. Йдеться про скорочення часу (терміну) перехідних процесів, поліпшення параметрів робочого процесу (перш за все, динаміки зміни коефіцієнта надлишку повітря α), регулювання кута випередження і т.д.

Розглянемо шляхи вирішення проблем токсичності двигунів, що виникають у зв'язку з перехідними процесами в останніх.

Тут основна проблема – це узгодження зміни циклової подачі палива з витратою повітряного заряду на кожному неусталеному режимі перехідного процесу (при переході двигуна з одного стаціонарного експлуатаційного режиму на інший). І якщо для усталених режимів подібне співвідношення витримується за рахунок обирання відповідного регулювання систем паливоподачі й газообміну, то для умов перехідних процесів зазначене співвідношення порушується. Пов'язане таке з інерційностю системи газообміну (інерційністю рухомих елементів, про що йшлося вище, а також інерційністю опорів потоків повітря та газів (у повітроочиснику, впускному колекторі, турбокомпресорі, охолоднику наддувного повітря, впускних трактах і клапанах); такі опори є більшими за аналогічні опори у системі

паливоподачі. Тому циклова подача палива з початком і протіканням перехідного процесу змінюється практично миттєво. В результаті на неусталених режимах α знижується, а димність та токсичність зростають.

Обмеження паливоподачі залежно від витрати повітря для двигунів з наддувом може забезпечуватися застосуванням автоматичного коректора з пневматичним чи електронним керуванням; він не дозволяє збільшуватися паливоподачі понад деяке значення, яке відповідає досягнутому тиску повітря на впуску впродовж перехідного процесу, або зменшує швидкість переміщення рейки ПНВТ.

Це суттєво впливає на токсичність ДВЗ. На рис 7.22 наведено дані щодо оцінок значення максимальної димності ВГ автомобільного дизеля потужністю 150 кВт на режимі вільного прискорення при різних швидкостях переміщень рійки ПНВТ з положення, що відповідає мінімальним обертам холостого ходу, до положення максимальних обертів холостого ходу.

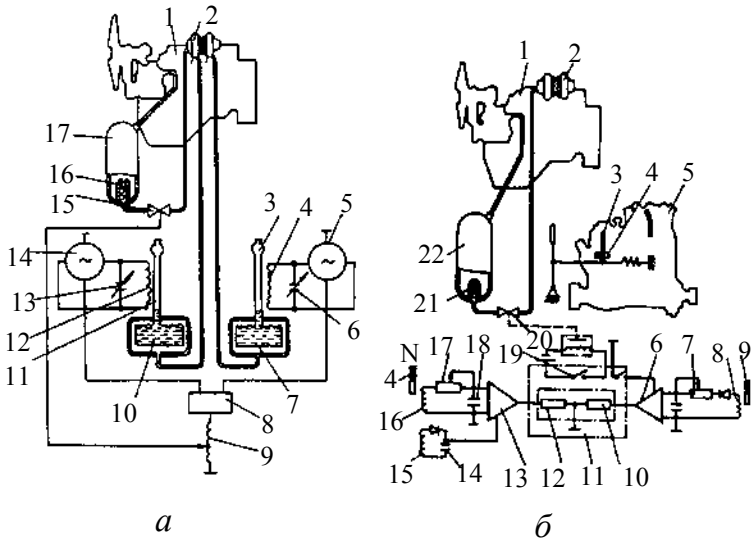


Рисунок 7.22 – Система подачі додаткового повітря дизеля з турбонаддувом на режимах розгону:
а – перший варіант;
б – другий варіант

Проілюструємо шляхи вирішення проблеми токсичності ДВЗ при перехідних процесах двома прикладами – для автотракторного та суднового дизелів [79-81].

Почнемо з першого приклада, який висвітлює *розробку для автотракторних дизелів* білоруських та С.-Петербурзьких вчених і конструкторів.

Одним зі шляхів узгодження характеристик паливо- та повітропостачання автотракторних дизелів з наддувом на перехідних режимах є засто-

сування системи подачі додаткового повітря, що дозволяє скоротити час перехідного процесу, збільшити повне повітропаливне відношення, знизити температуру та димність ВГ.

Інший шлях – це поліпшення роботи системи турбонаддуву на перехідних режимах, що досягається зменшенням моменту інерції ротора турбокомпресора (ТК), яке можливе при використанні турбокомпресорів меншого типорозміру та напівперистих коліс турбін. Наприклад, застосування ТКР-5,5 замість ТКР-7 для тракторного двигуна Д-24ОТ (4ЧН10,5/12) дозволило скоротити тривалість розгону ротора з 4 до 2,2 с. Термін досягнення номінальної потужності при цьому становив 3,5 та 2 с відповідно.

Аби скоротити тривалість перехідних процесів сучасних швидкохідних дизелів з турбонаддувом необхідно задовольнити більш жорсткі вимоги щодо інерційності систем подачі додаткового повітря, що й викликало необхідність розробки принципово нових електронних виконавчих механізмів.

У першому варіанті електронного каналу керування подачею додаткового повітря (рис. 7.22, а) як виконавчий механізм розроблено пристрій [79], що визначає подачу додаткового повітря при перехідному процесі (для компенсації відставання повітря подачі турбокомпресором від руху рейки ПНВТ) за різницею тисків наддувочного повітря після компресора та газів перед турбіною ТК. У даному каналі керування як виконавчі елементи використано датчики тиску, що розроблені у вигляді барометричних елементів 7, 10 із вертикальними трубками 3, 11, заповненими магнітною рідиною. Посилювачі сигналів виконано у вигляді електричного контуру, обладнаного котушками індуктивності 4, 12, що прилягають до однієї з вертикальних трубок 3, 11 барометричного елемента (датчика, швидкохідність та чутливість якого відповідають характеристикам динаміки перехідного процесу двигуна). Останні приєднані до генераторів синусоїдальних коливань, вихід яких підключений до одного з входів схеми порівняння частот 8.

При роботі двигуна 1 на стаціонарному режимі тиск наддувочного повітря p_s і тиск газів перед турбіною приблизно однакові. При цьому рівень магнітної рідини у трубці 11 приблизно дорівнює рівню у трубці 3. Магнітна рідина визначає значення індуктивності котушок 4, 12. При однакових індуктивностях однаковими є і частоти синусоїдальних коливань

у генераторах 5, 14, що подають сигнали на вході схеми порівняння частот 2; на її виході за цих умов з'являється напруга логічного нуля, якого недостатньо для збудження струму у котушці 9 привода електромагнітного клапана 15, і він закритий.

При різкому збільшенні навантаження на двигун під час перехідного процесу з режиму холостого ходу або малих навантажень зростання тиску газів перед турбіною перевищує зростання тиску наддуву внаслідок інерційності турбокомпресора 2. Рівень магнітної рідини у трубці 3 стає вищим за рівень у трубці 11. Індуктивність котушки 4 зростає, а частота синусоїдальних коливань у генераторі 5 падає. На виході схеми порівняння частот 8 з'являється напруга логічної одиниці, у котушці 9 збуджується електричний струм, і електромагнітний клапан 15 відкривається. Додаткове повітря від джерела стиснутого повітря (спеціальна додаткова ємність 17 у гальмівному пневмоканалі) крізь запобіжний клапан 16 надходить до ТК. Через визначений час тиск наддуву стає рівним чи перевищує тиск газів перед турбіною, і рівень магнітної рідини у трубках 3, 11 вирівнюється. На виході схеми порівняння 8 з'являється напруга логічного нуля, електромагнітний клапан 15 закривається, перекриваючи подачу додаткового повітря у ТК.

Перевищення тиску наддуву над тиском газу перед турбіною при роботі двигуна на стаціонарному режимі, тобто початкове вирівнювання частот коливань у генераторах 5, 14, виконується підстроювальними конденсаторами 6, 13.

Для автоматизації подачі додаткового повітря на режимах розгону двигуна було розроблено електронну систему за другим варіантом, в якому (рис. 7.22, б) закладено причини подавання додаткового повітря залежно від швидкості переміщення датчика режиму роботи двигуна важеля керування подачі палива.

При плавному переміщенні важеля керування паливоподачею 3 із закріпленим на ньому підковоподібним магнітом 4 біля котушок індуктивності 15, 16, приєднаних до корпуса ПНВТ 5, у них з'являється ЕРС (електрорушійна сила) індукції, що має мале значення внаслідок малої швидкості переміщення магніту 4 поза котушками. При різкому збільшенні паливоподачі, при якому магніт рухається знизу в гору (див. рис. 7.22, б), ЕРС на котушці 15 досягає значення достатнього для переведення стробуючого входу компаратора 13 до режиму підготовки останнього до сприйняття ім-

пульсу з основного входу від котушки 16. Паралельно котушці 15 підключено конденсатор 14, необхідний для утримання напруги на стробуючому виході до підведення імпульсу від котушки 16. Напруга, яка отримана на котушці 16, крізь регулювальний резистор 17 підводиться до входів компаратора 13. Паралельно входу останнього підключено конденсатор 18 для збільшення тривалості дії напруги імпульсу від котушки 16 на входи компаратора 13.

При досягненні на вході компаратора 13 граничної напруги, що встановлюється регулювальним резистором 17, на його виході з'являється напруга логічної одиниці. Імпульс напруги, отриманий на виході компаратора 13, підводиться до котушки 12 дистанційного перемикача 11, у результаті чого дистанційний перемикач змикає контакти 19, відкриваючи електромагнітний вентиль 20. Стиснуте повітря зі спеціального додаткового у гальмівному пневмоканалі ресивера 22 крізь запобіжний клапан 21 та електромагнітний вентиль 20 надходить до ТК.

При подачі додаткового повітря у циліндри двигуна 1 зростає частота обертання ротора ТК, на якому закріплені постійні магніти 9. Отже, зростає й ЕРС на котушці 8, внаслідок чого напруга на вході компаратора 6, що регулюється резистором 7, досягає граничного значення, яке дає логічну одиницю на котушку 10 дистанційного перемикача 11. При цьому коло живлення електромагнітного вентиля розмикається й подача додаткового повітря у циліндри ДВЗ закінчується. При зворотному русі важеля керування паливоподачею (зверху вниз) підготовчий сигнал на стробіруючий вхід компаратора 13 не надходить (від котушки 15), тому імпульс від котушки 16 не може перевести компаратор у стан логічної одиниці.

Запропоновані на рисунках 7.22 засоби подачі додаткового повітря з електронним керуванням реагують на різку зміну навантаження із боку споживача (в результаті зміни дорожніх умов, навантажень на сільгосптехніку або внаслідок різкої дії обслуговуючого персоналу на органи паливоподачі дизеля), яка викликає помітну розлагодженість повітро- та паливоподачі зі зниженням паливоповітряного відношення до небезпечних меж. Вони випробувалися на дизелях СМД-62 (6ЧН13/11,5) трактора Т-150К і досліджувалися з використанням електромоторної машини потужністю 200 кВт. Подача додаткового повітря на рівні 160...170 кг/год забезпечується безперервно працюючим компресором гальмівної пневмосистеми трактора, що приводиться від колінчастого вала дизеля. В умовах

реальної експлуатації для заповнення ємкостей гальмової системи компресор використовується тільки на 10...15 %, а решту часу працює вхолосту; ця холоста робота і може застосовуватися для заповнення ємкостей системи (балонів) додаткової подачі повітря на неусталених режимах (під час перехідних процесів). При цьому продуктивність компресора є достатньою, оскільки у реальній експлуатації заряджування ємкостей вимагається кожні 4...6 хвилин, тобто не більше 10...15 заряджень при найбільшому можливому напрацюванні двигуна при перехідних процесах.

На рисунку 7.23,а подано матеріали порівняльного дослідження перехідного процесу дизеля типу СМД-60 при накиді навантаження від 25 % до номіналу: 1 – без подачі додаткового повітря; 2 – з такою подачею за першим варіантом.

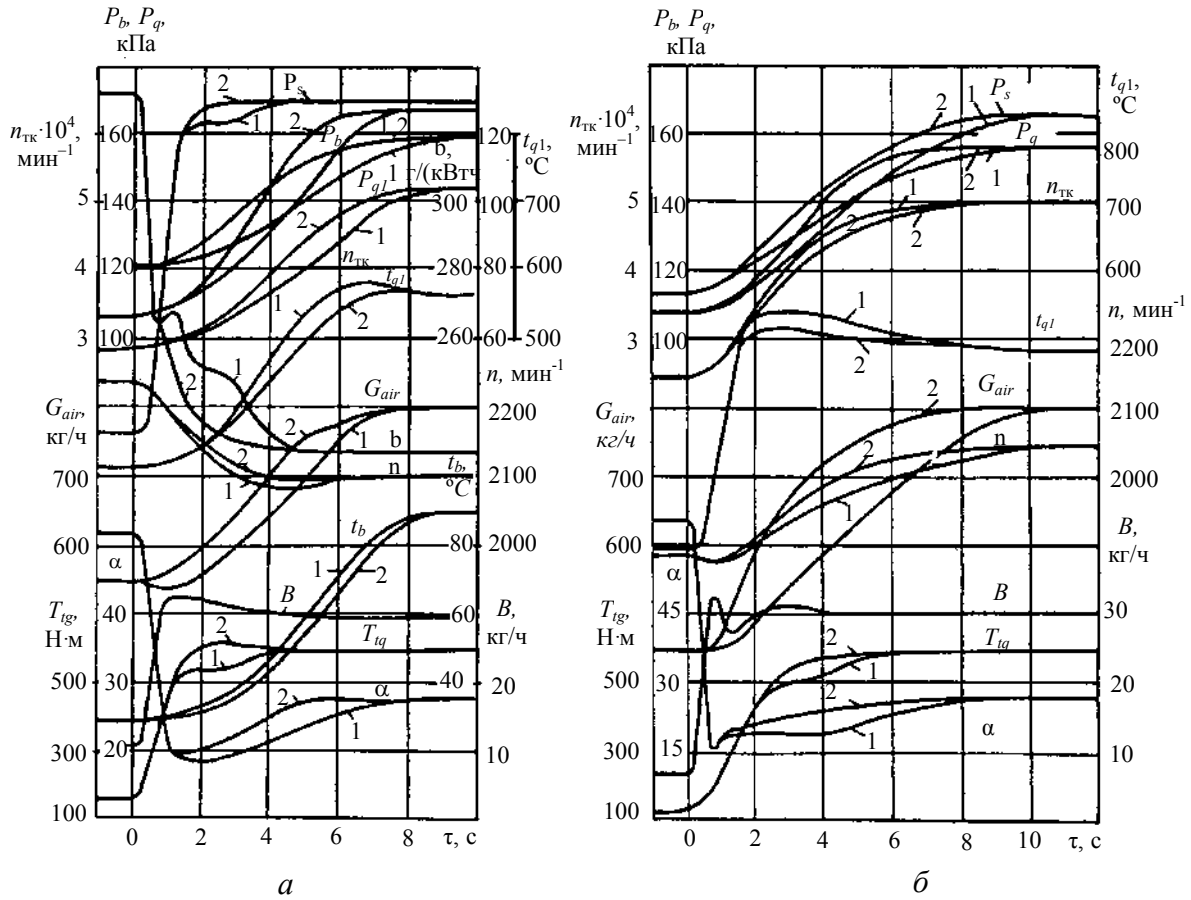


Рисунок 7.23 – Зміна показників робочого процесу тракторного дизеля типу СМД-60-6ЧН13/11,5 (N_e=130 кВт; n=2100 хв$^{-1}$) під час перехідного процесу при накиданні навантаження від 25% до номінального (а) та при розгоні з n=1750 хв$^{-1}$ до n = 2100 хв$^{-1}$ під навантаженням (б)

Включення подачі додаткового повітря при такому накиді здійснюється із затримкою 0,6...0,7 с. Це пов'язане з інерційністю газоповітряних трактів та ТК. Додаткове повітря поліпшує сумішоутворення і згоряння в інтервалі 0,5...6 с перехідного процесу (криві α на рис. 7.23, а свідчать про поліпшення постачання киснем зон горіння). Це викликає більш інтенсивне підвищення тиску газів перед турбіною і, відповідно, частоти обертання ротора ТК й тиску наддуву p_s (див. криві 1, 2 для p_s, рис. 7.23, а). Криві α та p_s, як бачимо, стабілізуються на 1,5...2 с раніше, ніж при роботі без додаткового повітря, що реально означає скорочення перехідного процесу на цей час.

У результаті зменшується (у г/випробування) токсичність викидів з ВГ дизеля, викид сажі та димність. За рахунок збільшення потужності, що розвивається двигуном протягом перехідного процесу при подачі додаткового повітря, ще й зменшуються питомі значення (у г/(кВт×год)) цих характеристик токсичності. Димність припиняється на 1...2 с раніше. Це є результатом поліпшення згоряння протягом перехідного процесу, про що свідчить і зменшення (див. рис. 7.23) питомої витрати палива на 8,6...9,0 г/(кВт×год) між 1 та 4 с перехідного процесу.

З рис 7.23, б (другий варіант) бачимо, що основні показники робочого процесу дизеля (p_s та ін.) стабілізуються при розгоні на 2...4 с раніше, ніж без подавання додаткового повітря.

Можна зробити висновки:

- перехідний процес дизеля при подачі додаткового повітря характеризується більш високими значеннями α і скороченням часу перехідного процесу; це зумовлює поліпшення екологічних характеристик;
- при подаванні додаткового повітря знижується температура ВГ перед турбіною, що свідчить про зниження максимальних температур робочого циклу і зменшення, завдяки цьому, викиду NO_x;
- скорочується час димного викиду на 1...2 с (із подачею додаткового повітря) під час перехідного процесу;
- систему подачі додаткового повітря, що виконана за першим варіантом, доцільно використовувати для тракторних дизелів, а систему за другим варіантом – для автомобільних дизелів з турбонаддувом.

Перейдемо до другого прикладу, що висвітлює розробку для суднових дизелів вчених Московської академії водного транспорту [80]. Як і в

попередньому прикладі, використовувалася додаткова подача повітря на протягом перехідного процесу. Актуальність цієї розробки пояснюється тим, що двигуни суден, особливо річкового флоту, буксирів значну частину часу експлуатації функціонують при перехідних процесах розгону, гальмування та ін.

Випробування проведені на судовому дизелі 6ЧНСП16/22,5 (N_e = = 140 кВт; п = 770 $хв^{-1}$).

Зміну концентрації NO_x у режимі розгону при різних кутах випередження подачі палива показано на рис. 7.24.

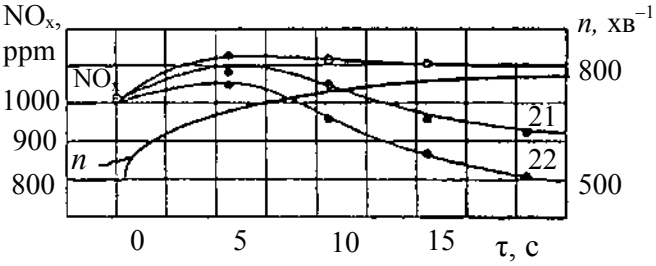


Рисунок 7.24 – Залежність емісії NO_x *від тривалості розгону суднового дизеля 6ЧНСП16/22,5 при різних кутах випередження паливоподачі*

Дослідження свідчать, що на початку перехідного процесу розгону коефіцієнт надлишку повітря знизився з $\alpha_{ном}$ = 2,07 до α = 1,40, а індикаторний ККД з $\eta_{i_{ном}}$ = 0,36 до η_i = 0,31; останнє свідчить про суттєве погіршення якості згоряння палива у циліндрі на початковій стадії розгону дизеля. Відповідно, на цій стадії викид NO_x збільшився на 20 % порівняно з усталеним номінальним режимом (див. рис. 7.24), а викиди сажі – зросли на 80 % (табл. 7.1).

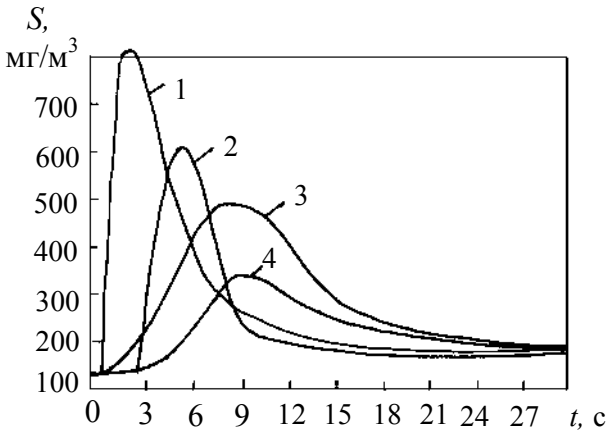
Таблиця 7.1 - Вплив подачі додаткового повітря до ресиверу суднового дизеля на викиди сажі при накиданні навантаження

Термін витрати, с	Витрата повітря, кг/с	Витрата повітря від номіналу, %	S_{max}, $\frac{мг/м^3}{\overline{S_0}}$	$S_{середнє}$, $\frac{мг/м^3}{\overline{S_{сер\,0}}}$	Балон, $\frac{P_{початкове}}{P_{кінцеве}}$, кг/см^2
10	0,25	100	150 / 0,16	87 / 0,25	30 / 10
5	0,10	40	525 / 0,58	180 / 0,51	30 / 22,5
3	0,06	25	673 / 0,74	200 / 0,57	22,5 / 17
0	0,00	0	900 / 1,00	350 / 1,00	—

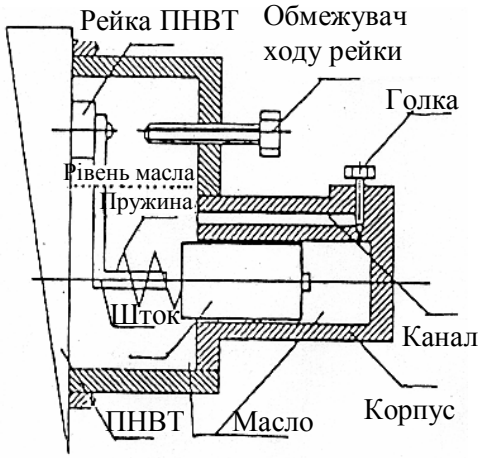
Причина збільшення токсичності викидів – у тому, що на початку перехідного процесу період затримки самоспалахування τ_i є суттєво більшим, а тиск наддуву t_s та частота обертання колінчастого валу – менше, ніж на усталеному режимі (при ідентичності паливоподачі).

Ефект оцінювався за відношенням кількості поданого повітря до зниження димності, яка у випадку витрати повітря, що дорівнює 25 % від номіналу, у середньому за період розгону знижувалася на 40...50 %.

Вплив подачі повітря, обмеження за часом ходу рейки та комбінації цих заходів на зниження димності при перехідному процесі показано на рисунку 7.25, а.



а



б

Рисунок 7.25 – До зниження димності викидів ДВЗ:

а – залежність викидів сажі від тривалості перехідного процесу та засобів зниження димності: 1 – розгін без застосування засобів зниження димності; 2-розгін з подачею додаткового повітря; 3 – розгін з обмеженням ходу рейки ПНВТ (10 с); 4 – розгін з комбінацією обмеження ходу рейки протяом 10 с та подачею повітря;
б – *тимчасовий обмежувач ходу рійки ПНВТ для дизеля 3Д6*

З урахуванням експериментальних даних кафедрою СЕУ та автоматики МДАВТ запропоновано “пристрій для зниження димності дизелів теплоходу (річкового) “Москва” на режимах розгону й накидання навантаження”. Пристрій являє собою типовий блок дизель-генератора 3Д12, призначений для згладжування коливань рейки ПНВТ й забезпечення незмінних обертів колінчастого вала під час перехідного процесу. До нього вне-

сено суттєві зміни: ліквідований жорсткий зв'язок рійки з поршнем цього пристрою; змінено орган, що передає зусилля від рейки до поршня. Для підбирання часу спрацьовування передбачено регулювання затяжки голкової пружини (рис. 7.25, б). Результати випробування засвідчили, що при застосуванні такого тимчасового обмежувача ходу рейки паливних насосів сумарна димність при перехідному процесі на двигуні 3Д6 знижується на 40 %.

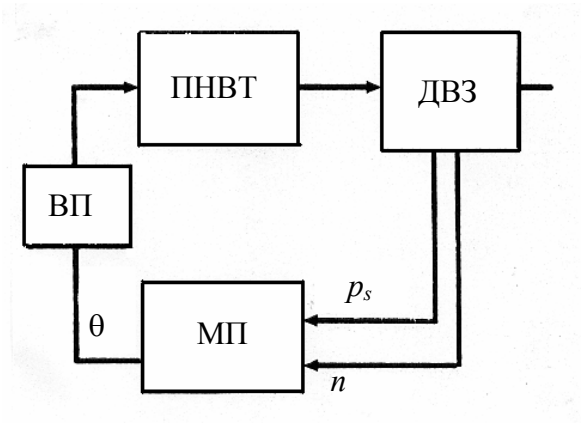


Рисунок 7.26 – Схема регулювання кута випередження вприскування палива при перехідному процесі:

МП – мікропроцесор; ПНВТ – паливний насос високого тиску; ВП – виконавчий пристрій для зміни кута випередження паливоподачі θ; p_s – тиск наддуву

Подальші дослідження показали, що при перехідних процесах накидання навантаження кут випередження паливоподачі θ доцільно збільшувати з тимчасовою затримкою, що відповідає часу розгону ТК або приростанню тиску наддуву. Таку умову можна реалізувати за допомогою мікропроцесорного блока керування (рис. 7.26). Затримка θ приводить до зменшення частки палива, що згорить у кінетичній фазі, та загальмує зростання NO_x. Після зниження швидкості зростання тиску наддуву ($\Delta p_s / \Delta\tau$) при перехідному процесі суднового дизеля (через 10...20 с після накидання навантаження) кут θ треба збільшити до значення, яке відповідає усталеному режиму. Якщо дизель обладнаний таким автоматичним пристроєм автокерування θ, то зміна останнього дозволяє суттєво знизити викид NO_x у перехідному процесі.

Гістограми на рис. 7.27 ілюструють переваги різних способів зниження викиду NO_x та димності середньообертових чотиритактних дизелів типу 6ЧНСП16/22,5 при перехідному процесі часткового розгону. При цьому зниження шкідливих викидів досягається використанням:

- ❒ додаткової повітроподачі (позиція 2);
- ❒ автоматичної зміни θ з тимчасовою затримкою на 15 с та відповідно до зміни тиску наддуву (позиція 3).

Позиція 1 відповідає некерованому перехідному процесу.

Результати таких досліджень показують, що метод зниження викидів NO_x та сажі при перехідних процесах на основі автоматичного керування (за допомогою мікропроцесорних засобів) значенням θ є найбільш ефективний. Він дозволяє знизити NO_x більш ніж на 60 % і димність на 20 % без помітного впливу на час перехідного процесу, тобто без посилення його жорсткості при скороченні цього часу.

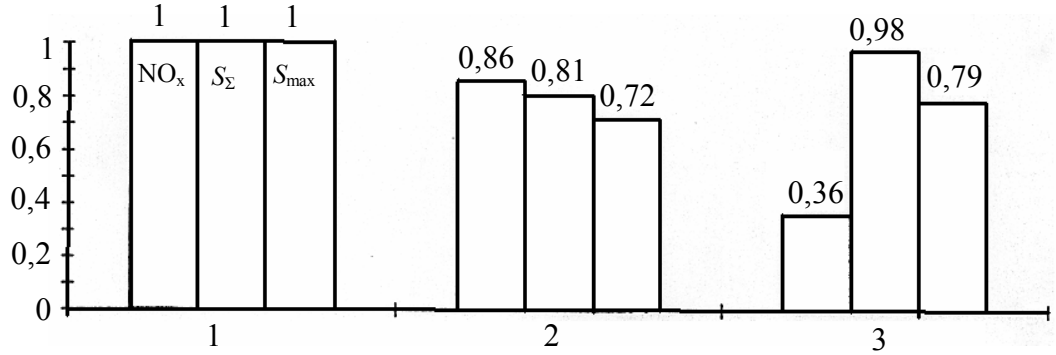


Рисунок 7.27 – Гістограми даних щодо токсичності дизеля, який працює на гвинт буксиру з баржею сумарним водовмістом 350 т при початковій швидкості руху 1,7 м/с:

NO_x – відносне сумарне значення викиду оксиду азоту; S_Σ – відносне сумарне значення викиду сажі; S_{max} – відносне максимальне значення викиду сажі; на позиціях 1, 2, 3 позначення токсидів – аналогічні

7.1.5. Поліпшення екологічних характеристик ДВЗ на часкових режимах шляхом відключення частини циліндрів

Відключення частини циліндрів як спосіб поліпшення робочого процесу ДВЗ на часткових режимах є досить відомим.

Такий захід використовується на тепловозних (середньообертових), автотракторних двигунах [82] та ін.

Серед відомих способів відключення циліндрів двигуна та відповідних механізмів і пристроїв найбільш прийнятним слід вважати спосіб відключення під час експлуатації в окремих циліндрах паливоподачі та повітропостачання із зупинкою клапанів газорозподілу у закритому стані при використанні гідравлічних та пневматичних виконавчих механізмів у їхніх приводах.

Розглянемо використання відключення окремих циліндрів у практиці експлуатації серійних двигунів тепловозів [82].

Так, фірма “MTU” (Німеччина) застосувала послідовне відключення

циліндрів залежно від навантаження двигуна в цілому при відповідній модернізації 225 тепловозних дизелів 12V 956 ТВ. Одночасно з підвищенням тиску наддуву такі заходи дозволили знизити питому витрату палива на часткових режимах, емісію монооксиду вуглецю CO – на 63 %, вуглеводнів C_nH_m – на 84 % й викид сажі – на 86 % [83].

На дворядних двигунах ЕМД (США) для тепловозів з метою зменшення токсичності ВГ при роботі на холостому ході запроваджено пристрій, що автоматично перекриває паливоподачу поперемінно з витримкою від 15 секунд до 4 хвилин в один з блоків циліндрів [84].

На російських двигунах 6ЧН21/21 тепловозів ТГМ4 автоматика одночасного відключення половини циліндрів щодо паливо- та повітроподачі дозволила знизити часову витрату палива на режимах холостого ходу на 20...22 %, а на дизелях типу ЧН26/26 – на 22...30 % [82], відповідно знизилася токсичність ВГ на зазначених режимах.

Все сказане пояснюється поліпшенням робочого процесу у працюючих циліндрах.

По-перше, відключення паливоподачі до частини циліндрів на режимах холостого ходу і малих навантажень збільшує циклову подачу палива у робочі циліндри, що, у свою чергу, поліпшує якість розпилювання палива, його спалахування та згоряння. Отже, підвищується індикаторний ККД двигуна, а у випадку відключення газообміну в циліндрах (зупинка клапанів газорозподілу у закритому стані) зменшуються втрати на стискання повітря у непрацюючому циліндрі та на перетікання газів через клапанні щілини.

Крім того, при керуванні кількістю працюючих циліндрів можливе прискорення прогрівання і запуску двигуна, регулювання повітряного заряду циліндра, використання додаткового повітря протягом перехідного процесу, регулювання фаз газорозподілення у працюючих циліндрах на часткових навантаженнях двигуна щодо агрегатної потужності.

У цілому при виключенні до 50 % циліндрів та роботі за позиціями контролера (тобто за тепловозною характеристикою) виявлено поліпшення експлуатаційної витрати палива тепловоза 2ТЕ116 при вантажних перевезеннях на 2,1...2,7 %. Це свідчить про більшу ефективність згоряння у працюючих циліндрах, що й зумовлює зменшення токсичності ВГ в них.

На рис. 7.28 наведена схема системи керування з циліндрами, що відключаються, дизелів типу ЧН 26/26.

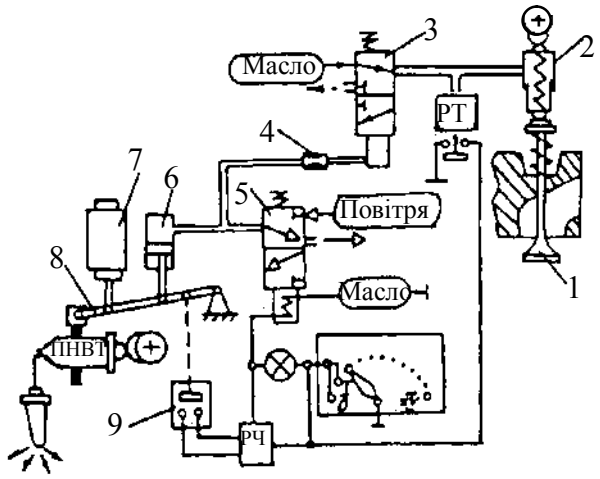


Рисунок 7.28 – Схема блока керування тепловозним дизелем з циліндрами, що відключаються:
1 – газорозподільчий клапан;
2 – механізм відключення газообміну (гідроштанга);
3 – пневмогідравлічний вентиль;
4 – дросель; 5 – електропневматичний вентиль; 6 – механізм відключення паливоподачі; 7 – всережимний регулятор; 8 – привід ПНВТ;

У початковому стані, зображеному на схемі, й такому, що відповідає режиму роботи двигуна зі всіма включеними (працюючими) циліндрами, що визначається положенням контролера машиніста (КМ), електричне живлення (“Мережа”) до електропневматичного вентиля 5 не надходить і подавання стиснутого повітря не відбувається.

Всережимний регулятор 7, що діє на привід 8 ПНВТ, забезпечує подачу палива крізь форсунки до циліндрів двигуна відповідно до часткового режиму роботи двигуна. Пневмогідравлічний вентиль 3 від “маслоджерела” забезпечує заповнення маслом гідротрактів механізмів відключення газообміну 2 привода газорозподільчих клапанів 1. Двигун функціонує з усіма включеними циліндрами.

При переводі КМ на позиції “0” чи “1”, які відповідають роботі двигуна з відключенням частини циліндрів, подається електричне живлення крізь реле часу РЧ до вентиля 5. Останній відкриває подачу стиснутого повітря до механізму відключення паливоподачі 6 та вентиля 3, перший з яких переводить привід 8 ПНВТ у положення нульової паливоподачі, а другий закриває маслоподачу до виконавчих механізмів відключення газообміну 2. Таким чином реалізується момент часу, коли задані циліндри двигуна відключені як за паливоподачею, так і за газообміну

Дросель 4 призначений для забезпечення запізнення відключення газообміну відносно паливоподачі. Як дросель використовується відповідне підбирання перерізів ділянок повітряних магістралей.

Стежучий пристрій 9 разом з реле часу призначений для включення до роботи газорозподільчих клапанів у випадку порушень у роботі привода

8 паливних насосів, наприклад, при заїданні рейки ПНВТ чи штока механізму відключення паливоподачі. Як відстежувальний пристрій використовується датчик переміщень.

Реле тиску РТ забезпечує відключення паливоподачі при порушенні герметичності магістралі керувального потоку масла та зупинки клапанів газорозподілення у закритому положенні.

Викладений варіант серійного використання способу керування токсичністю ДВЗ за рахунок відключення частини циліндрів на часткових навантаженнях сприятиме вивченню принципу та ефективності такого керування.

Конкретні приклади використання принципу відключення частини циліндрів з метою зниження токсичності викидів можна навести і для двигунів автотракторних та інших призначень [85] і т.д.

7.1.6. Використання екологічних присадок до моторних палив

7.1.6.1. Застосування водопаливних емульсій. У ряду заходів щодо екологізації робочого процесу ДВЗ помітне місце займають присадки до моторних палив, перш за все, вода, тобто використання водоналивних емульсій.

Серед відомих способів зменшення екологічної небезпеки викидів з ВГ ДВЗ, у першу чергу NO_x та сажі, застосування водопаливних емульсій (ВПЕ) було й залишатиметься найбільш універсальним, таким, що не вимагає серйозної конструктивної модернізації дизеля.

Відомі численні розробки, націлені на застосування ВПЕ різних палив у дизелях різних класів з різними видами сумішоутворення [86, 7, 8, 10, 64 та ін.].

Розглянемо основні властивості ВПЕ.

Емульсія – це система, що складається з двох рідинних фаз, одна з яких диспергована у вигляді крапель у другій, при цьому розмір крапель становить 0,1...100 мкм.

Рідина, роздрібнена на краплі, називається дисперсною фазою, а рідина, у якій знаходяться такі краплі, – дисперсійним середовищем.

Дві рідини (паливо та вода) можуть утворювати два види емульсій: палива у воді – пряма емульсія; вода у паливі – зворотна емульсія.

При використанні ВПЕ у ДВЗ найбільший інтерес являють зворотні

емульсії, що визначається запобіганням можливості корозії деталей паливної апаратури дизеля.

При експлуатації необхідно забезпечити стабільність емульсій. Для цього застосовують стабілізатори – емульгатори.

Слід відмітити, що моторні палива дозволяють створювати стабільні емульсії без додаткових емульгаторів, оскільки ці палива містять високомолекулярні сполуки, що є природними емульгаторами. Це не виключає використання емульгаторів для підвищення стабільності ВПЕ.

Для визначення питомої витрати палива та води при використанні ВПЕ необхідно знати процентний склад емульсій. Найбільш зручним є вимірювання густини емульсії. Густину емульсії можна визначити із залежності

$$\rho_е = \rho_в C_в + \rho_п C_п, \qquad (7.1)$$

де $\rho_е$, $\rho_в$, $\rho_п$ – відповідно, густини емульсії, палива, води, г/см^3;

$C_в$, $C_п$ – об'ємні частки води й палива у ВПЕ, коли $C_в + C_п = 1$.

Вміст води в емульсії обчислюється за формулою:

$$B_в = (\rho_е + \rho_п)\, \rho_в/[\rho_е(\rho_в - \rho_п)], \qquad (7.2)$$

де $B_в$ – масова частка води в емульсії. Відповідно, масова частка палива в емульсії $B_п = 1 - B_в$.

Залежність густини $\rho_е$ та $\rho_п$ від температури ВПЕ може визначатися за ГОСТ 3900-85 [64] або експериментально.

При експлуатації дуже актуальним є виготовлення емульсій, наприклад, на основі дизельного палива.

Для виготовлення ВПЕ в умовах експлуатації можна використати установки, в яких диспергування здійснюється за допомогою блока дросельних шайб або гідравлічним свистком. За таким принципом функціонує обладнання, що запропоновано, наприклад, у США, Англії, Японії та інших країнах. Однак подібні засоби не забезпечують ВПЕ на базі моторних палив з дисперсністю, нижчою 10...15 мкм.

Для отримання ВПЕ на базі дизельних палив доцільно застосувати механічні типи диспергаторів, наприклад, роторно-пульсаційні або дезінтегратори. Досвід використання таких диспергаторів показав, що вони дозволяють отримувати ВПЕ дисперсністю 1...3 мкм.

Для забезпечення оптимальної роботи дизеля на кожному швидкісному та навантажувальному режимі доцільно вжити ВПЕ визначеного складу. Для цього може використовуватися пристрій для автоматичної зміни складу ВПЕ [64] залежно від режиму роботи дизеля. Пристрій передбачає подачу ВПЕ у дизель безпосередньо після підготовки її за допомогою диспергатора (рис. 7.29).

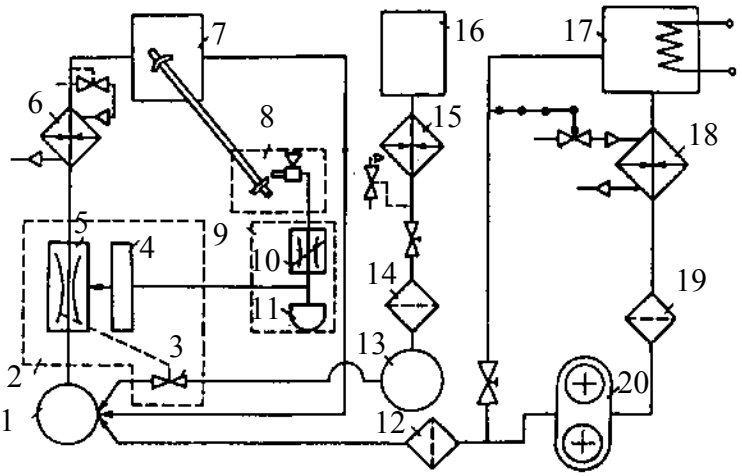


Рисунок 7.29 – Схема установки для виготовлення ВПЕ на базі важких палив:

1 – змішувач-диспергатор; 2 – регулятор складу ВПЕ; 3 – виконавчий механізм; 4 – задатчик; 5 – чутливий елемент; 6 – підігрівач ВПЕ; 7 – ПНВТ; 8 – датчик навантаження; 9 – демпфер; 10 – дросель; 11 – ємність; 12 – фільтр тонкого очищення; 13 – водяний насос; 14 – фільтр води; 15 – підігрівач води; 16 – бак води; 17 – бак палива; 18 – підігрівач палива; 19 – фільтр грубого очищення палива; 20 – насос шестерінчастий

Для випробування ВПЕ на базі дизельного палива можуть застосовуватися і простіші системи. На рис. 7.30 показано схему системи виготовлення й регулювання складу ВПЕ для дизелів суднового класу ЧН 18/20. Для масового використання така схема може бути вдосконалена й автоматизована.

Важливим є вибір емульгаторів для стабілізації ВПЕ за такими вимогами:

- треба віддавати перевагу однокомпонентним емульгаторам, з урахуванням емульгуючих властивостей самого дизельного пального;

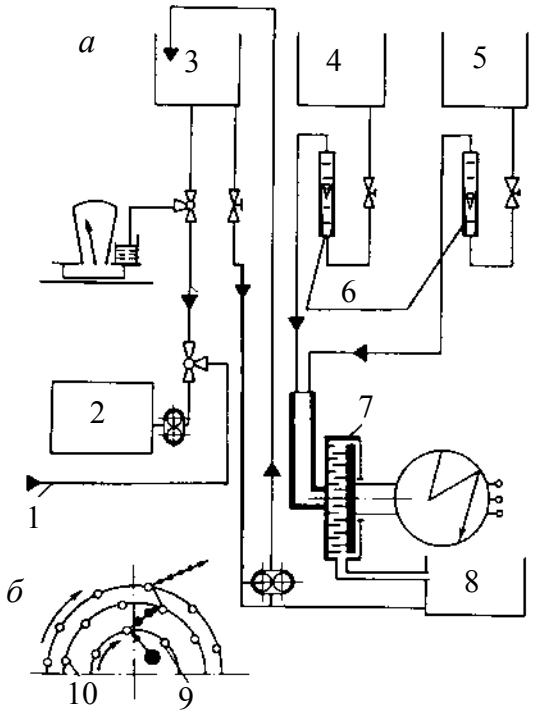


Рисунок 7.30 – Схема установки дозування компонентів та виготовлення ВПЕ (а) та схема функціонування дисмембратора (б) [64]:
1 – паливопровід для підведення палива; 2 – дизель; 3 – бак ВПЕ; 4 – бак паливний; 5 – бак води; 6 – ротаметри; 7 – дисмембратор; 8 – бак проміжний; 9 – штирі ротора; 10-штир статора

- емульгатори повинні швидко і без залишку розчинятися у відповідному компоненті ВПЕ (паливо, вода) у кількості до 1 % при температурі від 283 К та вище;
- ВПЕ має бути зворотного типу (вода у паливі) при вмісті води 5...50 % за масою;
- залежно від способу подачі у дизель отримувана ВПЕ повинна мати стабільність седиментаційну від 4 до 24 годин та стійкість до коалесценції 5...40 діб; під седиментацією розуміється перша стадія руйнування ВПЕ, що характеризується розшаруванням об’єму емульсії, коли на дні об’єму утворюється пар зі щільно упакованих великих крапель; коалесценція – повний розпад емульсії з виділенням дисперсної фази;
- емульгатор повинен бути хімічно й фізично інертним до матеріалів паливної апаратури;
- вартість емульгатора має бути мінімальною.

Сьогодні створення ефективних емульгаторів для дизельного паль-

ного продовжується. Найбільш ефективні прості неорганічні електроліти. Стабільність емульсій досягається за рахунок сил відштовхування, що приводить до зменшення тривалості зіткнення крапель. Найбільшу стабільність ВПЕ забезпечують високомолекулярні сполуки (протеїни, каучук, смоли, гуми, крохмаль і т.п.), коли з їх допомогою кожна молекула емульгатора закріплюється на поверхні й міцно утримується [64].

Опубліковано результати випробувань та експлуатації з застосуванням ВПЕ. Стосовно швидкообертових дизелів можна зробити такі узагальнення:

- на рис. 7.31 подано результати дослідження ВПЕ на дизелі 1ЧН16/17 при N_e = 59 кВт; п = 1700...2000 хв$^{-1}$; робота проводилася з ВПЕ зворотного типу з вмістом води 35...53 % за масою; при більшому вмісті води виявилася нестабільна робота дизеля. Із графіків бачимо, що для даного режиму оптимальним є вміст води 45...50 % за масою: забезпечується зниження викиду СО у 5...10 разів, сажі – більш ніж у 10 разів, NO_x – у 3...5 разів; ефективна витрата палива знижується на 15...18 г/(кВт×год), що підтверджує поліпшення якості процесу згоряння палива з ВПЕ з відповідним зниженням токсичності викидів з ВГ дизеля;
- на рис. 7.32 показано результати дослідження ВПЕ на повнорозмірному судновому дизелі 12ЧСН18/20 (N_e = 890 кВт; п = 1600 хв$^{-1}$); вони отримані на ВПЕ оптимальних складів для кожного режиму; найбільша ефективність ВПЕ досягнута на режимах, близьких до номінального при концентрації води у ВПЕ близько 40 %.

Високу ефективність застосування висококонцентрованих (щодо води) ВПЕ можна пояснити суттєвим поліпшенням процесів сумішоутворення та згоряння палива у присутності рівномірно розподіленої за сумішшю пари води. Середня температура робочого циклу дизеля знизилася через втрати теплоти на випаровування води й дисоціацію її молекул, що й зумовило різке зниження концентрації NO_x у ВГ. Проведене термометрування поршня при роботі дизеля на ВПЕ з вмістом 50 % води показало, що температура у зоні першого компресійного кільця зменшилася на 10...15 °С, що підтверджує факт зниження температури газів у КЗ (зоні утворення NO_x).

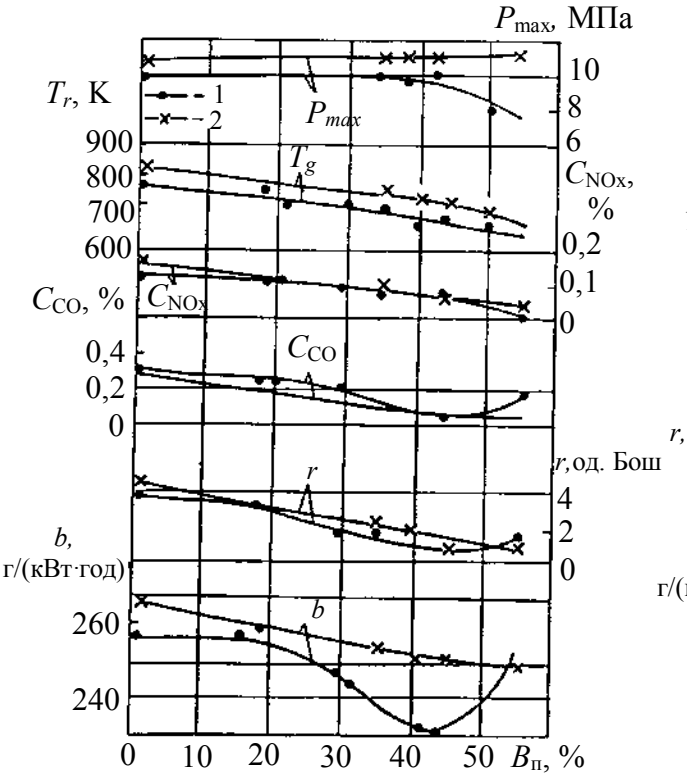


Рисунок 7.31 – Залежність зміни параметрів дизеля 1ЧН16/17 від вмісту води у ВПЕ зворотного типу:

1 – п = 1700 хв$^{-1}$;
2 – п = 2000 хв$^{-1}$

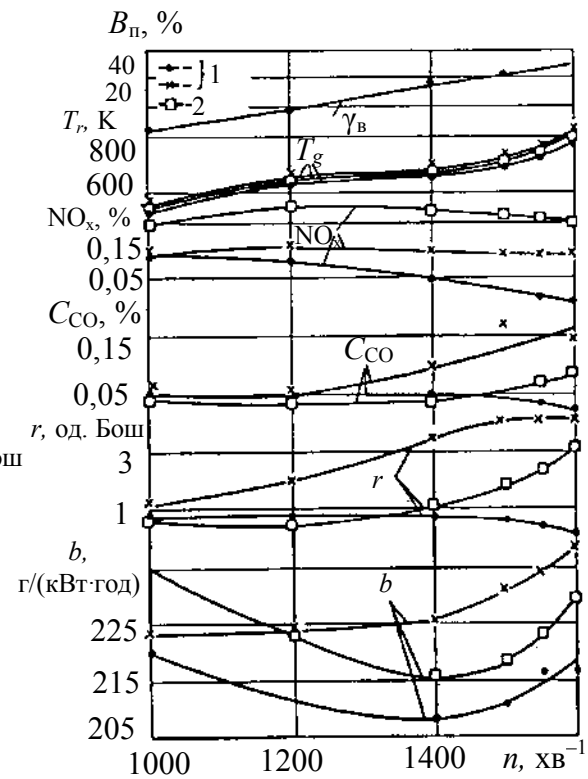


Рисунок 7.32 – Результати випробувань суднового дизеля 12ЧСН при $N_e = Cn^3$ з оптимальним для кожного режиму гвинтової характеристики вмістом води у ВПЕ:

1 – дослідні ПНВТ на ВПЕ й дизельному паливі; 2 – штатний ПНВТ на дизельному паливі

Проведені дослідження характеристик тепловиділення (рис. 7.31 та 7.32), при їх роботі на ВПЕ й дизельному паливі, аналіз згоряння на основі мас-спектрометричного аналізу цієї суміші дозволили зробити загальний висновок, що процеси згоряння палива у дизелі з використанням висококонцентрованих емульсій значною мірою зумовлюються законами хімічної кінетики взаємодії вуглеводнів та їхніх радикалів з молекулами і продуктами дисоціації води [64]. Термодинамічні тлумачення фізико-хімічних процесів згоряння водоналивних емульсій, які враховують тільки енергетичні перетворення при зміні фаз води у суміші (випаровування), не є вичерпаними. Бачимо, що ВПЕ є не продуктами змішування вуглеводневого палива з хімічно інертною рідиною, а являють собою цілком особливий вид палива, що якісно й кількісно змінює процеси, які характеризують від-

повідні особливості горіння у КЗ дизеля.

І у дизелях, і у двигунах з іскровим запалюванням вода як домішка може використовуватися для утворення водобензинових емульсій (ВБЕ) [10].

При додаванні води до бензину її вміст у ВБЕ звичайно не перевищує 15 %, хоча стабільні такі емульсії можуть вміщувати й до 40 % води.

Результати випробувань двигуна з іскровим запалюванням при роботі на бензині й ВБЕ подано на рис. 7.33; паливо №1 містить 5 % води, а паливо №2 – 10 % від загальної кількості бензину АІ-93.

Бачимо, що робота на бензині та ВБЕ у 1,5...2,5 рази зменшує викиди СО. Дещо знижуються, особливо на часткових навантаженнях, викиди C_nH_m та NO_x. На режимі максимальної потужності викид СО зменшується вдвічі, а NO_x – у 1,5 рази. Такі ж кількісні оцінки токсичності виявлено і в іншому двигуні (бензиновому), але при додаванні 25 % води до бензину.

В.О. Звонов [9] робить висновок, що суттєвого зниження викиду NO_x можна домогтися при додаванні значних кількостей води, відповідно із кількостями палива. Мова йшла про застосування ВБЕ.

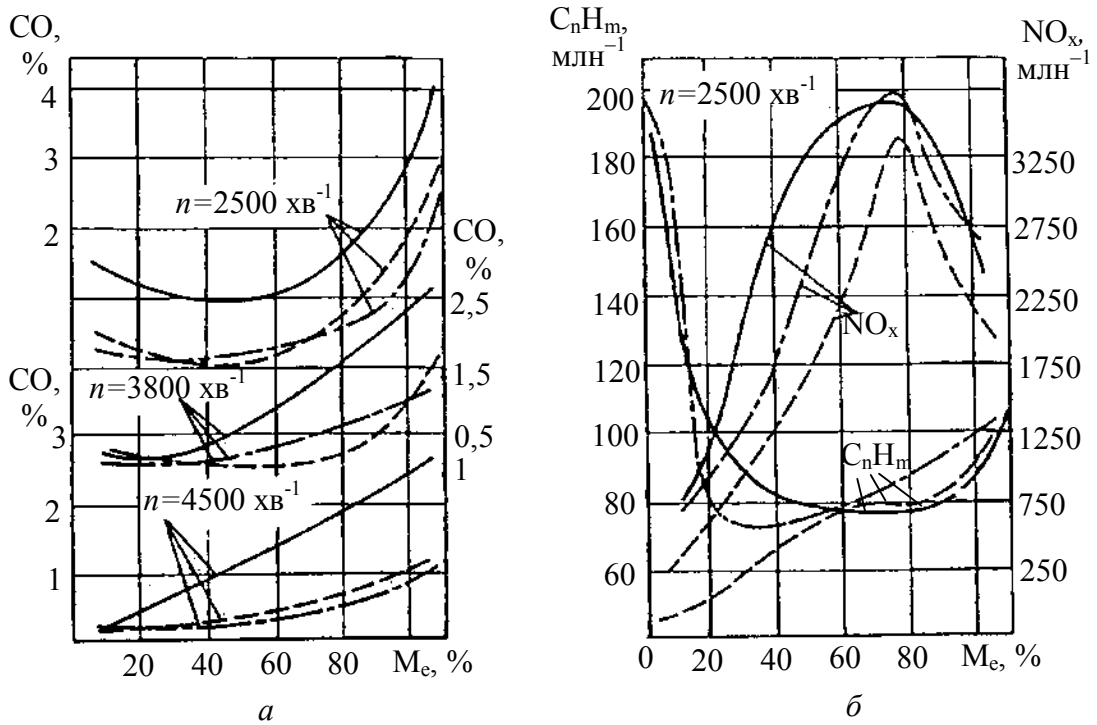


Рисунок 7.33 – Вплив домішування води до палива на токсичність двигуна з іскровим запалюванням [9]:

а – монооксид вуглецю; *б* – NO_x та C_nH_m; суцільні криві – бензин; штрихові – паливо №1; штрихпунктирні – паливо №2

7.1.6.2. Спеціальні присадки до моторних палив. Те, що екологічні вимоги до викидів ДВЗ стають все жорсткішими, примусило розробників двигунів та силових засобів з ними більш серйозну увагу звернути на екологічні присадки до моторних палив. Вони сподіваються, що інтенсифікація процесу згоряння, наприклад, удосконалення дизельного палива за допомогою додавання різних присадок до нього, може помітно поліпшити екологічні характеристики двигунів без їхньої суттєвої модернізації й багатопараметрового регулювання.

Застосовують дві групи присадок: інтенсифікуючі горіння та антидимні.

Використання інтенсифікуючих присадок підвищує метанове число дизельного палива, що дозволяє поліпшити ефективність його згоряння і знизити викиди CO, C_nH_m (продуктів неповного згоряння) та викид білого диму при пуску та прогріванні холодного дизеля. До них відносяться метилацетан, ацетонпероксид, етилнітрат та ін. Такі присадки доцільно додавати до дизпалив з низьким октановим числом [7], оскільки треба враховувати значну вартість подібних присадок та зниження ефективності їх при збільшенні цетанового числа палива. У Росії та Україні використовуються як присадки до дизельних палив так звані промотори спалахування цих палив, наприклад, присадку “Paradine-668”, допущену з 1997 року.

На практиці поширені антидимні присадки**,** які підвищують повноту згоряння та зменшують вміст у ВГ дизелів сажових часток і чорного диму. Для цього у присадках використовують барій, марганець, калій, тетраетилсвинець (поступово виводиться з експлуатації як токсична речовина).

Використання антидимних присадок не змінює показників щодо потужності чи паливної економічності дизеля, мало або зовсім не впливає на зноси ЦПГ чи паливної апаратури. Як правило, до палива додають не більше 1 % присадки; при цьому вміст сажі падає на 70...90 %, а на 60...80 % зменшується викид до атмосфери канцерогенних речовин.

Проведено дослідження впливу різних металів на сажоутворення з ВГ. Основні результати випробувань:

- не помічено впливу іонів різних металів на утворення NO_x, що засвідчує безперспективність спроб створення багатофункціональних присадок, які знижують вміст NO_x;
- виявлено вплив деяких металів (їхніх іонів) на концентрацію CO

у ВГ, але характеристика токсичності за СО має значний розкид;

- найбільш активно впливають на процеси сажоутворення іони Ba, Ca, Ni, Co, які забезпечують зниження сажоутворення у три й більше разів.

Отримані оцінки дозволили вважати доцільним вибір барію як основи найбільш поширених типів антидимних присадок. Так, присадка "Любризол-565" (Бельгія) містить 20...25 % барію; при введенні її у кількості 0,5 % до палива димність ВГ дизелів, наприклад, знижується на 30 % і більше; вона введена з 1993 року. Антидимна присадка ЕФАП-Б допущена з 1997 року. Такі присадки, крім іншого, знижують у 2...3 рази викид канцерогенного бенз-а-пірену [87].

Запровадження екологічних заходів, у тому числі використання каталітичних нейтралізаторів ВГ і сажових фільтрів, стало причиною створення присадок нового типу – антисажових. Їх призначення – запобігання захаращенню каталізаторів, фільтрів сажею за рахунок зниження її емісії з ВГ. Це досягається тим, що у складі присадки містяться сполуки міді, заліза та інших металів, які знижують температуру вигоряння сажі до температури ВГ. Перші промислові зразки антисажових присадок за кордоном з'явилися декілька років тому. У Росії, в Україні такі роботи поки що – на дослідній стадії.

Після комплексної перевірки цілого ряду антидимних присадок шляхом випробувань на швидкохідному дизелі засвідчено, що можна рекомендувати для всіх типів швидкообертових дизелів присадку ІХП-706, як ефективну для зменшення викидів сажі з ВГ дизелів і як таку, що практично не має побічних негативних властивостей [87].

7.1.7. Приклад комплексного вирішення проблеми екологізації робочого процесу двигуна

Вище розглядалися конкретні заходи щодо екологізації робочого процесу ДВЗ. Однак найбільший ефект можна отримати при комплексному використанні основних з них.

Наприклад, у ГСКБД (м. Харків) саме так виконували розробку, націлену на суттєву екологізацію робочого процесу тракторного дизеля типу СМД-31 під науковим керівництвом та при безпосередній участі І.В. Парсаданова [15].

При виборі напрямків екологічної модернізації мали на меті, по-перше, значно поліпшити комплекс показників як паливної економічності, так і токсичності викидів з ВГ. По-друге, експлуатаційні рівні токсичності двигуна повинні були відповідати європейським нормам без погіршення паливної економічності.

Головна увага була приділена вдосконаленню цих показників технічного рівня для дизелів вантажних автомобілів, зернозбиральних комбайнів та сільськогосподарських тракторів вітчизняного виробництва на близьку перспективу.

У першу чергу розглядалися заходи щодо поліпшення повітропостачання**:**

- вибір системи наддуву і ТК, що забезпечуватимуть найвищий можливий рівень ККД дизеля у широкому діапазоні експлуатаційних навантажувальних та швидкісних режимів його роботи;
- підвищення коефіцієнта наповнення на низьких частотах обертання колінчастого вала двигуна за рахунок уточнення фази закриття впускного клапана;
- забезпечення заданих аеродинамічних параметрів повітряного заряду у КЗ при використанні впускних гвинтових каналів головок циліндрів.

Дизелі СМД-31 мають напівімпульсну систему ГТН, у якій для трансформації імпульсів у колекторах малого об’єму в додаткову енергію газового потоку був застосований перетворювач імпульсів.

Для модернізованого дизеля розроблена більш ефективна система ГТН імпульсного типу, що дозволило скоротити насосні втрати, підвищити ефективність наддуву при зниженні частоти обертання колінчастого вала, скоротити тривалість перехідних процесів дизеля.

Як агрегат наддуву обрано турбокомпресор К-273070G чеського виробництва за ліцензією фірми ККК. Цей ТК має розділений вхід газів до турбіни й досить високий $\eta_{тк}$ = 0,50...0,54 у широкому діапазоні режимів роботи дизеля.

У табл. 7.2 наведено результати вибору характеристик дизеля з ТК при його роботі на різних швидкісних та навантажувальних режимах. Було обрано для автотракторних модифікацій двигуна СМД-31 турбокомпресор К-273070G 19-21, що має площину ділянки розгону без лопаткового на-

прямного апарата турбіни 19 см^2. При цьому, у порівнянні з ТКР 8,5 ТВ-01 виробництва ОАО “ДЗТ”, при практично незмінних показниках дизеля на номіналі на 3 г/(кВт×год) знизилася питома ефективна витрата палива на режимі максимального крутного моменту $M_{e_{max}}$ та зменшилася на 16...24 % димність ВГ на мінімальному робочому швидкісному режимі n = 1000 хв$^{-1}$, що треба визнати суттєвим.

У табл. 7.2 містяться дані щодо ТК К-27 трьох видів: з корпусів турбіни з різними площинами прохідного перерізу турбіни $F_т$ = 17; 19; 21 см^2.

Таблиця 7.2 – Результати досліджень дизеля СМД-31 з турбокомпресорами ТКР 8,5 ТВ-01 та К-273070G

Варіант ТКР	п, хв$^{-1}$	N_e, кВт	g_e, г/(кВт×год)	$\frac{p_к / p_т}{t_т, °C}$	$G_{повітря}$, кг/год	Димність N
ТКР 8,5 ТВ-01	2000	175	219	0,921/575	1110	15
	2000	200	218	0,921/620	1195	18,5
	1500	150	210,5	1,029/585	690	25
	1500	175	211	1,063/650	765	43
	1000	75	234,5	1,040/600	350	58
	1000	100	256	1,073/695	405	92
К-27 3070G 21-21	2000	175	218	0,951/585	1085	13
	2000	200	217	0,938/630	1190	16
	1500	150	210	1,078/595	690	24
	1500	175	209,5	1,128/655	770	42
	1000	75	230	1,083/585	360	52
	1000	100	249,5	1,122/680	420	89
К-27 3070G 19-21	2000	175	219	0,929/595	1115	15
	2000	200	218,5	0,930/650	1210	19
	1500	150	208	1,078/585	735	20
	1500	175	208	1,078/645	810	39
	1000	75	228,5	1,047/565	375	42
	1000	100	235,5	1,093/645	440	68
К-27 3070G 17-21	2000	175	221,5	0,910/600	1130	17
	2000	200	221,5	0,899/660	1230	22
	1500	150	205,5	1,069/575	770	18
	1500	175	206	1,100/640	840	31
	1000	75	221,5	1,068/545	395	30
	1000	100	223	1,111/620	465	50

При вибраній системі наддуву додаткового збільшення витрати повітря через дизель на низьких частотах n можна досягти зміною фази закрит-

тя впускного клапана. При модернізації запропоновано новий розподільний вал, що забезпечує більш раннє закриття впускного клапана, ніж на серійному двигуні, й підвищує наповнення циліндра за рахунок зменшення виштовхування повітряного заряду при русі поршня до ВМТ (рис. 7.34).

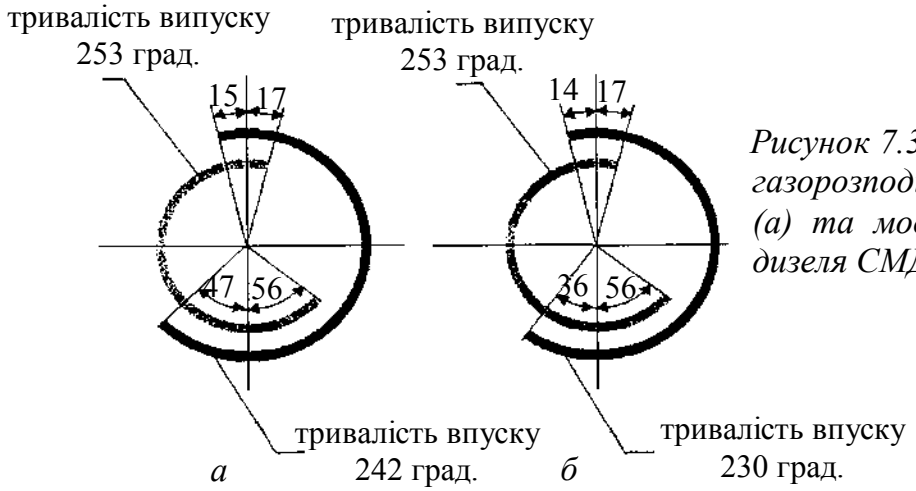


Рисунок 7.34 – Діаграми фаз газорозподільного серійного (а) та модернізованого (б) дизеля СМД-31

З рис. 7.35 бачимо, що на номіналі це не позначилося; переваги помітні при п < 1400 хв$^{-1}$, коли димність N зменшується у модернізованого варіанта на 10 %, коефіцієнт наповнення зростає на 0,011, а витрата палива зменшується на 4 г/(кВт×год).

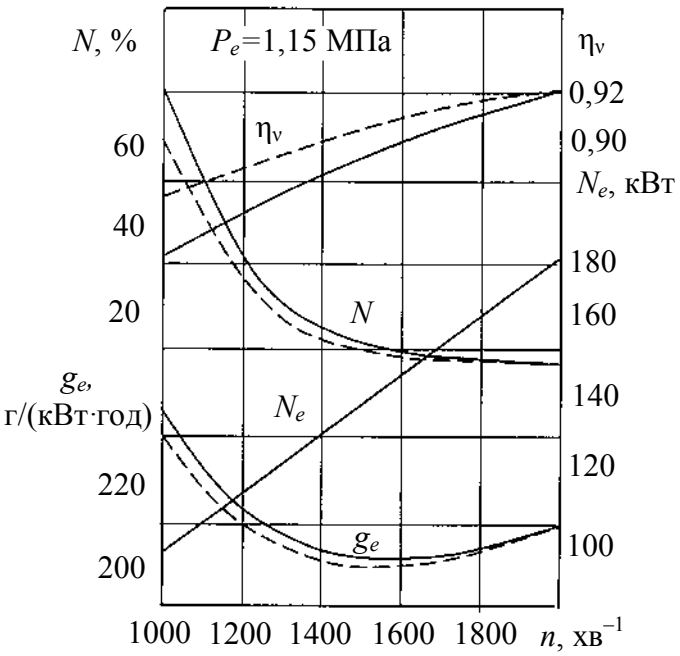


Рисунок 7.35 – Вплив фази закриття впускного клапана на показники дизеля СМД-31 (за швидкісною характеристикою:

—— – *серійний розподільчий вал;*

– – – – *розподільний вал модернізованого дизеля*

Зазначені вище заходи щодо поліпшення повітропостачання дозволили знизити токсичність ВГ (NO_x, N), витрати пального, особливо на мінімальній робочій частоті обертання колінчастого вала (рис. 7.36–7.38).

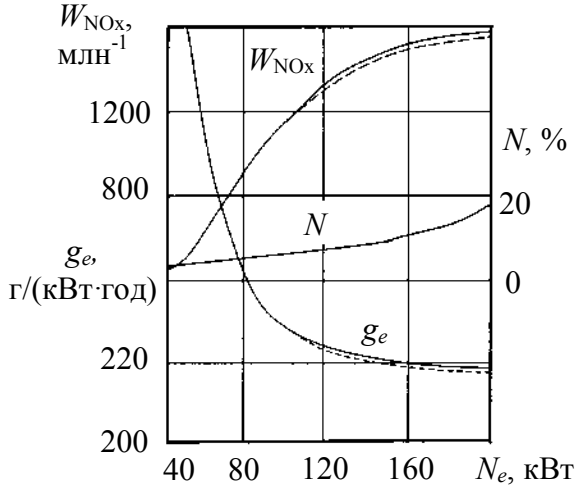


Рисунок 7.36 – Навантажувальні характеристики дизеля СМД-31 при n = 2000 хв$^{-1}$:
——— – вихідний варіант;
- - - - – з заходами з поліпшення наповнення циліндрів свіжим зарядом

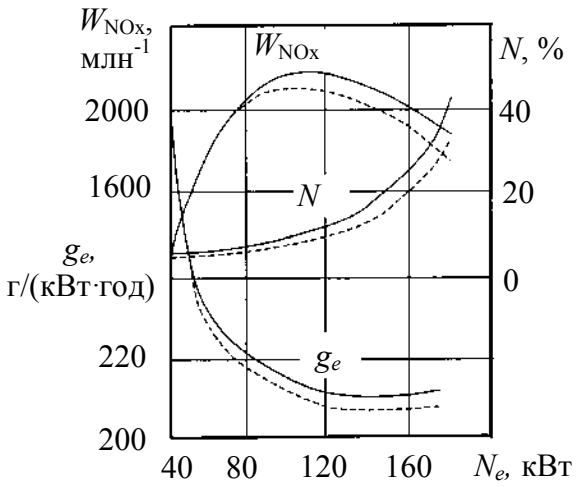


Рисунок 7.37 – Навантажувальні характеристики дизеля СМД-31 при n = 1500 хв$^{-1}$:
позначення див. на рис. 7.36

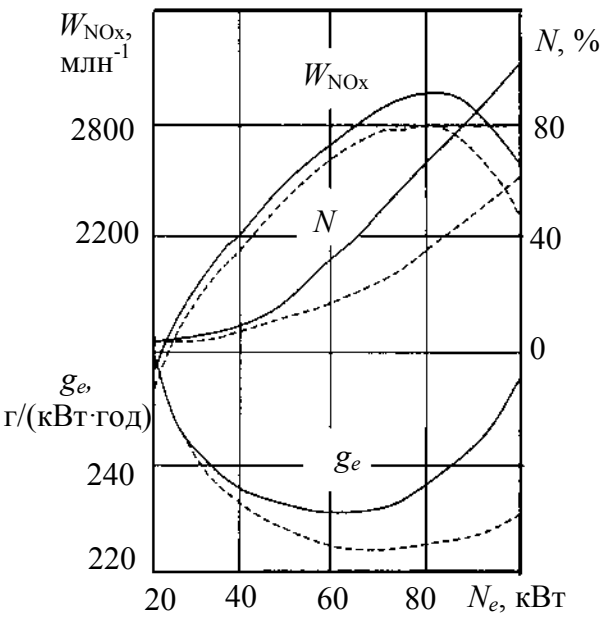


Рисунок 7.38 – Навантажувальні характеристики дизеля СМД-31 при n = 1000 хв$^{-1}$: позначення див. на рис. 7.36

Формування структури повітряного заряду у КЗ пов'язане із забезпеченням ряду умов:

- вибору розміру та структури вихрового руху заряду, що створюється впускними гвинтовими каналами з урахуванням витискування заряду з надпоршневого простору;
- зосередження максимальної частини повітряного заряду у зоні руйнування паливних струменів;
- профілювання форми КЗ з урахуванням паливних струменів та вихрового руху.

Максимальне використання повітря при сумішоутворенні й згорянні у дизелі з безпосереднім вприскуванням палива до циліндра й організованому (тангенціальному) русі повітряного заряду у КЗ досягається, коли за час тривалості паливоподачі заряд зміститься на кут між двома сусідніми струменями. Тоді кутова швидкість повітряного заряду у КЗ в кінці такту стиску:

$$\omega_{кз} = (360/\varphi_{впр})\times(\omega / i_{р.о}), \qquad (7.3)$$

де $\varphi_{впр}$ – тривалість вприскування палива; $\omega = (\pi \times п)/30$ – кутова швидкість обертання колінчастого вала дизеля; $i_{р.о}$ – кількість розпилювальних (соплових) отворів у розпилювачі форсунки дизеля.

Для приблизної кількісної оцінки максимальної швидкості руху повітряного заряду у КЗ відкритого типу використовують таке рівняння [15]:

$$\omega_{кз} = \omega_{пз}\left(\frac{D}{d_{кз}}\right)^2 \times \left(\frac{d_{кз}}{D}\right)^{(0,047\times\Gamma)^{0,83}} \times \frac{0,77\times D^{0,55}}{(1+\gamma_{зал})}, \qquad (7.4)$$

де $\omega_{пз}$ – кутова швидкість обертання повітряного заряду у циліндрі в кінці такту впуску; D – діаметр циліндра; $d_{кз}$ – діаметр КЗ; $\gamma_{зал}$ – коефіцієнт остаточних газів; Г – циркуляція вектора швидкості повітряного заряду.

Циркуляцію Г можна визначити за результатами продувки впускних каналів [15], якщо відоме вихрове відношення (швидкості обертання повітря до швидкості обертання колінчастого вала):

$$\Gamma = 0,642\times10\cdot\omega \times D^2\cdot\Omega, \qquad (7.5)$$

де Ω – вихрове відношення.

Беручи до уваги, що $\Gamma \approx 0,5\cdot\pi \times D^2\cdot\omega_{пз}$, знаходимо швидкість обертання заряду у циліндрі в кінці такту впуску:

$$\omega_{пз} = 2\Gamma/(\pi d^2). \qquad (7.6)$$

Варіюючи діаметром КЗ при збереженні рівних кутових швидкостей повітряного заряду у рівняннях (7.3), (7.4), уточнюють його значення для обраних конструктивних елементів та параметрів дизеля ($i_{ро}$, $\varphi_{впр}$, $\omega_{пз}$, Ω).

Якісну оцінку правильності вибору конструктивних елементів і параметрів дизеля, що забезпечуватимуть максимальне використання повітряного заряду у КЗ, можна провести за допомогою наведеного вихрового відношення:

$$\delta = \omega_{кз}/\omega_{пз}\times(d_{кз}/ D)^2 \approx 1. \qquad (7.7)$$

Таким чином, для раціонально підібраного сполучення діаметра КЗ, вихрового відношення, кількості розпилювальних отворів розпилювача, тривалості вприскування на номінальному режимі роботи дизеля повинно забезпечуватися приведене вихрове відношення, максимально наближене до одиниці.

За викладеною вище методикою були визначені діаметри КЗ для двох тривалостей вприскування $\varphi_{впр}$ = 24 град. П.К.В. та $\varphi_{впр}$ = 22 град. П.К.В. (до та після інтенсифікації вприскування палива). Вихрове відношення у розрахунках дорівнювало 3,5 (табл. 7.3).

Таблиця 7.3 – Пошук оптимального $d_{кз}$

Вихідні дані			Результати розрахунку	
Тривалість вприскування палива $\varphi_{впр}$, град. П.К.В.	Кількість соплових отворів у розпилювачі $i_{р.о}$	Вихрове відношення Ω	Оптимальний діаметр КЗ $d_{кз}$, мм	Значення δ
24	4	3,5	67,75	1,089
22	4	3,5	64,19	1,067

З табл. 7.3 отримуємо, що для серійних дизелів СМД-31 $d_{кз}$ = 67,75 мм, що відповідає d = 67 мм, з яким виготовляються КЗ у поршнях серійного типорозміру.

Бачимо, що при скороченні тривалості вприскування палива на 2 град. П.К.В. для досягнення максимального використання повітряного заряду при сумішоутворенні та згорянні треба зменшити діаметр КЗ у поршні з 67 до 64 мм, тобто на 3 мм.

Далі для дизеля СМД-31 було розглянуто шляхи інтенсифікації вприскування палива. Під інтенсифікацією розумілися збільшення тиску та скорочення тривалості вприскування палива. Це у значній мірі впливає на сумішоутворення і згоряння та, відповідно, – на паливну економічність та екологічні характеристики дизеля. Природно, що при розробці відповідних заходів враховували їхній вплив на надійність дизеля, ПНВТ та умови обслуговування.

Було проведено дослідження ПНВТ, у тому числі з підвищеною середньою швидкістю плунжера, що дозволило збільшувати максимальний тиск палива при вприскуванні $p_{впр.max}$ та тривалість вприскування

(табл. 7.4). Тут $d_{пл}$ – діаметр плунжера, $S_{пл}$ – хід плунжера, $п_{кул.в}$ – частота обертання кулачкового вала ПНВТ, $q_{цикл}$ – циклова подача палива.

Таблиця 7.4 – Результати дослідження ПНВТ

Позначення ПНВТ, фірма, країна - виготовник	$d_{пл}$, мм	$S_{пл}$, мм	$п_{кул.в}$, $хв^{-1}$	$q_{цикл}$, $мм^3$/цикл	$p_{впр.max}$, МПа	$\varphi_{впр}$, град. П.К.В.
581.1111004, ВАТ “ЧПА” (Україна)	10	10	1000 800	160 180	53,0 45,0	12,5 12,0
635.111004, ВАТ “ЧПА” (Україна)	12	15	1000 800	160 180	77,0 70,0	12,0 10,0
PV-6, “Мотор пал” (Чехія)	12	12	1000 800	160 180	72,7 80,0	10,7 11,2
PES6P120, “Бош” (Німеччина)	11	12	1000 800	160 180	70,5 60,0	10,0 9,5
PFW6-02, “WAW-PZL” (Польща)	11	12	1000 800	160 180	72,5 61,8	11,0 10,0

Порівняно з ПНВТ розподільного типу (581 модель) досліджені рядні насоси дозволяють інтенсифікувати вприскування як за $p_{впр.max}$, так і за $\varphi_{впр}$, відповідно, на 37...45 % й 33...78 %, тобто суттєво.

Результати такої інтенсифікації при зміні й кута випередження вприскування показані на рисунках 7.39, 7.40. Бачимо, що інтенсифікація паливоподачі за рахунок застосування ПНВТ, які забезпечують збільшення тиску й скорочення тривалості вприскування палива, є фактором, що суттєво впливає на токсичність ВГ.

Наприклад, якщо для дизеля СМД-31 з насосом PFW6-02 встановити кут випередження спалахування палива 16 град. П.К.В. до ВМТ (на відміну від серійного дизеля, де цей кут дорівнює 20...21 град. П.К.В.), то порівняно з серійним двигуном:

- на режимі номінальної потужності при незмінній питомій витраті палива викид NO_x знизиться на 300 $млн^{-1}$, а димність ВГ зменшиться на 3 %;
- на режимі максимального крутного моменту викид NO_x знизиться на 400 $млн^{-1}$, а димність – на 10 % при одночасному зменшенні питомої витрати палива на 9 г/(кВт×год).

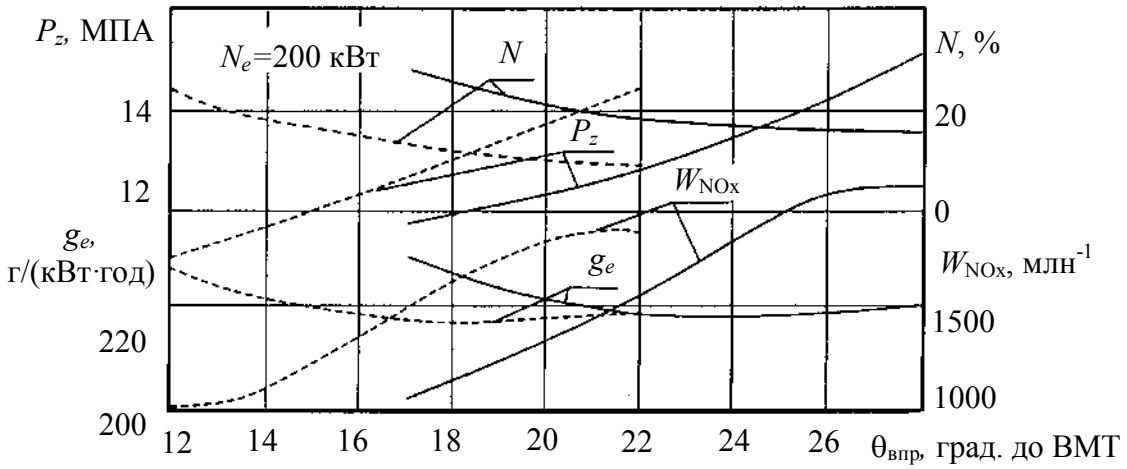


Рисунок 7.39 – Регулювальні характеристики щодо кута випередження вприскування палива дизеля СМД-31 при n = 2000 хв$^{-1}$ *:*

——— – паливний насос розподільний 581.1111004;

– – – – – паливний насос рядний PFW6-02

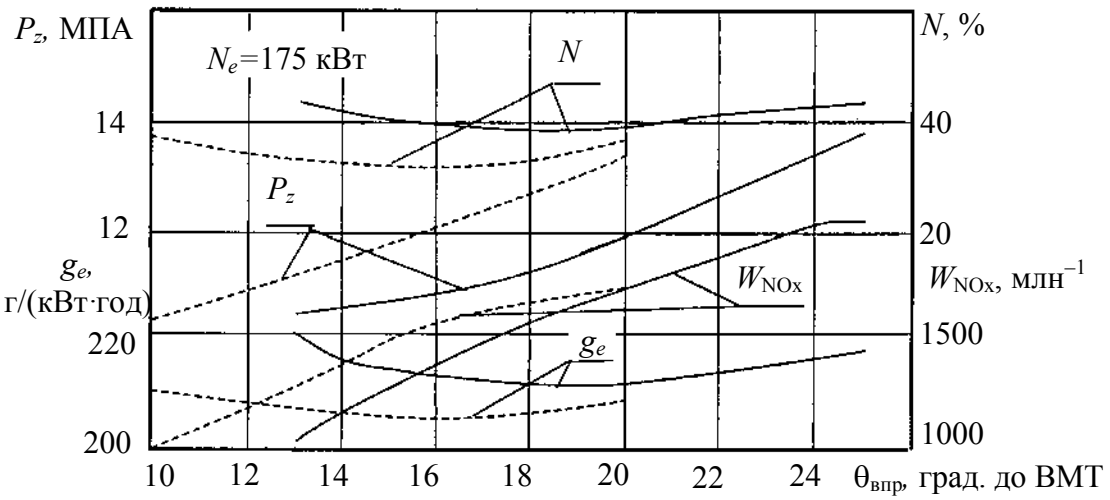


Рисунок 7.40 – Регулювальні характеристики, аналогічні рис. 7.39, при n = 1500 хв$^{-1}$

Інтенсифікувати вприскування палива можна також підбиранням ефективного прохідного перерізу отворів розпилювача форсунки за рахунок зміни їхнього діаметра.

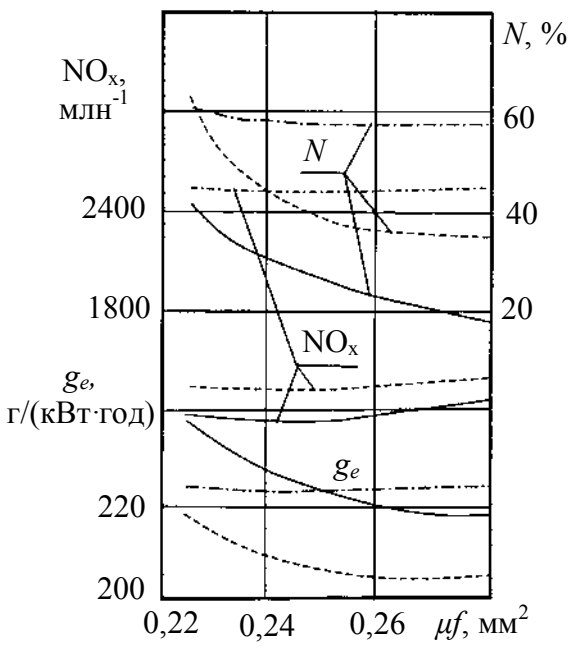


Рисунок 7.41 – Вплив ефективного прохідного перерізу розпилювача на показники дизеля СМД-31:

——— - n = 2000 хв$^{-1}$; N_e = 200 кВт;
– – – – – - n = 1500 хв$^{-1}$; N_e=175 кВт;
–·–·–·– n=1000 хв$^{-1}$; N_e = 100 кВт

На рис. 7.41 наведені результати випробувань дизеля з комплектами форсунок, де забезпечено зміну прохідного перерізу $\mu f_{р.о}$ розпилювача у межах 0,225...0,28 м^2 завдяки зміні діаметрів розпилюючи отворів у діапазоні $d_{р.о}$ = 0,30...0,36 мм.

Бачимо, що рівень димності суттєво залежить від μf , зменшуючись більш, ніж удвічі при зміні $d_{р.о}$ від 0,23 мм до 0,28 мм. Приблизно таким чином змінюється (поліпшується) питома ефективна витрата палива. Тому було рекомендовано використовувати розпилювачі з μf = 0,27...0,29 мм^2.

Подальше скорочення тривалості вприскування було забезпечено зміною регулювання тиску палива на початку піднімання голки $p_{ф.о}$.

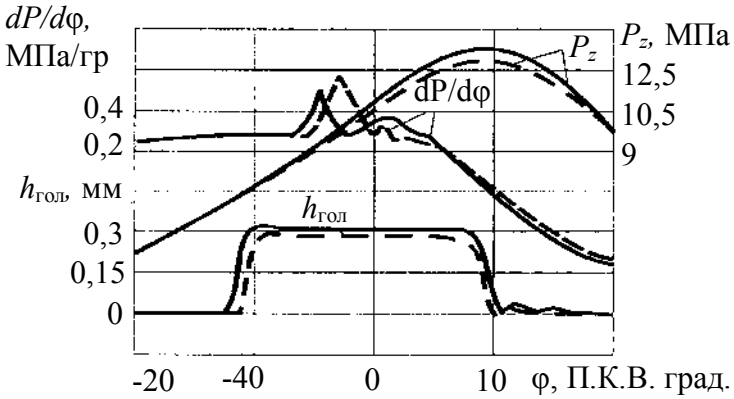


Рисунок 7.42 – Осцилограми підйому $h_{гол}$ голки форсунки, тиску газів у циліндрі p_z, швидкості зростання тиску у циліндрі дизеля 6ЧН12/14 (СМД-31):

——— – $p_{ф.о}$ = 17,5 МПа;
– – – – – – $p_{ф.о}$ = 25,0 МПа

Це засвідчили осцилограми, зняті при $p_{ф.о}$ = 17,25 та 25,0 МПа (рис.7.42). Із збільшенням цього тиску тривалість вприскування скоротилася на 25 град. П.К.В. (12 %), що суттєво. При $p_{ф.о}$ = 2,15 МПа зареєстровано пізніший початок спалахування палива. Завдяки інтенсифікації згоряння та скороченню тривалості вприскування внаслідок більш різкої посадки голки зменшується частина палива, що подається зі швидкостями,

які знижуються у період завершення паливоподачі. Це дає можливість зменшити кут випередження вприскування палива, що дозволяє, у свою чергу, впливати діяння на викид NO_x з ВГ дизелями.

Оптимізація форми КЗ супроводжувалася подоланням деяких труднощів.

У рядних дизелях СМД форсунка зміщена від вертикальної осі КЗ на відстань, що становить значну частку радіуса камери. Таке взаємне розташування КЗ та форсунки обмежує можливість подальшого зниження витрати палива і токсичності ВГ, оскільки паливні струмені різної довжини (від носка розпилювача до бічної поверхні камери) не забезпечують рівні й оптимальні умови для сумішоутворення і згоряння. Тому на стінках КЗ під час вприскування зосереджується значна маса палива, яка подається паливними струменями меншої довжини. Це погіршує умови сумішоутворення та згоряння. Потреба вирівняти довжини паливних струменів наближенням останніх до вертикальної осі циліндра може знизити міцність міжклапанної перемички і головки циліндрів у цілому.

Для поліпшення сумішоутворення у місцях локального зосередження палива у пристінних зонах раціонально використати локальну турбулізацію повітряного заряду. Збільшується повнота горіння за рахунок прискорення киснепідведення до палива. У дизелях з помітним зміщенням форсунки відносно центра КЗ застосовані генератори додаткової турбулентності (рис. 7.43 а,б). Тут показано КЗ у поршні з турбулізуючими виїмками для дизеля СМД-31. На рисунку позначено: L – зміщення осі форсунки від вертикальної осі циліндра; $L_д$ та $L_к$ – довжини (довга та коротка) струменів палива від носика розпилювача до стінки КЗ; R – радіус КЗ; r – радіус бічної стінки КЗ.

Компенсація зниження тангенціальної швидкості заряду у зв’язку з введенням турбулізаторів забезпечується зменшенням до 62 мм діаметра циліндричної КЗ (у вище наведеному розрахунку цей діаметр дорівнює 64 мм), а також під клапанними виточками, які виконано з фаскою під кутом 30° (рис. 7.43, б).

За рахунок зменшення об’єму КЗ було збільшено ступінь стиску дизеля ε з 15,5 до 16. При цьому враховували, що зменшення кута випередження вприскування палива не дозволить зрости максимальному тиску згоряння p_z.

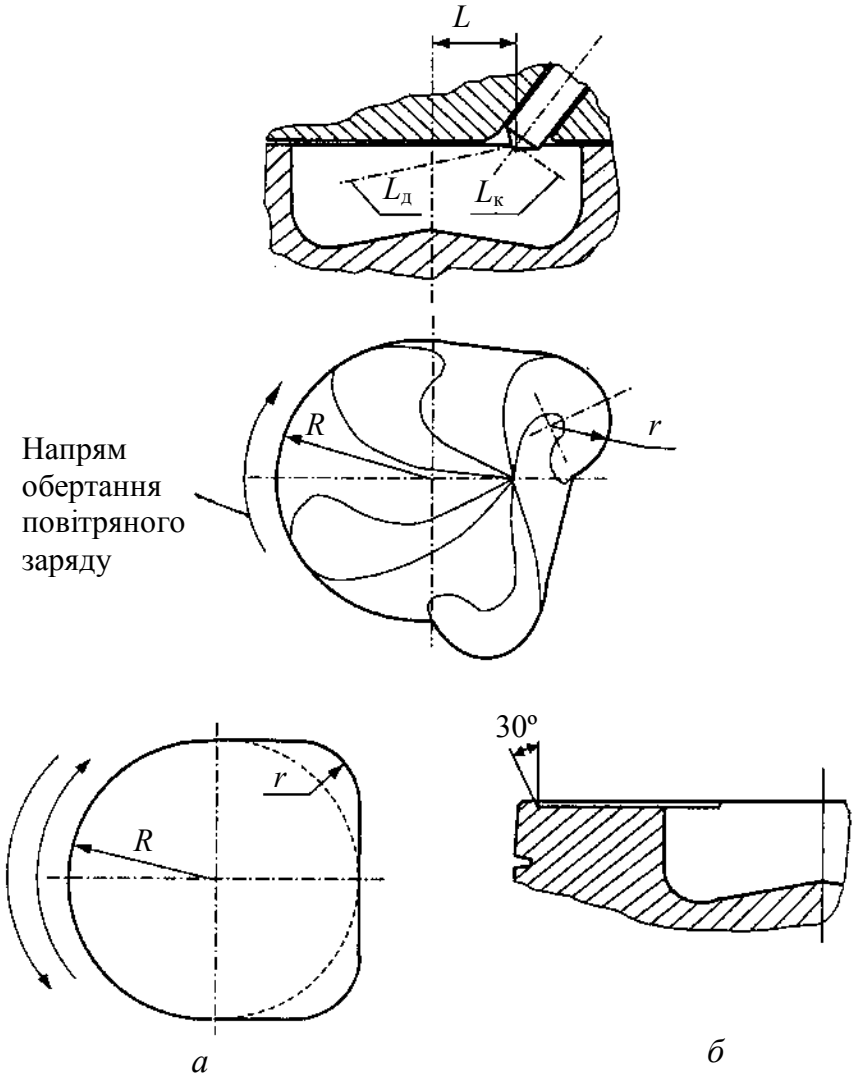


Рисунок 7.43 – Особливості конструкції КЗ дизеля СМД-31 з генераторами турбулентності:

а – камера згоряння з протилежним напрямком руху повітряного заряду у різних циліндрах (вид зверху);

б – виточка під клапан на днищі поршня

Результати випробувань дизеля СМД-31 з КЗ, у якій виконано генератори турбулентності у вигляді виїмок у бічній стінці камери в зонах контакту паливних струменів, що мають найменшу довжину порівняно з серійною КЗ, наведено в табл. 7.5.

Ці випробування свідчать, що при незмінному куті випередження вприскування палива застосування розробленої для дизеля СМД-31 КЗ позитивно впливає на паливну економічність, димність та токсичність ВГ на всіх швидкісних режимах. Так, питома ефективна витрата палива поліп-

шилася на 2...4,5 г/(кВт×год); більші значення стосуються режиму при п =1000 хв$^{-1}$. Димність знижується на 2...4 %. Викиди NO_x зменшилися на номіналі й режимі максимального крутного моменту.

Таблиця 7.5 – Результати досліджень дизеля СМД-31 з різними КЗ

Варіант камери згоряння	п, хв$^{-1}$	N_e, кВт	g_e, г/(кВт×год)	W_{NO_x}, млн$^{-1}$	N, %
Серійна камера згоряння	2000	175	218	1080	12
	2000	200	218	1090	14
	1500	150	204,5	1270	17
	1500	175	204	1370	30
	1000	75	218,5	2410	34
	1000	100	222,5	2710	49
Камера згоряння з генераторами турбулентності	2000	175	216	950	8
	2000	200	216	1050	11
	1500	150	202	1250	15
	1500	175	202	1100	28
	1000	75	214,5	2490	30
	1000	100	219	2870	45

Комплексну оцінку паливно-екологіної ефективності всіх запропонованих та використаних при модернізації дизеля СМД-31 заходів екологізації його робочого процесу ілюструють рисунки 7.44–7.49. Тут подано у тривимірних координатах зміни залежностей витрати палива, викидів NO_x, C_nH_m, CO, ТЧ та димності ВГ модернізованого дизеля СМД-31 у порівнянні з серійним дизелем цього типу.

Зниження погодинної витрати палива дизеля виявилося у всьому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів. Так, при п = 1000 хв$^{-1}$ та N_e = 100 кВт витрата палива $G_п$ стала меншою на 12 % (див. рис. 7.44).

З рисунка 7.45 бачимо, що й димність ВГ зменшується у всьому діапазоні режимів. Найнижче значення N має місце при зменшенні частоти п на режимах $N_{e_{max}}$ та близьких до них. На режимі N_{max} димність знизилася на 5...7 %. На режимі $M_{e_{max}}$ димність ВГ становить 15 % за шкалою “Хартридж” і перестає обмежувати збільшення M_e, тобто запас крутного моменту. На режимі п = 1000 хв$^{-1}$, N_e = 100 кВт димність знизилася найпомітніше– з 92 % до 45 %, тобто вдвічі.

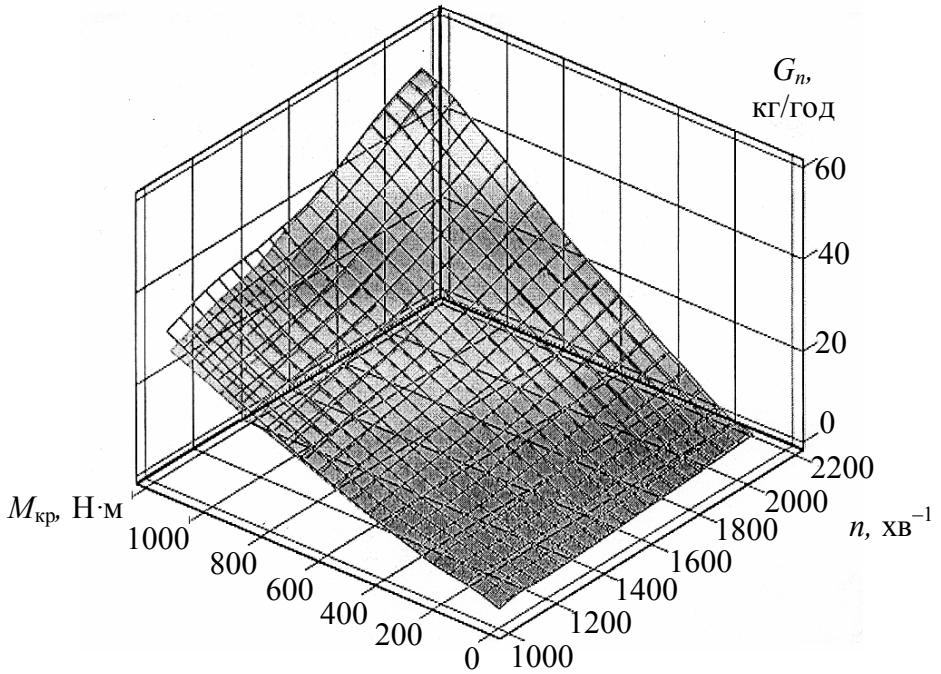


Рисунок 7.44 – Зміни часової втрати палива у діапазоні режимів роботи дизеля СМД-31: прозора сітка – вихідний варіант; тонова– модернізований варіант

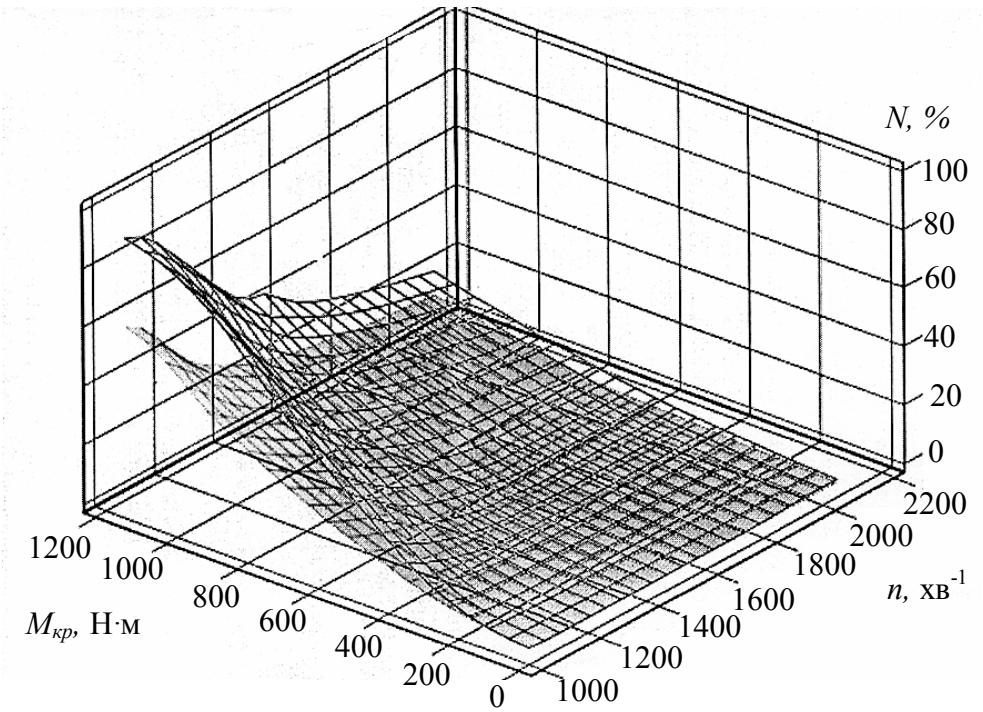


Рисунок 7.45 – Зміни димності у діапазоні робочих режимів роботи дизеля СМД-31: позначення див. на рис. 7.44

Суттєвий вплив розроблені та запроваджені заходи справили на викид NO_x (рис. 7.46). На характерних режимах, де викид NO_x найбільш значущий (режими максимальної потужності й максимального крутного моменту з підвищеними температурами у зонах горіння), об'ємна концентрація NO_x у ВГ W_{NO_x} зменшилася на 500...700 млн$^{-1}$, тобто на 30...40 %, що суттєво для дизелів без нейтралізаторів ВГ. Зменшилася концентрація NO_x й на долевих режимах. Виняток – режим $N_{e_{max}}$ при п = 1000...1200 хв$^{-1}$, на яких зростає викид NO_x внаслідок збільшення повноти згоряння палива та підвищення реакційної температури.

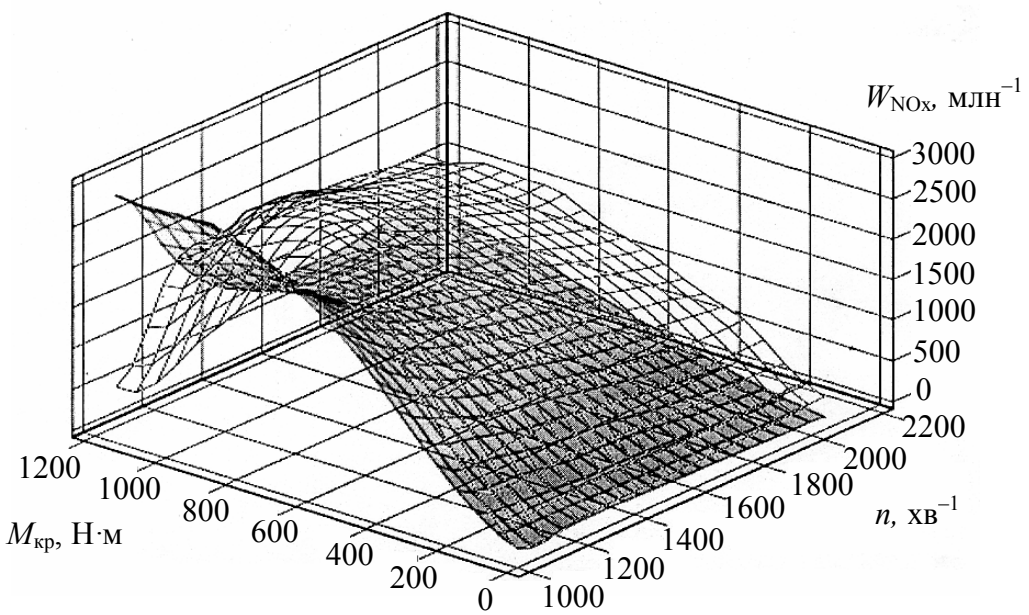


Рисунок 7.46 – Зміни викидів NO_x у діапазоні режимів роботи дизеля СМД-31: позначення див. на рис. 7.44

Розроблені заходи (рис. 7.48) дозволили поліпшити екологічні характеристики дизеля і за СО та C_nH_m, особливо на режимах малих навантажень та холостого ходу.

При модернізації дизеля масовий викид ТЧ знизився у всьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів (рис. 7.49). На режимах $N_{e_{max}}$ та $M_{e_{max}}$ цей викид зменшився на 30...40 %, а при максимальних на-

вантаженнях при п = 1000...1200 хв$^{-1}$ – до 70 %.

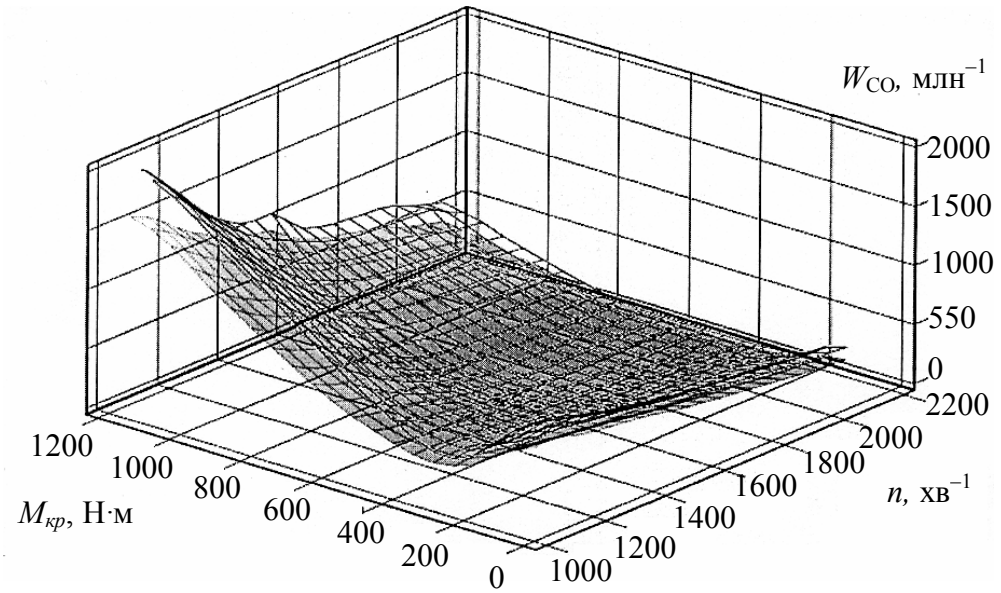


Рисунок 7.47 – Зміни викиду СО у діапазоні режимів роботи дизеля СМД-31: позначення див. на рис. 7.44

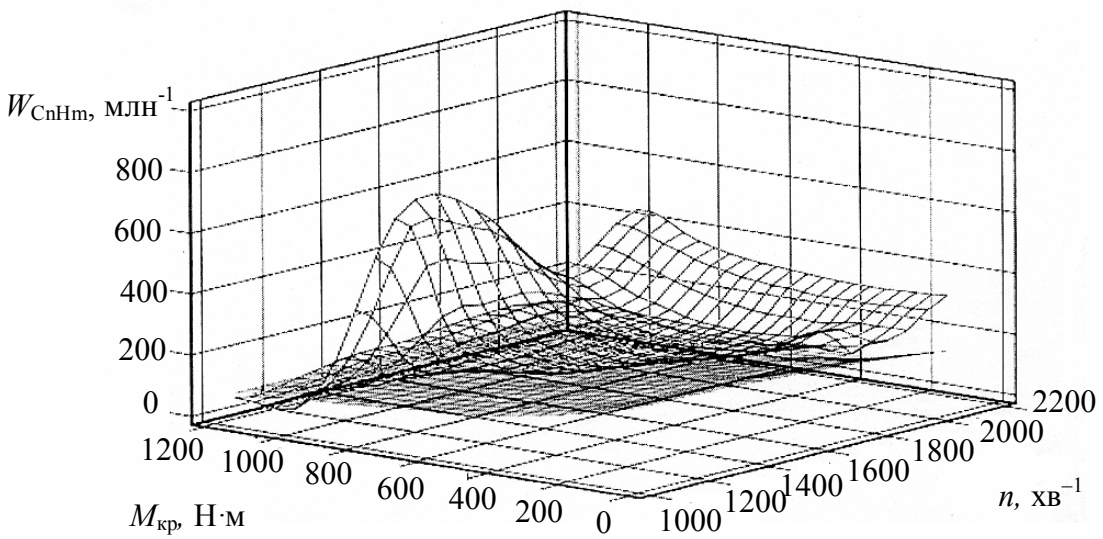


Рисунок 7.48 – Зміни викиду C_nH_m у діапазоні режимів роботи дизеля СМД-31: позначення див. на рис. 7.44

Виконана оцінка рівня токсичності та ТЧ модернізованих дизелів СМД-31 показала їх повну відповідність європейським стандартам, які розглянуто вище у главі 6. Питомі викиди визначені за методиками правил ЄЕК ООН №49.02А для автомобільної техніки та №96 для сільгосптехніки.

Результати такої оцінки наведено у табл. 7.6.

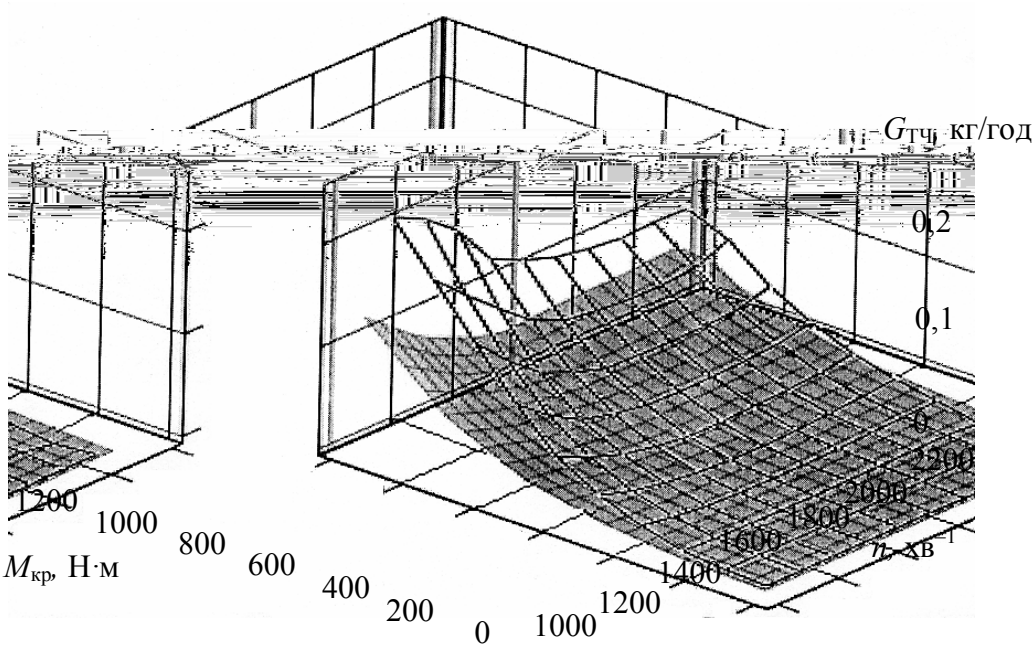


Рисунок 7.49 – Зміни викиду твердих часток (ТЧ) у діапазоні робочих режимів дизеля СМД-31: позначення див. на рис. 7.44

Таблиця 7.6 – Порівняльні оцінки комплексу токсидів з ВГ модернізованих дизелів типу СМД-31

Дизель; нормативний документ з токсичності	Питомі викиди шкідливих речовин з ВГ, г/(кВт×год)			
	g_{NO_x}	g_{CO}	$g_{C_nH_m}$	$g_{ТЧ}$
Правила ЄЕК ООН №96 для дизелів сільгосптехніки	9,2	5,0	1,3	0,54
СМД-31.16	9,12	3,11	0,43	0,27
СМД-31А	9,17	3,20	0,51	0,29
Правила ЄЕК ООН №49.02А для дизелів вантажних автомобілів	8,0	4,5	1,1	0,36
СМД-31.15	7,93	3,97	0,40	0,29

Студенти, вивчаючи матеріал розділу 7.1.7, мають зробити висновок про безумовну перевагу комплексного вирішення проблеми екологізації робочого процесу ДВЗ.

7.2. Екологізація ДВЗ за рахунок нейтралізації їх викидів з використанням комп'ютерних технологій керування

Другою (крім потреби суттєвого зниження витрат дефіцитного моторного палива) глобальною причиною, що зумовлює доцільність застосування комп'ютерних засобів керування ДВЗ, є гостра необхідність запобігти безперервній екологічній небезпеці, яку викликає постійне збільшення кількості енергетичних засобів з ДВЗ.

Як показано у попередньому розд. 7.1 цього підручника, досвід свідчить, що за рахунок оптимального керування робочим процесом ДВЗ, включаючи й перехідні процеси, можна кардинально знизити їхній рівень токсичності. Такий напрям екологізації називають внутрішньою нейтралізацією токсидів.

Однак норми токсичності ДВЗ стають все жорсткішими, що вимагає приділяти найбільшу увагу і зовнішній нейтралізації шкідливих речовин з ВГ. Мова йде про зменшення токсичності самих шкідливих речовин шляхом їх окислення або оновлення у присутності відповідних хімічних каталізаторів, що перетворює токсиди у нешкідливі продукти повного згоряння. Також ставиться задача забезпечити вловлювання твердих часток, що викидаються з ВГ.

В обох глобальних напрямках екологізації ДВЗ –внутрішньої та зовнішньої нейтралізації токсидів – велику роль відіграють комп'ютерні системи керування (КСК ДВЗ).

Доцільність та ефективність використання комп'ютерних засобів для зниження токсичності викидів ДВЗ за рахунок оптимізації їх робочих процесів висвітлена у підрозд. 7.1. Тут зупинимося на вирішенні складних проблем зовнішньої нейтралізації ВГ з використанням комп'ютерних технологій керування.

7.2.1. Засоби зовнішньої нейтралізації викидів ДВЗ

В основі комп'ютерних блоків керування рівнем токсичності викидів ДВЗ (КБК токсичністю) лежать засоби, що знижують шкідливість ВГ, тобто забезпечують зовнішню нейтралізацію продуктів згоряння двигунів.

До них відносяться нейтралізатори ВГ, вловлювачі ТЧ та рециркуляційні заходи.

Розглянемо ці засоби зовнішньої нейтралізації токсичних викидів з ВГ двигунів. Після їх вивчення можна буде переходити до схем КБК токсичністю ДВЗ.

7.2.1.1. Конструкції сучасних нейтралізаторів ВГ ДВЗ. Залежно від здатності ініціювати ті чи інші хімічні реакції каталізатори для ДВЗ розподіляються на такі види:

- окисні, в яких переважно протікають реакції окислення вуглеводнів, у тому числі канцерогенних, та монооксиду вуглецю (C_nH_m й CO);
- відновлювальні, що використовуються для відновлення оксидів азоту (NO_x);
- біфункціональні, які можуть бути використані для нейтралізації всіх зазначених вище інгредієнтів (складових) ВГ ДВЗ і сполучають функції окисних й відновлювальних каталізаторів.

Відповідно, використовуються термічні (доокисні) та комбіновані (окисні й відновлювальні) нейтралізатори.

Найбільш поширеними сьогодні є комбіновані нейтралізатори, тому почнемо з їх розгляду.

Сутність каталітичної нейтралізації [7] – це хімічне перетворення токсидів ВГ ДВЗ у присутності каталізаторів, що прискорюють протікання хімічних реакцій, внаслідок чого ці шкідливі речовини стають нешкідливими.

Так, CO та C_nH_m слід окислити до продуктів повного окислення (згоряння) CO_2 та H_2O, а NO_x – відновити, виділивши N_2.

Таким чином, для нейтралізації всіх токсидів ВГ ДВЗ треба створити на випуску два середовища – окисне й відновлювальне**.** Можливі, як основні, такі хімічні реакції:

- у окисному середовищі:

$$CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2 \qquad (7.8)$$

$$C_nH_m + (n + \frac{m}{4})O_2 \rightarrow nCO_2 + \frac{m}{2}H_2O \qquad (7.9)$$

- у відновлювальному середовищі:

$$NO + CO \rightarrow \frac{1}{2}N_2 + CO_2 \qquad (7.10)$$

$$NO + H_2 \rightarrow \frac{1}{2}N_2 + H_2O \qquad (7.11)$$

Однак за найкоротшій час перебування ВГ у випускній системі ДВЗ, особливо при помірній температурі в зоні вихлопу, зазначені реакції не встигають відбутися.

Для прискорення реакцій (7.8)–(7.11) необхідні каталізатори. Найбільш ефективними з них є каталізатори на основі благородних металів – платини та паладію. Платина – найбільш універсальний каталізатор, що забезпечує швидке протікання реакцій окислення й відновлення. Паладій, як правило, використовують для прискорення окисних реакцій. Для інтенсифікації відновлювальних реакцій застосовують радій, рутеній, оксиди міді, заліза, марганцю, ванадію, хрому та ін. Активність останніх металів зумовлена низькою міцністю зв'язку кисню з металом; однак їх ефективність (каталізуюча) – значно нижча, ніж платини чи паладію, тому, незважаючи на їх високу вартість та дефіцитність для багатьох країн, у тому числі й України, для нейтралізації шкідливих викидів ДВЗ поки що виключно застосовуються каталітичні нейтралізатори на основі благородних металів.

Каталізатор наносять на поверхню носія або насичують його. Як носії використовують керамічні або виготовлені з тугоплавких окислів (наприклад Al_2O_3) блоки або гранули з розвиненою поверхнею контакту з ВГ.

Оскільки забезпечення у випускній системі ДВЗ протікання реакцій окислення й відновлення ускладнює конструкцію нейтралізатора та обслуговуючих його пристроїв, у деяких випадках використовують каталітичні нейтралізатори тільки для окислення CO, C_nH_m.

У бензинових двигунах на ряді режимів роботи (холостий хід, розгін, повні навантаження) суміш збагачена ($\alpha < 1$), що викликає підвищені викиди CO, C_nH_m, а головне, виключає протікання реакцій окислення (за відсутності вільного кисню у ВГ) навіть у присутності каталізаторів. Тому у каталітичний нейтралізатор, що розташовують у тракті випуску, необхідно подавати додаткове повітря. Для цього використовують нагнітачі, ежектори.

Цікаве конструктивне рішення являє собою використання для додаткової повітряної повітроподачі пульсарів [7]. Вони є зворотними клапана-

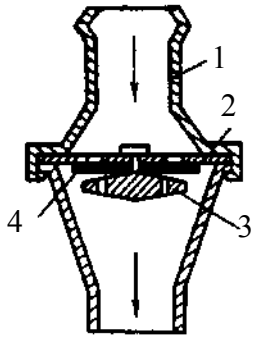


Рисунок 7.50 – Схема пульсатора

ми, що спрацьовують під дією перепаду тисків у настроєній випускній системі й атмосфері. Схема такого пульсара показана на рис. 7.50. Він включає корпус 1, що складається з двох частин, між якими затиснуто пластину 2 з отворами для проходження повітря. Між упором 3 та пластиною розміщено еластичну мембрану 4. При розрідженні у випускному патрубку мембрана прогинається, в результаті чого до випускної системи додатково надходить повітря. При підведенні тиску мембрана закриває отвори у пластині, включаючи викид ВГ у навколишнє середовище. Використання пульсарів не викликає додаткових газодинамічних втрат, що спостерігається при використанні нагнітачів чи ежекторів.

Дизелі на всіх експлуатаційних режимах функціонують зі збідненими паливоповітряними сумішами ($\alpha > 1$), тому у випускній системі дизеля середовище є окисним й додаткової витрати повітря не потрібно для нейтралізації, перш за все, CO, C_nH_m. Якщо ж необхідно одночасно знизити викиди всіх трьох основних шкідливих речовин ВГ бензинових ДВЗ, то сучасний нейтралізатор складається з трьох камер (рис. 7.51). У камері 1 у присутності каталізатора протікають реакції відновлення NO_x з використанням як відновлювачі CO та H_2. Після виходу з камери 1 до ВГ додається повітря, в результаті чого у камерах 2 і 3 окислюються CO, C_nH_m.

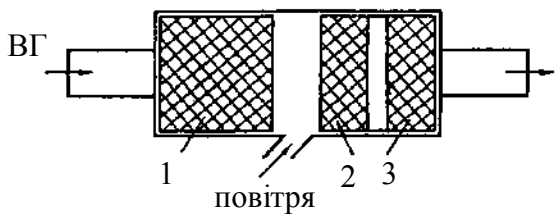


Рисунок 7.51 – Схема трикамерного каталітичного нейтралізатора бензинового ДВЗ

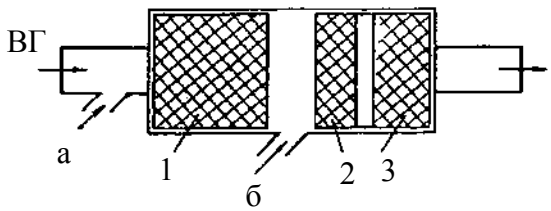


Рисунок 7.52 – Схема трикамерного каталітичного нейтралізатора дизеля:
а – аміак; б – повітря

Необхідно відзначити, що у ВГ бензинових двигунів відновлювальне середовище легко створюється при збагаченні суміші, що надає можли-

вість за допомогою каталізаторів знизити рівень NO_x.

У дизелях таке середовище отримати не так просто, оскільки у них завжди $\alpha > 1$.

В останніх розробках (патенти США, Японії, дослідження В.О. Звонова у Луганському машинобудівному інституті та ін.) [16, 7] для нейтралізації NO_x дизеля запропоновані спеціальні заходи. Так, одним з них рекомендується схема очищення ВГ дизеля від NO_x з використанням вприскування аміаку NH_3 (рис. 7.52), який і є відновлювачем. Схема забезпечує очищення ВГ від NO_x на 80 % при $t_{вг}$ = 200...600 °С (залежно від навантаження дизеля) та температури відпрацьованих газів $t_{вг}$. Аміак зберігається у вигляді рідини в балоні; він вприскується у випускний тракт перед нейтралізатором (рис. 7.52) за допомогою спеціальної форсунки при тиску 1,4 МПа окремою секцією ПНВТ. Витрата аміаку становить 0,1...10 % від витрати палива. У японській розробці аналогічного трикамерного нейтралізатора передбачено отримання NO_x в одному з нейтралізаторів. Для цього потрібен міднохромоокисний каталізатор.

Пропонуються також спеціальні каталізатори для очищення ВГ дизелів від NO_x. Подібний каталізатор з використанням металу Re та суміші Re з CO забезпечує розкладення в окисній атмосфері (при $\alpha > 1$) NO_x на N_2 та O_2; додається присадка Li_2O (до 0,2 %).

Інший нейтралізатор каталітичного очищення ВГ від NO_x у дизелях запропонований на основі двооксиду ванадію й оксиду титану з додаванням оксиду алюмінію. До ВГ підмішують NH_3, який на поверхні матриці з каталітичним шаром нейтралізатора вступає у хімічну реакцію розкладання NO_x з утворення азоту та води.

Подібні нейтралізатори забезпечують ступінь відновлення NO_x до 80 %, тобто реалізують очищення ВГ від цього токсиду до 20 %.

У бензинових двигунах можна одночасно (а не послідовно – як у нейтралізаторах, показаних на рис. 7.51 та 7.52) знижувати викиди CO, C_nH_m й NO_x навіть в однокамерному нейтралізаторі, але з використанням так званого каталізатора потрібної дії.

Останній одночасно інтенсифікує окисно-відновлювальній реакції. Такій вимозі відповідає платино-родієвий каталізатор.

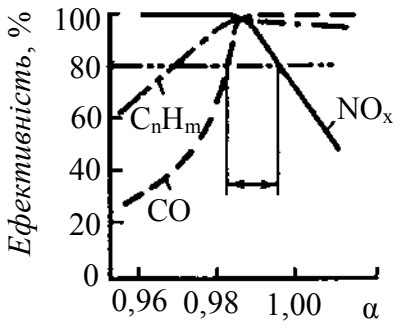


Рисунок 7.53 – Ефективність каталітичного нейтралізатора залежно від складу суміші [7]

Він найбільш ефективний, якщо склад паливо-повітряної суміші є близькими до стехіометричного (α ® 1,0). При складах суміші, які відрізняються від стехіометричного, ефективність такого (як і інших) каталізатора суттєво знижується й нейтралізація ВГ не відповідатиме нормативам (рис. 7.53). Таким чином, забезпечення стехіометричного складу паливо-повітряної суміші на будь-якому експлуатаційному режимі бензинового двигуна є обов'язковою умовою якісної роботи каталітичного нейтралізатора ВГ. На практиці не допускається розбіжність α більша, ніж ± 0,7 %.

Проблему автоматичного адаптивного підтримання стехіометричного складу суміші на експлуатаційних режимах роботи ДВЗ буде розглянуто нижче при вивченні схем комп'ютерних блоків керування токсичністю двигунів.

Треба підкреслити, що навіть при використанні електронних систем керування токсичністю ДВЗ з адаптивним (зворотним) зв'язком не завжди в одному нейтралізаторі потрійної дії вдається досягти на кожному експлуатаційному режимі роботи двигуна необхідного зниження токсичності ВГ. Тому у ряді випадків після нейтралізатора потрійної дії встановлюють окисний остаточний нейтралізатор з подачею на його вхід додаткового повітря.

Каталітичні нейтралізатори найбільш поширені на автотранспорті, особливо легковому. Як свідчить досвід, ці нейтралізатори мають і значні недоліки. Вони можуть погіршувати паливну економічність, знижувати потужність ДВЗ в експлуатації внаслідок старіння показників їх основних виконуючих органів. Однією з причин такого старіння (погіршення з часом) є отруєння каталізатора на матриці нейтралізатора двооксидом сірки (SO_2). Особливо це характерно для нейтралізаторів, що вживають сірчані палива. Сутність отруєння – у створенні сульфату алюмінію при реакції між SO_2 і матеріалом носія Al_2O_3. У результаті знижуються пористість та газопроникнення матеріалів (шарів) каталізатора на поверхнях матриць у

камерах нейтралізатора. Ефективність останніх зменшується ще й по мірі осідання на їх поверхні часток сажі. Для часткового оновлення ефективності каталізатори підлягають регенерації шляхом витримки у повітряному середовищі при високих температурах або у гарячій воді з подальшим промиванням водою. Одним з недоліків (а може, виходячи з сучасних вимог, перевагою) є те, що каталізатори неможливо використати на ДВЗ, що живляться етилованим бензином, оскільки поверхні матриць майже миттєво (протягом 10...200 годин) отруюються сполуками свинцю.

Розглянемо конструктивне оформлення сучасних каталітичних нейтралізаторів ВГ бензинових ДВЗ [18].

Каталітичні нейтралізатори звичайно розташовують якомога ближче до випускного колектора. Один датчик кисню (λ-зонд) установлений у випускному колекторі на вході у трикамерний нейтралізатор, а інший – на виході, з метою відслідковування ефективності роботи нейтралізатора (рис. 7.54).

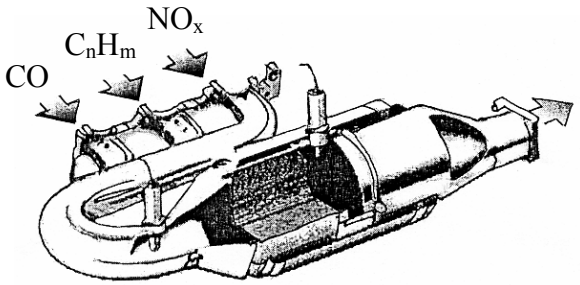


Рисунок 7.54 – Конструктивна схема трикамерного каталітичного нейтралізатора ДВЗ

Робочий елемент λ-зонда виконано з пористої кераміки з двобічним платиновим покриттям, і він реагує на вміст кисню у відпрацьованих газах. Напруга на виході λ-зонда має два рівні (рис. 7.55). Якщо вміст кисню у ВГ стає меншим за одиницю, сигнал датчика миттєво збільшується до 1000 мВ, а коли цей вміст падає до $\alpha > 1$ (збідніла суміш), то сигнал датчика миттєво падає до 100 мВ.

На практиці, якщо суміш (горюча) стає бідною, тобто $\alpha > 1$, то датчик наводить низьковольтний рівень сигналу на збагачення горючої суміші, й навпаки.

Сучасна компоновка нейтралізатора ВГ сучасного ДВЗ з системою бортової діагностики подана на рис. 7.56.

Ще раз підкреслимо, що оптимуми нейтралізації трьох регламентованих сьогодні токсидів (CO, C_nH_m, NO_x) у складі викидів з ВГ бензинових двигунів автомобілів досягаються тільки у зоні стехіометричного складу

горючої суміші (див. рис. 7.55; $\alpha \approx 1$) при будь-яких експлуатаційних режимах роботи двигунів.

Вперше цю складну задачу вирішили за допомогою трикомпонентного (трикамерного) нейтралізатора із зворотним (адаптивним) зв'язком та датчиком кисню (λ-зондом), які з'явилися у 1977 році на двигунах фірми "Volvo".

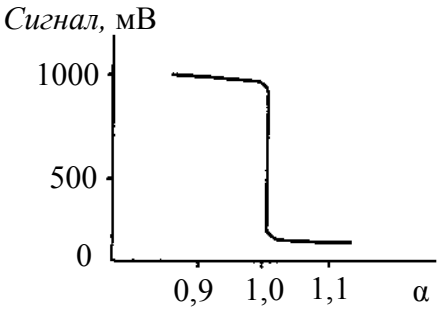


Рисунок 7.55 – Принцип роботи λ-зонда

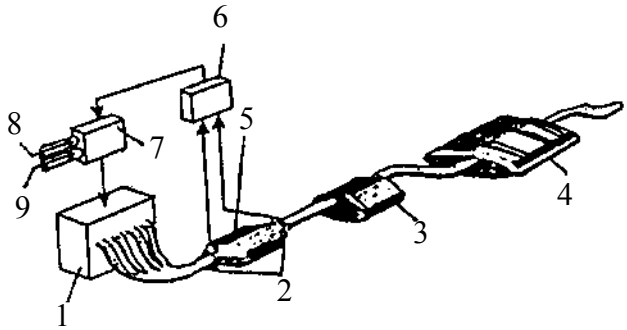


Рисунок 7.56 – Сучасна компоновка нейтралізатора ДВЗ на автомобілі:

1 – двигун; 2 – λ-зонди; 3 – резонатор; 4 –глушник; 5 – каталітичний нейтралізатор; 6 – блок синтезу інформації; 7 – система вприскування; 8 – повітря; 9 – бензин

А сьогодні ними оснащені всі без винятку автомобілі, які пропонуються на ринках збуту автотехніки економічно розвинутих країн.

Як правило, носієм у нейтралізаторі служить спеціальна кераміка – моноліт з багатьма поздовжніми вічками, на які нанесена спеціальна шорстка підкладка. Це дозволяє максимально збільшити ефективну поверхню контакту каталітичного покриття з ВГ – до значень 20 тис. м^2. При цьому маса благородних металів (платина, паладій), а також рідкоземельних металів (родій), нанесених на підложку на цій великій площині, складає всього 2...3 г. Ця кераміка – досить вогнестійка – витримує температуру 800...850 °С. Але при несправностях паливної апаратури і тривалій роботі на перезбагаченій горючій суміші моноліт кераміки може не витримати й оплавитися.

Тому все ширше останнім часом як носії каталітичного шару використовуються найтонші металеві щільники. Це дозволяє збільшити площину робочої поверхні, отримати менший протитиск, прискорити нагрівання нейтралізатора до робочої температури та, головне, розширити допустимий температурний діапазон до 1000...1050 °С. Крім того, з'явилися

нейтралізатори з металевими електрообігрітими щільниками, які відразу після повороту ключа у замку запалювання миттєво розкаляються при пропусканні сильних струменів у сотні ампер. А для того щоб λ-зонд не "відставав" від нейтралізатора, йдуть на його підігрівання.

З'явилися щільникові нейтралізатори, зроблені з тонкостінного (товщиною 0,04 мм, а не 0,15 мм, як у кераміки) листа хромоалюмінієвої сталі. Для кращої адгезії (зчеплення з поверхнею носія) каталітичний шар легований рідкоземельним металом – ітрієм. Такий нейтралізатор витримує пікові температури вже до 1300 °С.

Нижче подано результати випробувань легкового автомобіля ВАЗ-21099, обладнаного комп'ютерною підсистемою керування (КПСК) вприскуванням бензину та керамічним трикомпонентним нейтралізатором виробництва американської фірми "Delphi" (входить до корпорації "General Motors"). Поверхня керамічних щільників напилена найтоншим шаром платини, паладію, родію. Перед нейтралізатором установлено λ-зонд, який контролює вміст кисню у ВГ автомобіля, і за його командою електронний блок синтезу інформації (керування) керує вприскуванням палива, забезпечуючи заданий рівень коефіцієнта надлишку повітря у горючій суміші.

У табл. 7.7. наведено дані щодо рівнів викиду шкідливих речовин з ВГ двигуна автомобіля ВАЗ-21099, який працював без навантаження. А у таблицях 7.8 та 7.9 – при випробуваннях автомобілів.

Таблиця 7.7 – Рівні викидів шкідливих речовин з ВГ двигуна автомобіля ВАЗ-21099

Токсиди	Частота обертання колінчастого вала, $хв^{-1}$			
	1700		3400	
	Без нейтралізатора	З нейтралізатором	Без нейтралізатора	З нейтралізатором
CO, %	0,6	0,01	0,45	0,03
C_nH_m, $млн^{-1}$	174	31	40	26

Бачимо, що нейтралізатори ВГ ДВЗ відіграють вирішальну роль у зовнішній екологізації двигунів.

Тому у високорозвинених країнах Європи, США та Японії сьогодні основну ставку у вирішенні екологічних проблем, в першу чергу автотранспорту зроблено саме на окисно-відновлювальному (біфункціональну) сис-

тему каталітичної нейтралізації ВГ. Там відмовилися заради цього від етилованих бензинів і пішли на значні додаткові фінансові витрати.

Таблиця 7.8 – Дані щодо випробувань автомобіля на стенді з біговими барабанами по європейському міському їздовому циклу

Комплектація	Шкідливі речовини, що викидаються з ВГ автомобіля, г/випробування		
	CO	C_nH_m	NO_x
Без нейтралізатора	33,7	5,08	6,17
З нейтралізатором	12,0	1,54	1,08

Таблиця 7.9 – Результати досліджень впливу нейтралізатора на витрату палива та динаміку розгону автомобіля

Цикл випробувань	Витрата палива, л/100 км	
	Без нейтралізатора	З нейтралізатором
Міський	8,8	8,8
Позаміський	6,2	6,3
Змішаний	7,2	7,3
Час розгону на IV передачі з 40 до 100 км/год, с	18,7	18,9

У СНГ, як і в Україні, каталітична нейтралізація викидів ДВЗ, у тому числі автомобілів, починає прокладати шлях до масового впровадження. Тепер зупинимося на термічних нейтралізаторах (допалювачах) ВГ ДВЗ.

До широкого використання методів каталітичного очищення термічна нейтралізація застосовувалася досить впевнено. Її сутність – допалювання у випускній системі двигуна продуктів неповного згоряння (CO, C_nH_m), що містяться у ВГ.

Останні розробки термічних нейтралізаторів базуються на використанні термічних реакторів, які очищують CO, C_nH_m на 60...80 % [7]. По суті, це жарова труба з подовженим термічним каналом для збільшення часу допалення шляхом багаторазової зміни напряму руху ВГ. Для інтенсифікації їх окиснення у ВГ до реактора подають повітря. Завдяки теплоізоляції реактора у ньому підтримується висока температура, яка забезпечує ефективне окислення продуктів неповного згоряння палива у КЗ двигуна.

Сьогодні термічне допалювання розглядається як система з дуже низькою ефективністю [14], особливо через те, що цей метод не дає можливості знизити викид NO_x до регламентованих меж. Але цей засіб все ж

може використовуватися для зниження викидів C_nH_m, CO у режимі прогрівання двигуна, поки каталітичний нейтралізатор не розігрівся до робочої температури.

Термічні реактори можуть знайти застосування на перспективних двигунах з розшаруванням заряду при безпосередньому вприскуванні палива у циліндри. Такі двигуни працюватимуть при дуже збіднених паливоповітряних сумішах при α = 2...5 та вище. У такому випадку виключається необхідність подавання додаткового повітря у нейтралізатор. Ефективним може стати й використання комбінованих нейтралізаторів – термічного і каталітичного, коли забезпечується зниження вмісту всіх основних шкідливих речовин бензинових двигунів у відпрацьованих газах.

Окремо стоять так звані *рідинні нейтралізатори* [7]. Розглянемо і їх (рис. 7.57).

Сутність рідинної нейтралізації – затримка ТЧ, поглинання водорозчинених та хімічне перетворення газоподібних шкідливих речовин при пропусканні ВГ крізь воду, водяні розчини різних хімічних сполук або при контакті цих речовин.

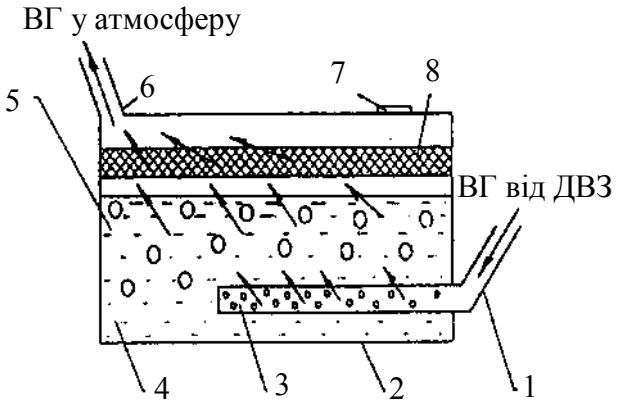


Рисунок 7.57 – Принципова схема рідинного нейтралізатора:

1 – випускний тракт дизеля; 2 – корпус нейтралізатора; 3 – перфорована труба; 4 – ємність з нейтралізувальним розчином; 5 – рідина; 6 – випуск ВГ; 7 – заливна

Як хімічні сполуки використовують 10 %-ні водяні розчини сульфату натрію (Na_2SO_3), гідрокарбонату натрію ($NaHCO_3$), сульфату закису заліза ($FeSO_4$). Для запобігання швидкому окисленню зазначених хімічних сполук до водних розчинів додають 0,5 % гідрохінону ($C_6H_6O_2$). ВГ дизелів при пропусканні крізь такі розчини повністю очищуються від альдегідів; в них знижується вміст NO_x на 70 %. При цьому ще й знижується температура викидів, що важливо, наприклад при роботі дизелів у вибухонебезпечних умовах, а також зменшується неприємний запах ВГ.

Рідинні нейтралізатори поділяються на барботажні й розпилювальні.

У перших підведені до нейтралізатора ВГ проходять крізь шар води або розчину. Це створює підвищений протитиск у випускній системі, що погіршує параметри двигуна. Розроблено конструкції, в яких очищення ВГ досягається збільшенням поверхні контакту їх та рідини у результаті розпилювання рідини у соплі розпилювача потоком газу. Випробування таких нейтралізаторів показали, що при їх використанні можна знизити викиди сажі на 95 %, значно зменшити викиди альдегідів, двооксиду сірки, NO_x.

Незважаючи на високу ефективність очищення ВГ, рідинні нейтралізатори обладнують тільки на стаціонарних ДВЗ, а також на дизелях транспортних чи інших машин, що працюють у підземних умовах, у місцях з обмеженим повітрообміном. Тут треба враховувати значні габарити нейтралізаторів рідинного типу, необхідність частої зміни відпрацьованих рідин та промивання всього агрегату.

Зупинимося на актуальній проблемі підвищення ефективності та надійності роботи сучасних нейтралізаторів ВГ ДВЗ. Мова піде про їх параметричну надійність, пов'язану зі старінням каталітичного шару на матрицях нейтралізатора, а також про усунення негативного впливу на витрату палива двигуном, зумовленого зростанням (при тривалій експлуатації) протитиску ВГ внаслідок поступового захаращення прохідного перерізу камер нейтралізатора.

Однією з корисних розробок у цьому напрямку є дослідження Військового автомобільного інституту, м. Рязань, Росія [88].

Запропонований двоступінчастий каталітичний нейтралізатор ВГ (рис. 7.58, де а – поздовжній переріз нейтралізатора при включеному першому реакторі; б – такий переріз при включених обох реакторах). Під час роботи двигуна на режимах холостого ходу та часткових навантажень ВГ проходять тільки перший ступінь очищення 1. Це забезпечує очищення ВГ при зменшеному протитиску випуску ВГ, тим самим поліпшує паливну економічність ДВЗ на зазначених режимах; підвищується строк служби нейтралізатора за рахунок відключення другого ступеня очищення. При роботі двигуна на режимах середніх та повних навантажень, тобто при збільшенні витрати ВГ, посувається з'єднувальний патрубок 4 від отвору у відокремлювальній перегородці 2, включаючи другий ступінь очищення 3. Отримані результати засвідчили, що просте виключення деяких степенів нейтралізації на режимі тільки холостого ходу знижує експлуатаційну ви-

трату палива при русі у міському циклі навантажень двигуна до 10 %.

На подальшому етапі дослідження було розроблено каталітичний нейтралізатор ВГ (рис. 7.59). Функціонує нейтралізатор наступним чином.

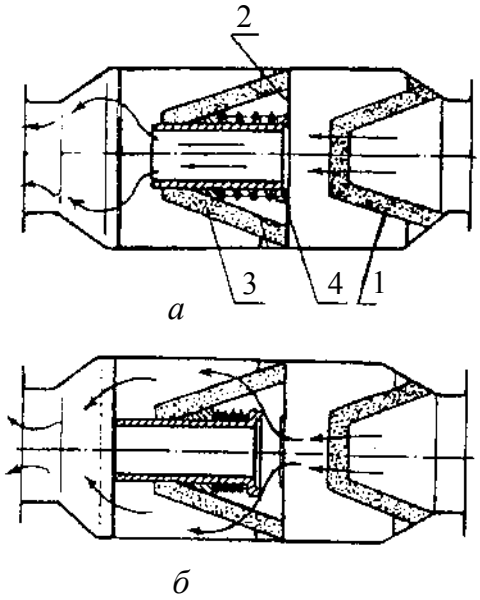


Рисунок 7.58 – Каталітичний нейтралізатор-глушник ВГ для дизелів КамАЗ-740

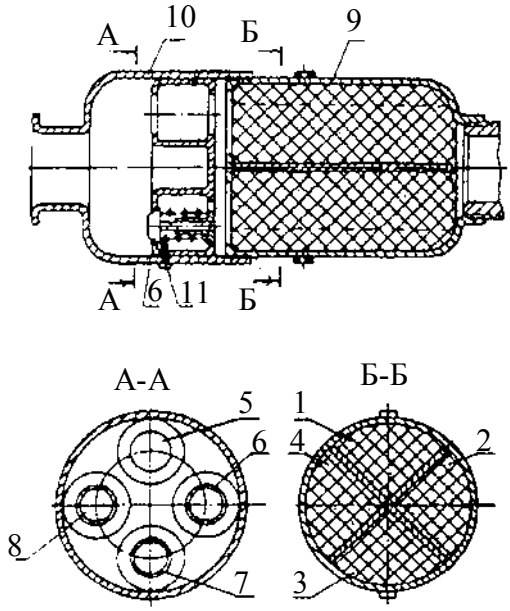


Рисунок 7.59 – Каталітичний нейтралізатор ВГ

При роботі двигуна на режимі холостого ходу ВГ проходять крізь перший реактор 1. Зміна витрати ВГ відбувається залежно від навантаження на двигун. Витрати ВГ на режимі повного навантаження значно більші, ніж при роботі на холостому ході. Під час роботи двигуна на часткових навантаженнях, тобто при збільшенні витрати ВГ, тиск ВГ зростає; відкривається впускний клапан 6 і частина ВГ проходить до другого реактора 2. При роботі двигуна на режимах середніх навантажень витрата ВГ зростає, тиск на впускний клапан 7 підвищується; він відкривається, пропускаючи частину ВГ крізь третій реактор 3. При роботі двигуна на режимі повного навантаження вступає до роботи клапан 8, пропускаючи частину ВГ у четвертий реактор 4. Обертанням корпусу каталітичного нейтралізатора 9 відносно корпусу розподільника ВГ 10 здійснюється зміна положення клапанів 6, 7, 8 та отвору 5 відносно реакторів, що дозволяє використовувати всі реактори почергово на режимі холостого ходу (з найбільшою токсичністю). Тим самим забезпечується найбільш повне використання каталітично активного шару кожного реактора. За необхідності виконати регенерацію каталітично активного шару одного з реакторів завертають гвинт 11, фік-

суючи впускний клапан 6 у закритому стані. При цьому розташований за ним каталітичний реактор підлягає термічній обробці, підігріваючись від інших каталітичних реакторів при проходженні крізь них ВГ. Таке вдосконалення конструкції підвищило строк служби нейтралізатора на 40 %.

Для найбільш повної реалізації можливостей каталітичних нейтралізаторів було розроблено конструкцію (рис. 7.60), яка автоматично визначає необхідність проведення регенерації каталізаторів і зміни порядку їх роботи, виконує ці операції автоматично. При погіршені стану каталізаторів (захаращенні прохідного перерізу реакторних камер) збільшується тиск ВГ у порожнині 1 перед розподільником ВГ 2. Запірний клапан 3 закривається, і починається регенерація каталізатора розташованого за ним реактора, який працює в режимі холостого ходу. При подальшому погіршенні стану каталізаторів реакторів зростає тиск ВГ у порожнині 1, відчиняється додатковий випускний клапан 4 і ВГ діють на силовий циліндр 5, який переміщує рейку 6, обертаючи розподілник ВГ 2. В результаті змінюється порядок роботи реакторів, що забезпечує рівномірне використання всіх каталітичних елементів. Додатковий впускний клапан 4 відкривається при такому тиску ВГ, який забезпечує поворот розподільника 2 рейкою 6 та пересування кожного впускного клапана точно до наступного реактора. Після повороту розподільника 2 тиск ВГ у порожнині 1 зменшується й зворотна пружина 7 повертає рейку до початкового стану. При цьому обгінна муфта 8 не обертає розподільника 2. Таким чином, обертання розподільника ВГ та почергова регенерація всіх каталізаторів при погіршенні їхнього стану забезпечують підтримання у працездатному стані каталізаторів, рівномірне їх використання, що й підвищує якість очищення ВГ, знижує витрату палива, продовжує строк служби нейтралізатора. Остання модель забезпечує збільшення до 90 % строку служби нейтралізатора при значному підвищенні якості очищення ВГ від токсидів ДВЗ.

Подібні заходи щодо підвищення ефективності роботи нейтралізаторів ВГ вживають провідні моторобудівні фірми світу, цьому напрямку екологізації ДВЗ присвячені численні патенти США, Японії та інших країн.

На закінчення, торкнемося оцінки ефективності роботи каталітичних нейтралізаторів ВГ ДВЗ, що актуально при масовому їх використанні. Розглянемо сучасну методику, розроблену для дизелів А.Л. Новоселовим [89].

Оцінка ефективності каталітичного очищення газів у нейтралізаторах, як правило, виконується за різницею концентрацій окремих шкідливих речовин на вході й виході за виразом

$$\Delta C_f = C_{f\,\text{ВГвх}} - C_{f\,\text{ВГвих}}, \qquad (7.12)$$

де ΔC_f – різниця концентрацій f-ї шкідливої речовини на вході чи виході з нейтралізатора ($C_{f\,\text{ВГвх}}, C_{f\,\text{ВГвих}}$ – концентрації f-ї шкідливої речовини на вході та виході відповідно з нейтралізатора).

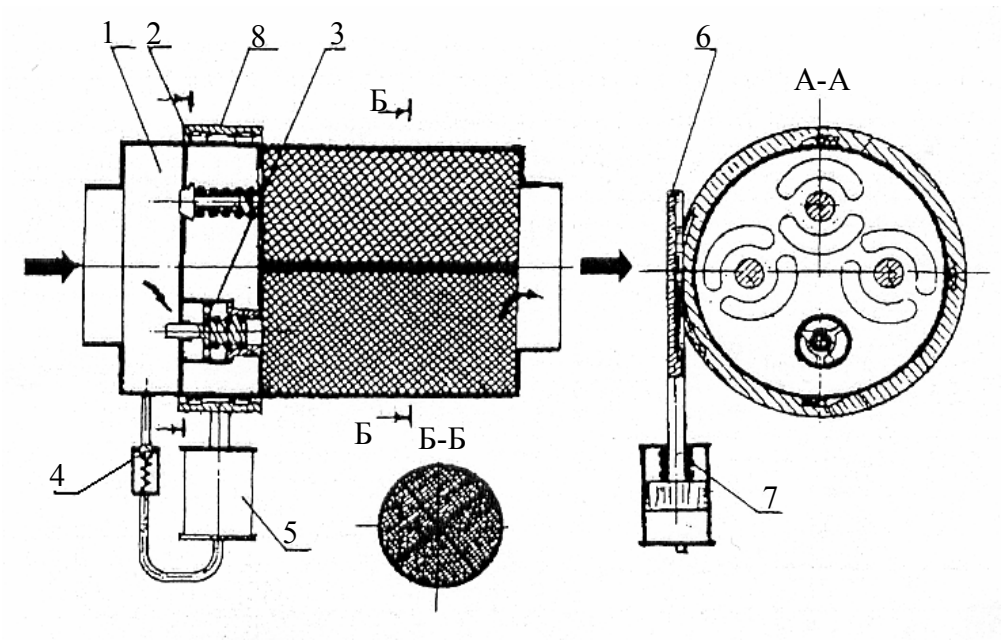


Рисунок 7.60 – Каталітичний нейтралізатор ВГ

Використовується й методика оцінки ефективності каталітичного очищення газів, який базується на порівнянні рівнів викидів ВГ дизелів з нейтралізаторами і без них.

Такі підходи дозволяють оцінити ефективність нейтралізації, але не усувають принципового недоліку, що полягає у неврахуванні впливу обладнання нейтралізатора в систему “дизель–випускний тракт–нейтралізатор” на зміну робочого процесу двигуна, що викликається присутністю нейтралізатора (гідравлічного опору та ін., про що йшлося вище).

Здається, більш правильною є така оцінка ефективності каталітичної нейтралізації ВГ, що враховує взаємозв’язки відпрацьованих газів з робочим процесом дизеля.

Вважається, що викиди ВГ дизеля [53] $V_{вг}$, м^3/год, становлять

$$V_{вг} = (\alpha + 0{,}0675)\, V_п, \qquad (7.13)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря; $V_п$ – витрата повітря дизелем, м^3/год:

$$V_п = \frac{\alpha G_{пал} T_0 R_{пал} L_0}{\mu_{пал} p_0 10^6} = 4{,}148 \times 10^{-3} \frac{\alpha G_{пал} T_0}{p_0},$$

де L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (кг повітря/кг палива); $G_{пал}$ – витрата палива, кг/год; T_0, p_0 – параметри навколишнього середовища, відповідно, температура, К та тиск, МПа; $R_{пал}$ – газова константа для повітря; $\mu_{пал}$ – молекулярна маса повітря.

Запропоновано, щоб комплексна оцінка токсичності дизеля за всіма або частиною токсидів у ВГ проводилася згідно з показником питомого приведеного експлуатаційного нормооб'єму, $V_{токс.експ}$ кількісно такого, що дорівнює кількості повітря, необхідного для розбавлення ВГ до нешкідливих концентрацій.

У тому числі для дизелів з газотурбінним наддувом:

$$V_{токс.експ} = \frac{4{,}148 \times 10^{-3}}{\sum_{m=1}^{m} N_{e_m}} \left(\sum_{f=1}^{f} \frac{\psi_f}{[C_f]} \sum_{m=1}^{m} \frac{T_{S_m} \times G_{пал_m}}{p_{S_m}} \times \right.$$

$$\left. \times (\alpha_m + 0{,}0675) \tau_m C_{f_m} \right) \div, \text{ м}^3/(\text{кВт} \times \text{год}), \qquad (7.14)$$

де C_{f_m} та $[C_f]$ – концентрація f-ї шкідливої речовини у ВГ на m-му режимі роботи та гранично-допустима концентрація (ГДК) цієї речовини в атмосферному повітрі; ψ_f – коефіцієнт бінарності f-ї шкідливої речовини у ВГ; τ_m – відносний час роботи дизеля на m-му режимі; N_{e_m} – ефективна потужність дизеля на m-му режимі його роботи; T_{S_m}, p_{S_m} – відповідно, температура і тиск наддувочного повітря при роботі дизеля на m-му режимі.

Запропоновано виконувати комплексну оцінку ефективності каталітичного очищення ВГ, у тому числі для дизелів з наддувом за формулою

$$\eta_{кн} = \frac{V_{токс.експ} - V_{пн_{експ}}}{V_{токс.експ}} = 1 - \frac{V_{пн_{експ}}}{V_{токс.експ}}, \qquad (7.15)$$

де $V_{\text{пн}_{\text{експ}}}$ – показник питомого приведеного експлуатаційного нормо-об'єму після нейтралізатора.

Залежність для визначення $V_{\text{пн}_{\text{експ}}}$ є адекватною залежності (7.14), де параметри двигуна T_{S_m}, p_{S_m}, $G_{\text{пал}_m}$, τ_m, C_{f_m}, N_{e_m} треба ідентифікувати для m-го режиму роботи дизеля з нейтралізатором. Для визначення $V_{\text{токс.експ}}$, відповідно, ці ж параметри двигуна необхідно ідентифікувати для роботи дизеля без нейтралізатора.

Бачимо, що ефективність каталітичного нейтралізатора у системі впуску дизеля з газотурбінним наддувом визначається не тільки глибиною очищення ВГ від токсидів, а й залежить від зміни робочого процесу двигуна, зумовленої вбудуванням нейтралізатора на вихлопі.

7.2.1.2. Конструкції сучасних вловлювачів твердих частинок з ВГ. До таких вловлювачів перш за все відносять протисажові фільтри, які є фактично нейтралізаторами фільтраційного типу й використовуються не тільки для зниження викидів частинок сажі, але і взагалі всіх частинок, які містяться у ВГ: неспалені вуглеводні (сажа), сульфати, продукти спрацювання деталей ДВЗ тощо.

Якщо вміст сажі та вуглеводневих залишків палива та масла залежить від конструкції дизеля, режиму його роботи та ін., то вміст сульфатів визначається в основному наявністю сірки у паливі. При використанні стандартного дизельного палива з вмістом сірки до 0,2...0,5 % за масою викид сульфатів сягає 0,05...0,7 г/(кВт×год). Зниження вмісту сірки у паливі, наприклад з 0,33 до 0,05 %, дозволяє зменшити викиди ТЧ з ВГ на 0,06 г/(кВт×год). Враховуючи, що згідно з Правил ЄЕК ООН № 49-02, № 96 в т.д., норматив на вміст ТЧ у ВГ автомобілів і тракторів за станом на 1998 рік становить 0,16...0,15...0,02...0,02...0,02 (відповідно: Євро-1, Євро-2, Євро-3, Євро-4, Євро-5), описаний захід не дозволяє вирішити проблему емісії твердих часток у ВГ ДВЗ.

Тому зусилля розробників сучасних ДВЗ спрямовані на створення протисажових фільтрів (ПСФ), ефективність яких сягає 90 %; тобто такі ПСФ здатні задовольнити нормативи Європи щодо токсичності викидів з ВГ.

Сьогодні поширені два типи ПСФ: з навиванням та монолітний з кераміки [8].

Фільтр з навиванням. Такий фільтр являє собою декілька окремих трубок, крізь які ВГ проходять із зовнішнього боку до внутрішнього. Фільтрувальним елементом є керамічна нитка, що накручена у декілька шарів на перфоровані сталеві трубки. Техніка намотування і стан поверхні керамічної нитки можуть варіюватися для зміни ефективності ПСФ.

Монолітний фільтр. Являє собою множину внутрішніх (у моноліті) каналів. Ефективність такого фільтра залежить від пористості та товщини кераміки стінок. Цим же зумовлюється й об'єм фільтра та значення його опору.

У подібних ПСФ використовується така кераміка: кристобаліт, протоенстатит, кордієрит, санфірин, муліт, периклаз, шпінель, корунд. Найбільш поширеним є кордієрит, у якого дуже добрі фізико-хімічні властивості: коефіцієнт теплового розширення наближається до нуля; кераміка не розм'якшується навіть при t = 1400 °С та має високу механічну міцність при значному нагріванні; межа текучості зростає по мірі прогрівання аж до t = 1200 °С; пориста структура кераміки забезпечує високу сумісність з каталізаторами з благородних металів.

Вважається, що фільтр є високоефективним при лінійному розмірі пор не більше 12 мкм; при пористості 12...35 мкм він середньоефективний, а при порах, більших 35 мкм, – малоефективний.

Розміри самих фільтрів (діаметр та довжина) змінюються від 150х150 мм до 380х380 мм залежно від потужності двигуна, тобто від потоку ВГ. Найменші фільтри – для легкових автомобілів, середнього розміру (~300х300 мм) – для вантажних автомобілів та автобусів; великі (380х380 мм) – для гірських машин і стаціонарних великих дизелів. Для прикладу у табл. 7.10 наведені характеристики двох найпоширеніших типів матеріалів для ПСФ.

Таблиця 7.10 – Характеристики матеріалів протисажових фільтрів ДВЗ

Параметр та одиниці вимірювання	Матеріал фільтрів	
	ЕХ-47	ЕХ-66
Щільність пор, см	15,5	15,5
Товщина стінок, мм	0,430	0,635
Пористість стінок, %	50	45
Середній розмір пор, мкм	12	35
Густина, г/см	0,39	0,54
Коефіцієнт термічного розширення (t = 25...800°С), 1/°С	$9{,}4\times10^{-7}$	$8{,}4\times10^{-7}$
Ефективність вловлювання, %	90	60

Монолітні фільтри бувають двох основних типів: власно монолітні й сегментні, тобто складені з кількох сегментів, з'єднаних зв'язувальним компонентом. Хоча міцність зв'язувального компонента, наприклад, марки РС-2, є вищою, ніж міцність матеріалів фільтра, наприклад ЕХ-47, ЕХ-66, але міцність монолітного фільтра вища за міцність сегментного (складеного).

Ефективність фільтрів залежить також від способу виготовлення фільтрувального блока: або зі спіненого матеріалу, або з пористого. В останнього ефективність вище: падає протитиск, затримуються дрібніші ТЧ.

Великою проблемою всіх типів та конструкцій ПСФ являється їхня регенерація, тобто відновлення функціональних властивостей, які погіршилися при тривалій експлуатації (у процесі старіння). Кращі зразки зарубіжних фільтрів здатні ефективно функціонувати на протягом 10...12 годин (це відповідає напрацюванню транспортного засобу 500 км). Після цього їх опір потокові ВГ стає недопустимо високим внаслідок великого зосередження ТЧ.

Регенерація звичайно здійснюється випалюванням частинок за рахунок розігрівання фільтра електроенергією чи пропусканням гарячих газів від автономної горілки. Температура фільтра при цьому повинна бути не менше 800 °С, аби сажові частинки допалювалися з гарантією. Тривалість регенерації становить 3...5 хвилин. Витрата палива (при використанні горілки) – біля 0,5 л (наприклад, для двигуна потужністю 150 кВт потужність вогнища повинна досягати приблизно 25 кВт). При регенерації необхідно забезпечувати рівномірне прогрівання всього тіла фільтра, що дуже складно, оскільки, по-перше, гарячий газ починає охолоджуватися відразу після виходу від вогнища високої температури; по-друге, сажа у фільтрі звичайно розподілена нерівномірно й, вигоряючи, додатково підігріває прилеглі зони. У результаті одні зони ПСФ нагріватимуться до 1400 °С і вище, а інші – не сягають і 600 °С (нижня межа спалахування сажі). Для гарантованого вигоряння сажі поверхню каналів фільтрувального блока вкривають каталізатором (як правило, благородними металами чи міддю), що викликає зниження температури спалахування сажі з 600...700 до 300...400 °С.

Пристрій регенерації включає до себе паливну горілку з подачею дизельного пального (можливе й використання бензину та інших палив), яку

встановлюють до фільтрувального блока по ходу руху ВГ. Поток газу проходить через горілку; момент початку регенерації визначається автоматично за допомогою електронного блока керування. Температура регенерації підтримується на рівні 700 °С автоматично на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна. Для зниження температури вигоряння сажі (у момент та протягом регенерації) до 200...300 °С використовують мікроприсадки до палива – ферроцени, оксид цирконію. Сьогодні регенератори використовуються порівняно мало. По-перше, це пов'язано зі значною вартістю регенератора, яка сягає до 10 % вартості автомобіля; по-друге, розвиток конструкцій та комп'ютеризація керування ДВЗ знизили у їх ВГ вміст ТЧ до такого рівня, що можна використовувати для їх усунення окисні нейтралізатори.

7.2.1.3. Напрямки поліпшення конструкцій ПСФ та нейтралізаторів. Підсумовуючи розгляд конструкцій вловлювачів ТЧ сучасних ДВЗ, сформулюємо напрямки поліпшення показників ПСФ нейтралізаторів.

Візьмемо, скажімо, сажові фільтрувальні пристрої. Спільним для більшості їх конструкцій є наявність трьох вузлів – власне фільтра, приладу регенерації та електронного блока керування.

Але є і відмінності. Наприклад, найбільш поширеною сьогодні є конструкція ПСФ фірми "Корнінг Глас". Виконаний він на основі керамічного вічкового блока з газопроникними пористими стінками. Але застосовуються й сітчасті металеві фільтри, а також композиції у вигляді трубок з обмоткою з керамічних волокон (фірма "Мерседес-Бенц"). Є фільтри з волокнистих матеріалів та ін. Ряд фірм ("Бош", "БМВ", "Рено") розробляють електрофільтри.

Така різноманітність не випадкова, бо створення ефективного фільтрувального матеріалу і технології його виготовлення – досить складний і дорогий процес. Та і регенерація фільтрів – проблема не менш складна, вирішується вона по-різному. Наприклад, фірми "Ісудзу Мотор" й "Уніат" застосовують для цієї мети електронагрівання; фірми "Вебастр", "Неоплан" та "Мерседес-Бенц" очищують фільтрувальні елементи випалюванням, деякі фірми наносять на фільтрувальний матеріал каталізатор, інші додають до палива спеціальні присадки і т.д.

Третій елемент сажовловлювального пристрою – електронний блок керування (КБК) регенерацією – особливих проблем у зарубіжних країнах

не викликає, оскільки там широко використовуються комп'ютерні системи керування ДВЗ (КСК ДВЗ), які легко пристосувати і для керування регенерацією ПСФ.

Сьогодні в СНГ розгорнуто широкомасштабні роботи щодо поліпшення екологічних показників дизельних автотранспортних заходів, де проблема вловлювання ТЧ (сажі, у першу чергу) стоїть дуже гостро, оскільки у дизелів викиди сажі значно перевищують такі викиди у бензинових, газових дизелів, про що вище вже йшлося. Веде подібні дослідження в основному, фірма НПО "НАМІ" [18]. У ході цих досліджень установлено, що єдиного універсального технічного рішення для забезпечення перспективних екологічних вимог щодо дизелів немає. Наприклад, методи впливу на робочий процес, що сприяють зниженню кількості NO_x у ВГ, як відомо, викликають збільшення викиду ТЧ (сажі), CO, C_nH_m, і навпаки. Аналогічні проблеми виникають і при установці у системі випуску дизелів засобів очищення ВГ. Звідси висновок: технічні рішення треба приймати комплексно; вони повинні стосуватися двигуна, засобів очищення ВГ та складу палив, що використовуються (вміст сірки, наприклад, цетанове число).

Такий висновок (прийнятний і для умов України) покладено в основу програми Росії "Високошвидкісний екологічно чистий транспорт", складовою частиною якого став проект "Антитокс-Д" (комплексна система зниження токсичності перспективного дизеля для магістрального автопоїзду й міського автобуса). Основою "Антитокса-Д" служить базова система зниження токсичності та димності ВГ, що складається з каталітичного нейтралізатора-глушника і сажового фільтра, обладнаних послідовно на випуску дизеля. Така схема грунтується на особливостях ВГ дизеля. Наприклад, на тому, що до складу твердих частинок у ВГ входять краплинки неспаленого палива й моторного масла (за деякими оцінками – до 50 %), а також сажа, на поверхні та усередині якої сорбуються основні маси канцерогенних речовин (бенз-а-пірен). Тому й потрібний каталітичний нейтралізатор, оскільки саме у ньому будуть доокислюватися (допалюватися) продукти неповного згоряння палива (CO, C_nH_m, альдегіди), краплі палива та масла у складі ВГ дизеля. Частинки ж сажі повинен вловлювати фільтр. Функції фільтра та нейтралізатора можуть бути суміщені нанесенням, наприклад, каталізатора безпосередньо на фільтроелемент.

У каталітичному ступені нейтралізатора-глушника може використо-

вуватися гранульований або моноблочний каталізатор, виготовлений на основі платини. Такий ступінь забезпечує очищення ВГ (при їх температурі 250 °С і вище) від зазначених токсидів та ТЧ у середньому на 70...80 % (або на 50 % при оцінці токсичності дизеля за 13-ступінчастим циклом випробувань дизеля, який містить режими роботи на холостому ході й малих навантаженнях). Конструкцію такого нейтралізатора-глушника вже розроблено. Вона, крім іншого, відповідає обмеженням щодо габаритів, а також жорстким вимогам щодо газодинамічного опору й шумоглушення.

Становить інтерес і розробка, пов'язана з відновленням NO_x за допомогою метану (природного газу) на гетерополікомплексному каталізаторі. Він (каталізатор) проявляє значну активність у реакціях відновлення типу "NO_x – метан" при температурах близько 500 °С, а на кращих зразках вже досягнута 80–100 %-на конверсія NO_x навіть при t = 350...380 °С.

Розробка сажового фільтра з пристроєм регенерації виявилася більш складною задачею, яку вирішуватимуть двома шляхами: використанням електрофільтрів та різних фільтрувальних матеріалів. Дослідження оригінального (патент Росії) електрофільтра для обслуговування автопоїздів, автобусів засвідчили його ефективність при очищенні ВГ від ТЧ; залежно від режиму роботи дизеля вона сягає 30...80%, а газодинамічний опір електрофільтра не перевищує 1,5 кПа; все це досягнуто при реальній напрузі на електродах електрофільтра 15 кВ й потужності до 100 Вт. Створено й конструкцію ПСФ на основі різних фільтрувальних матеріалів. Вона включає вузли, що забезпечують регенерацію сажового фільтрувального елемента, керування та контроль цього процесу, аварійний захист. Регенерація тут запроваджена вогнева (у регенераторі спалюється визначена кількість дизельного палива, а теплота, що утворюється, випалює сажу, затриману фільтром; оптимальна температура процесу допалювання дорівнює 700 °С). Регенерація включається автоматично мікропроцесором за сигналами датчиків гідравлічного опору фільтра, температури ВГ, частоти обертання колінчастого вала дизеля.

Роботи у цьому напрямку продовжуються. Досліджується можливість зниження температури регенерації за рахунок спеціальних домішок, які додаються до палива чи наносяться на поверхні фільтруючих елементів. Одна з таких домішок (нетоксична) зменшує викид сажі у два рази. Розроблено каталізатор на основі оксиду ванадію, який знижує температу-

ру самовигоряння сажі до 400 °С. Вивчаються також засоби механічної регенерації фільтрів (віброочищенням, зворотною продувкою циліндрів дизеля). Така конкуренція рішень дозволить обрати оптимальну схему регенерації для умов експлуатації дизелів.

Як матеріали ПСФ, крім кераміки, вивчаються металеві сітки, повсть (на основі волокон з нержавіючої сталі), тканні матеріали з кремнеземної нитки. Випробування засвідчили, що такі фільтрувальні елементи здатні вловлювати до 80...95 % ТЧ у ВГ при опорі фільтра 0,008...0,01 МПа.

З урахуванням подальшої дизелізації автотранспорту НАМІ вже розроблено типорозмірний ряд каталітичних нейтралізаторів для дизелів потужністю від 10 до 1000 кВт. Ефективність очищення ВГ цими нейтралізаторами при температурі ВГ понад 250 °С становить:

- за CO – 50...90 %;
- за C_nH_m – 50...80 %;
- за альдегідами й бенз-а-пірену – до 50 %.

Їхній ресурс складає 160 тис. км пробігу з заміною каталізаторів через 80 тис. км.

Крім того, для автотранспортних засобів, що функціонують у підземних умовах, а також міських автобусів, НАМІ створили двоступінчасту систему очищення ВГ дизелів – з каталітичним та рідинним нейтралізаторами.

7.2.2. Рециркуляційні засоби для зниження викидів NO_x

Під рециркуляцією ВГ розуміється пропускання частини цих газів з тракту випуску до тракту впуску, що зменшує кількість кисню у свіжому заряді з одночасним збільшенням його теплоємності [14].

Обидва такі фактори зменшують температуру згоряння та сприяють зниженню утворення NO_x. Звичайно, підвищена кількість рециркульованих газів викликає недопалення палива і збільшення викидів CO, C_nH_m, сажі. Тому кількість (частину у загальному обсязі ВГ) рециркульованих газів треба обмежувати. Інакше кажучи, необхідно шукати компроміс між ефектом рециркуляції щодо NO_x та ефективністю згоряння (у вигляді недопалених вуглеводнів).

Сказане стосується як двигунів з іскровим запалюванням, так і дизелів.

7.2.2.1. ***Принципові особливості рециркуляції ВГ ДВЗ.*** Рециркуляція ВГ є ефективним засобом зниження вмісту NO_x у них.

Певний рівень *"внутрішньої" рециркуляції ВГ* притаманний всім ДВЗ внаслідок перекриття тактів випуску та впуску. Деяка кількість залишкових відпрацьованих газів, яка залежить від кута перекриття клапанів, повторно повертається до КЗ разом зі свіжою робочою сумішшю. На двигунах зі змінними фазами клапанного розподілення (вони вже забезпечуються на деяких перспективних двигунах) можливе регулювання викидів NO_x шляхом зміни частки внутрішньої рециркуляції ВГ.

Практично всі рециркуляційні заходи сучасних ДВЗ діють за принципом *"зовнішньої" рециркуляції ВГ.*

Певна частина ВГ двигуна, проходячи крізь електромагнітний клапан, розбавляє свіжу робочу суміш. Рециркуляцією ВГ на сучасних двигунах звичайно керують пневматичні або механічні системи, які виконують дозування газів, що повертаються у циліндри пневматичними чи механічними пристроями. Вони забезпечують дозування відповідно до таких факторів, як частота обертання колінчастого вала двигуна, тиск у впускному тракті й температурний режим двигуна (температури охолоджувальної води та деталей циліндро-поршневої групи). У деяких схемах керування рециркуляцією застосовується електронний блок керування з електропневматичним перетворювачем, що вмикає чи вимикає електромагнітний привод клапана рециркуляції (пропускання ВГ з випуску на впуск ДВЗ).

Підтверджено випробуваннями, що рециркуляція в оптимальному конструктивному оформленні може знизити викиди NO_x на 50...60 %.

Вище підкреслено, що поряд зі зменшенням концентрації NO_x у ВГ збільшуються викиди недопалених вуглеводнів у зв'язку зі зменшенням коефіцієнта надлишку повітря α при змішуванні свіжого заряду з рециркульованими ВГ у циліндрі двигуна; це й накладає обмеження на верхню межу ступеня рециркуляції ВГ, під якою розуміється відношення кількості рециркульованих ВГ до загальної кількості ВГ на виході ДВЗ. Так, на режимі холостого ходу рециркуляційний засіб відключається, оскільки при цьому утворення NO_x незначне. Найвищою є ефективність рециркуляції на режимах часткових навантажень. При повному навантаженні двигуна або поблизу нього на використання рециркуляції накладаються конкретні обмеження.

Одним з недоліків усіх схем рециркуляції є те, що на клапанах ДВЗ і трактах випуску та впуску утворюються відкладення у вигляді нагару від ВГ, що стає причиною старіння (втрати параметричної надійності) рециркуляційного засобу по мірі ресурсного напрацювання.

7.2.2.2. ***Загальна схема рециркуляції ВГ ДВЗ.*** Сьогодні розроблені та задіяні численні схеми рециркуляції ДВЗ. Однак будь-яка з них відповідає загальній схемі цього процесу, поданій на рис. 7.61 [22].

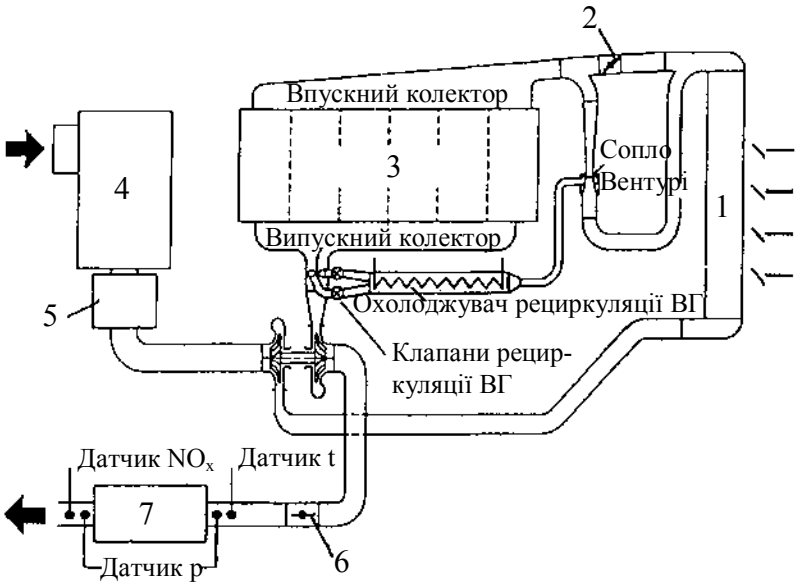


Рисунок 7.61 – Загальна схема рециркуляції ДВЗ:

1 – повітря-повітряний охолоджувач наддувного повітря; 2 – клапан керування рівнем рециркуляції ВГ; 3 – двигун; 4 – повітряний фільтр; 5 – датчик витрати повітря (витратомір); 6 – клапан моторного гальма у випускному колекторі; 7 – уловлювач твердих часток

Така схема, наприклад, призначена для дизелів легких вантажних автомобілів LDT. Розробка виконана фірмою “BOSH” для двигунів фірми “AVL”, Австрія. Остання, аналізуючи сучасні підходи щодо виконання перспективного законодавства з екології, на практиці розглядає повітряний, газовий (випускний) та рециркуляційний тракти двигуна як єдину взаємопов’язану систему “впуск–випуск–рециркуляція” (ВВР). Такий підхід дає можливість з мінімальними втратами й у найкоротші строки визначати доцільність застосування нових пристроїв та розробляти ефективні алгоритми автоматичного керування ВВР. При цьому обов’язково враховується, що всі процеси, які протікають у циліндрах ДВЗ і трактах ВВР, функціона-

льно пов'язані між собою.

Застосування таких складних, багатофункціональних пристроїв, як ВВР вимагає електронного керування дизелем; у ньому відведено й місце керуванню ВВР. Система комп'ютерного керування дизелем (КСК ДВЗ) регулює циклову подачу палива, кут початку вприскування, інтенсивність рециркуляції ВГ, тиск наддуву, а також керує часом включення свічок накалювання при пуску дизеля. КСК включає *датчики* витрати повітря, тиску до та після вловлювача ТЧ, датчики температури ВГ на вході в останній, вмісту NO_x у ВГ, робочих параметрів двигуна та ін. До КСК входять електронний *блок синтезу інформації* (керування) з мікропроцесором та *виконавчі пристрої*, що за сигналами блока керування діють на системи й механізми двигуна та ВВР. У цій порівняно новій КСК ДВЗ циклова подача палива визначається не за тиском наддуву, а за витратою повітря. Такій системі керування віддається перевага у зв'язку з використанням регулювання ВВР; у такому випадку усувається зумовлений рециркуляцією викид диму на режимах розгону автомобіля.

7.2.2.3. *Ефективність рециркуляційних засобів*. Дослідження на бензиновому двигуні автомобіля "ЗІЛ" [7] засвідчили, що оптимальний коефіцієнт (частина) рециркуляції $D_р$ ($D_р = G_р/G_{вг}$, де $G_р$ – кількість рециркульованих ВГ; $G_{вг}$ – кількість ВГ двигуна) становить 8...10 %. При такому $D_р$ викид NO_x зменшується на 35...40 % без суттєвих змін енергетично-екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням. Аналогічні дані для таких двигунів отримано і в інших дослідженнях [10]. На рисунку 7.62 показаний вплив кількості ВГ, що рециркулюються, на викиди NO_x та питому витрату палива двигуном NAPS-Z фірми "Nissan" (Японія) при складі суміші α =1, n = 2000 хв$^{-1}$, M_e = 21,6 Нхм [7]. Як бачимо з наведених залежностей, для такого режиму роботи двигуна оптимум кількості рециркульованих газів $D_р$ = 15...20 %. При цьому витрачається мінімальна кількість бензину, тоді як викид NO_x знижується більш, ніж у 6 разів порівняно з викидом без рециркуляції. Кількість рециркулюючих газів змінюється залежно від режиму роботи двигуна, що зумовлює як викиди NO_x, так і масовий викид ВГ. Тому треба використовувати регулювання процесу рециркуляції залежно від режиму роботи двигуна. У таких випадках командним обирають сигнал датчика витрати повітря (або тиску у впускному тракті) чи положення дроселя.

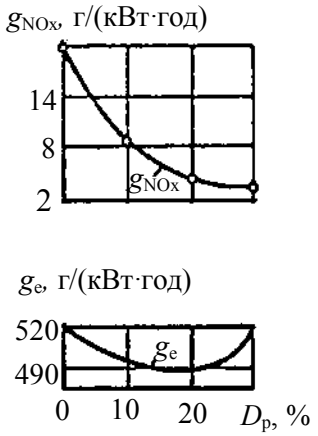


Рисунок 7.62 – Вплив кількості рециркульованих ВГ на викид NO_x та витрату палива бензинового двигуна

Використання рециркуляції у газових двигунах також приводить до зниження викидів NO_x у 2...3 рази, однак при цьому помітним стає збільшення викидів CO.

Ефективним є застосування рециркуляції ВГ у дизелях з метою зменшення викидів NO_x.

Розглянемо рециркуляцію ВГ на суднових дизелях. Московська академія водного транспорту виконала у 2000–2001 рр. дослідження цієї проблеми на судновому (для дизель-генератора) дизелі 6Ч18/22 (N_e = 110 кВт; n = 750 хв$^{-1}$).

До рециркуляційного пристрою додавали фільтр-нейтралізатор, який знижує концентрацію продуктів неповного згоряння палива (CO, C_nH_m, частинок сажі), які з'являються додатково у зв'язку з погіршенням згоряння при рециркуляції ВГ до свіжого заряду на впуску дизеля. За фільтром-нейтралізатором відбираються ВГ на рециркуляцію крізь контактний теплообмінний апарат [90].

Кількість (частина) ВГ, що пішла на рециркуляцію, складала біля 10 % від загальної кількості ВГ дизеля.

Ці дослідження дали такі результати:

1) Зі збільшенням навантаження дизеля об'ємна концентрація NO_x підвищується при n = 750 хв$^{-1}$ на 54 %, а питомі викиди зростають на 54 %; останнє пов'язане з тим, що за навантажувальною характеристикою погодинна витрата палива збільшується на 64 %, тобто зростає швидше, ніж викиди NO_x (рис. 7.63, рис. 7.64);

2) при 5 %-ному навантаженні рециркуляція ВГ (РВГ) знижує викид NO_x на 22,5 % з незначним підвищенням питомої витрати палива (не більше 4 % від такої витрати при навантаженні двигуна 100 %); питома витрата

палива при випаровувальному охолодженні та використанні РВГ не змінилась порівняно з роботою двигуна без РВГ та випаровувального охолодження;

3) при роботі дизеля за гвинтовою характеристикою отримані дані щодо всього комплексу викидів токсидів при D_p = 0,09:

- викид NO_x при n = 750 хв$^{-1}$ (N_e =100 %) зменшився на 30 %, а при n = 475 хв$^{-1}$ (N_e = 25 %) – на 20 %;
- викид CO (при температурі ВГ, вищій 250 °C) при n = 750 хв$^{-1}$ (N_e = 100 %) зменшився на 77 %; при n = 680 хв$^{-1}$ (N_e =75 %) – на 75 %; при n = 600 хв$^{-1}$ (N_e = 50 %) – на 98 %; те ж саме при n = 475 хв$^{-1}$ (N_e = 25 %);
- викид C_nH_m (при температурі ВГ більше 250 °C при n = 750 хв$^{-1}$ (N_e = 100 %) зменшився на 12,5 %; при n = 680, 600, 475 хв$^{-1}$ (N_e =75, 50, 25 %) – залишився без змін;
- викид твердих часток (ТЧ) при n = 750 хв$^{-1}$ (N_e = 100 %) знизився на 57 %; при n = 680 хв$^{-1}$ (N_e = 75 %) – на 48 %; при n = 600 хв$^{-1}$ (N_e = 50 %) – на 50 %; при n = 475 хв$^{-1}$ (N_e = 25 %) – на 57 %.

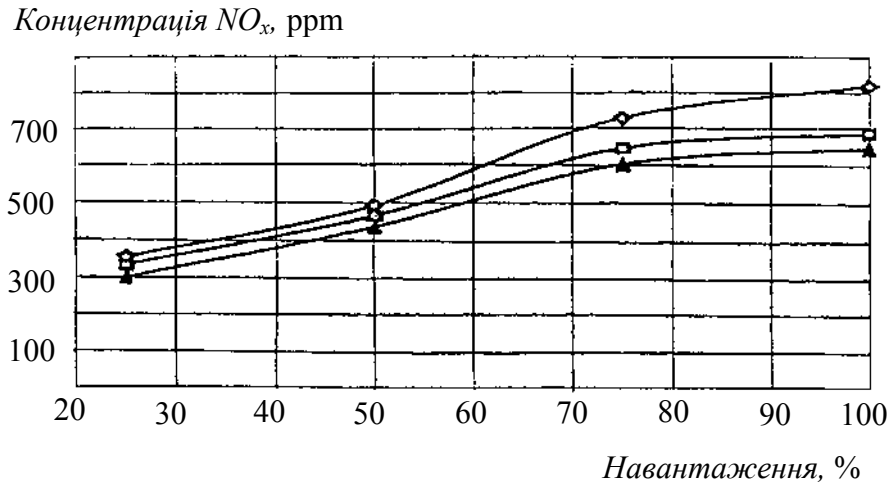


Рисунок 7.63 – Залежність концентрації NO_x від навантаження суднового дизеля 6Ч18/22:

—◊— без рециркуляції та випаровувального охолодження; —□— з рециркуляцією; —▲— з рециркуляцією та випаровувальним охолодженням

У результаті використання рециркуляції ВГ у комбінації з фільтром-нейтралізатором типу НПФ “Нейтраль-ЕКО” всі токсиди двигуна 6Ч18/22 задовольняють міжнародним вимогам і нормативам для суднових дизелів: NO_x < 12 г/(кВт×год); CO < 3,7 г/(кВт×год) та C_nH_m < 0,3 г/(кВт×год).

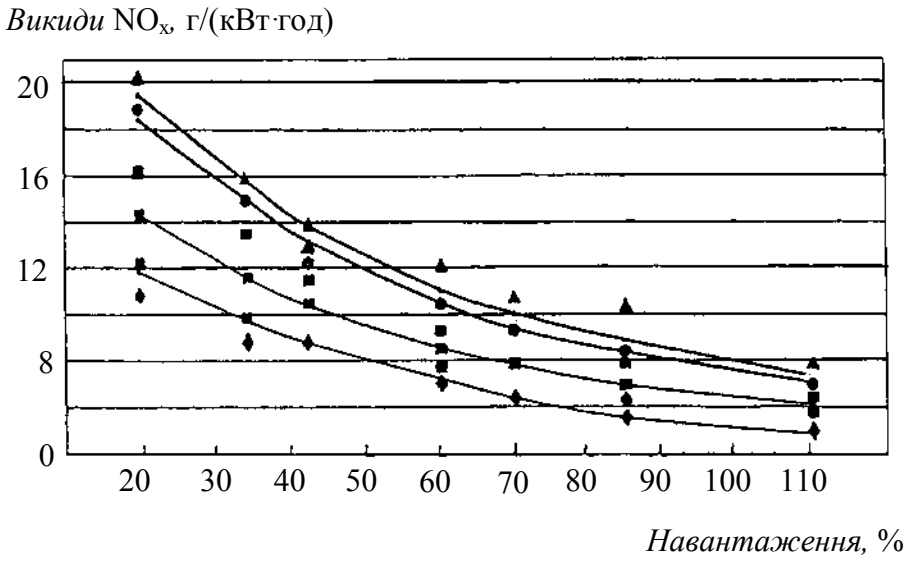


Рисунок 7.64 – Залежність питомих викидів NO_x від навантаження суднового дизеля 6Ч18/22:

—▲— без рециркуляції та випаровуючого охолодження;
—●— з рециркуляцією 5...8 %; —■— з рециркуляцією 9...11 %;
—♦— з рециркуляцією 9...11 % та випаровувальним охолодженням

Бачимо, що рециркуляція ВГ справді є ефективним засобом екологізації ДВЗ різних типів та призначень.

Треба мати на увазі, що рециркуляція має й недоліки. Так, її запровадження збільшує викиди C_nH_m у дизелів, та, головне, скорочує строк служби масла у результаті забруднення його частинками сажі, яка потрапляє у масло при прориві рециркулюючих газів на такті стискання до картера крізь ущільнення, а також при контакті з масляним шаром, який потім знімається маслознімними поршневими кільцями з дзеркала гільзи циліндрів.

7.2.3. Комп'ютерні блоки керування рівнем токсичності (КБК токсичністю) ДВЗ

Керування рівнем токсичності ДВЗ треба об'єднати з керування його робочим процесом.

Цю глобальну проблему подальшого вдосконалення двигунів можна вирішити при умові використання комп'ютерних технологій керування.

У т.3 цієї серії підручників, присвяченому комп'ютерним системам керування ДВЗ, висвітлено їх особливості, зумовлені мікропроцесорною

природою даних систем.

При розгляді питань екологізації ДВЗ достатньо зупинитися на особливостях і структурі комп'ютерних блоків керування їх токсичністю, пов'язаних з фізико-хімічними особливостями утворення шкідливих речовин, раціональними шляхами впливу на відповідні процеси в двигуні та антитоксичних засобах з метою створення й експлуатації малотоксичних ДВЗ.

7.2.3.1. ***Вимоги до КБК токсичністю.*** У підрозд. 7.2.1, 7.2.2 розглянуто основні фактори, які зумовлюють рівень токсичності ДВЗ та шляхи впливів на кожний з них при бажанні зменшувати викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

До *впливових факторів* належать:

- коефіцієнт надлишку повітря (склад суміші);
- кут випередження вприскування (кут випередження запалювання) палива;
- максимальна температура робочого цикла;
- характеристики перехідних процесів двигуна;
- рециркуляційні показники;
- модель експлуатації двигуна конкретного призначення;
- закони паливо- та повітропостачання;
- фази газорозподілення;
- динаміка навантажень двигуна;
- умови використання двигуна.

Можна цей перелік продовжити.

Однак зрозуміло, що бажаного ефекту щодо задоволення жорстких нормативів з токсидів і ТЧ сучасних ДВЗ може бути досягнуто, якщо забезпечити ефективне динамічне керування зазначеними факторами з використанням адаптивних каналів, які реагуватимуть на випадкові зміни експлуатаційних режимів та умов.

Таку задачу вирішує КБК токсичністю ДВЗ, виділений в окремий мікропроцесорний вузол у складі КСК двигуна.

Виходячи з названих функціональних задач, можна сформулювати вимоги до КБК токсичністю ДВЗ з іскровим запалюванням:

◈ для конкретної моделі експлуатації в умовах усталених режимів роботи у циліндри двигуна повинна подаватися горюча (робоча) суміш,

яка забезпечуватиме одночасно з керуванням кутом випередження запалювання задану потужність при найменшій токсичності викидів ДВЗ;

◈ на неусталених режимах склад горючої суміші повинен забезпечувати найменший термін переходу двигуна з одного режиму роботи на інший, що сприятиме зниженню токсичності викидів;

◈ на режимах холостого ходу склад горючої суміші має забезпечити найменші викиди неспаленого палива та продуктів неповного згоряння;

◈ на режимах примусового холостого ходу подача палива має зупинятися, що також позитивно відбивається на токсичності викидів ДВЗ.

Бачимо, що такі вимоги до КБК токсичністю ДВЗ повинні задовольнятися одночасно з вимогами до підсистем керування паливо- та повітропостачанням двигуна, що суттєво ускладнює програми керування, його схеми, виконавчі пристрої та ін. Останнє пояснюється тим, що заходи щодо зменшення витрат палива та викидів токсидів з ВГ можуть суперечити один одному, про що йшлося вище.

Оптимальні програми настройки КБК токсичностю та їх адаптації до умов експлуатації повинні ґрунтуватись на реальних регулювальних характеристиках токсичності дизеля чи двигуна з іскровим запалюванням щодо складу робочої (горючої) суміші, кута випередження вприскування (запалювання), температури робочого циклу, коефіцієнта рециркуляції, циклової подачі палива, фаз газорозподілення, динамічних характеристик експлуатаційних навантажень і т.д. Такі програми, безумовно, мають відстежувати існуючі й перспективні норми токсичності дизелів чи двигунів з іскровим запалюванням.

7.2.3.2. Особливості та принципові схеми КБК рівнем токсичності ДВЗ. Розглянемо програмне забезпечення згаданого КБК [16].

Створення програми дозування паливо- й повітроподачі з умов мінімальної токсичності двигуна являє собою значно складнішу задачу, ніж програмування найкращої експлуатаційної паливної економічності.

Наприклад, у ВГ двигуна з іскровим запалюванням особливо небезпечними викиди двох токсидів – CO (при $\alpha < 1$) та NO_x (при $\alpha > 1$). У дизеля найнебезпечними є викиди NO_x та ТЧ.

Тому, на відміну від програмування найменших паливних витрат за одним критерієм якості (функцією мети), програмування витрат палива з умови найменшої токсичності робиться як мінімум за двома критеріями

якості, адекватними викидам кожного токсиду. Інакше кажучи, потрібно складати й реалізовувати вже дві програми керування, які можуть не узгоджуватися між собою. Крім того, переускладнюється КСК ДВЗ, оскільки зростає кількість командних і контрольних датчиків, виконавчих пристроїв тощо.

Краще скласти єдину програму, але з урахуванням кількох токсидів у викидах з ВГ. Можна після визначення можливих вмістів у ВГ кожного з їх шкідливих компонентів на основі аналізу регулювальних характеристик токсичності двигуна розрахувати еквівалентну (сумарну) питому його токсичність. При цьому врахуємо, що на основі санітарних норм на граничні допустимі концентрації токсидів у навколишньому середовищі можна приблизно оцінити співвідношення кожного з них щодо агресивності для здоров'я людини відносно агресивності СО (приймається за одиницю) [16]. Тоді сумарну токсичність двигуна ΣT_i приводять до вмісту СО й відносять до одиниці потужності (кВт). Після розрахунку сумарної питомої токсичності можна у визначеному діапазоні складів суміші за α знайти її мінімум $\Sigma T_{\min}$ і потім визначити відповідність значенню $\Sigma T_{\min}$ циклових витрат палива $\Delta G_{\text{пал}}$ та повітря $\Delta G_{\text{пов}}$. Як результат, отримуємо єдину програму дозування паливо- й повітропостачання двигуна, складену з умов мінімальної шкідливості ВГ у табличному (графічному) вигляді.

За отриманою програмою і складають робочу програму настройки КБК на мінімум токсичності ДВЗ у вигляді функції тривалості командного електричного імпульсу τ_e від регульованого параметра. Тут під τ_e розуміється тривалість командного сигналу електромагнітного, наприклад, виконавчого механізму на відкриття дозатора палива. Регульованим параметром може обиратися відношення p_s/t_s, де p_s, t_s – параметри наддувочного повітря чи інші.

Для реалізації подібних програм та їх корегування (адаптації) з урахуванням змін умов експлуатації розроблено численні конструкції КБК токсичністю викидів ДВЗ різних типів і призначень; вони випускаються й використовуються масово.

Однак такі КБК враховують принципи їх побудови, закладені у базові схеми сучасних комп'ютерних блоків керування рівнем токсичності ДВЗ (рис. 7.65, 7.66). На цих схемах позначено: КПСК – комп'ютерні підсистеми керування паливо- й повітропостачанням.

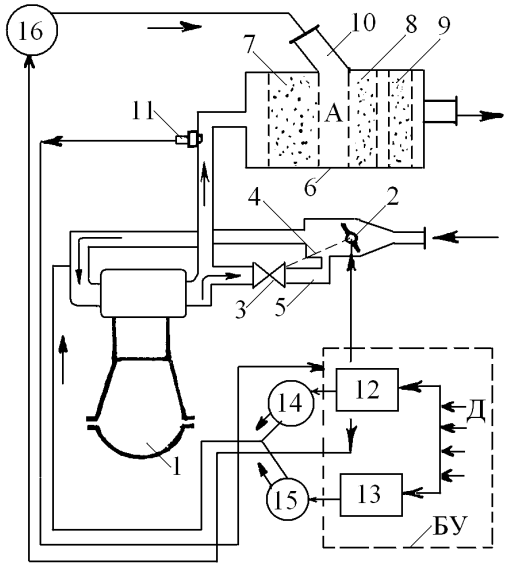


Рисунок 7.65 – Принципова функціональна схема КБК рівнем токсичності двигуна з іскровим запалюванням на основі трикамерного (трикомпонентного) нейтралізатора та рециркуляції ВГ:

1 – двигун; 2 – дросель; 3 – клапан пропускання (рециркуляції); 4 – зв'язок цього клапана й дроселя; 5 – тракт рециркуляції; 6 – нейтралізатор; 7 – відновлювальний реактор; 8 – окисний реактор допалювання СО; 9 – окисний реактор допалювання C_nH_m; 10 – подача додаткового повітря; 11 – λ-зонд; 12 – КПСК повітропостачанням; 13 – КПСК паливоподачею; 14 – повітроподавальна магістраль; 15 – паливоподавальна магістраль; 16 – агрегат подачі вторинного повітря; Д датчики КСК ДВЗ; БК - мікропроцесорний блок керування

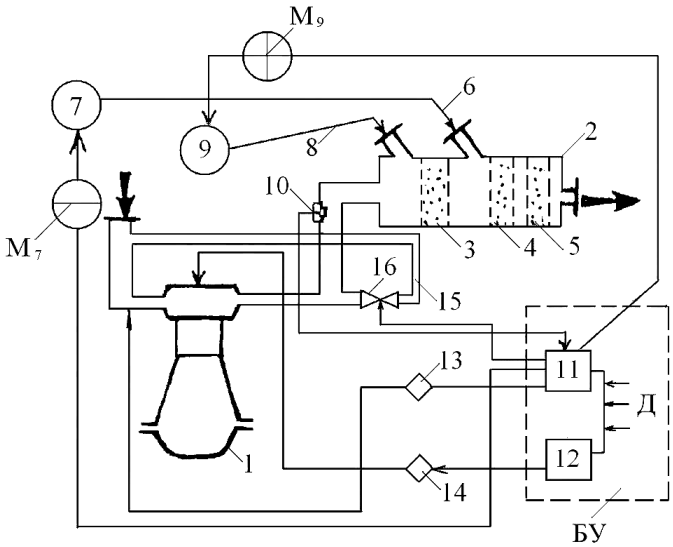


Рисунок 7.66 – Принципова функціональна схема КБК рівнем токсичності дизеля на основі трикамерного (трикомпонентного) нейтралізатора, рециркуляції ВГ, вприскування аміаку:

1 – дизель; 2 – нейтралізатор; 3 – відновлювальний реактор для нейтралізації NO_x; 4 – окислюючий реактор допалювання СО; 5 – окисний реактор допалювання C_nH_m; 6 – подача вторинного повітря; 7 – агрегат подачі цього повітря; 8 – подача аміаку для відновлення NO_x; 9 – агрегат подачі аміаку; 10 - λ-зонд; 11 – КПСК повітряподачею; 12 – КПСК паливоподачею; 13 – повітроподавальна магістраль; 14 – паливоподавальна магістраль; 15 – тракт перепуску (рециркуляції); 16- клапан перепуску (рециркуляції); Д – датчики КСК ДВЗ; M_7 – пристрій подачі вторинного повітря; M_9 – пристрій подачі аміаку

7.2.3.3. ***Приклади комп'ютерних систем комплексного керування робочим процесом та рівнем токсичності викидів з ВГ сучасних ДВЗ.*** КБК токсичністю вбудовуються у комплексі (багатофункціональні) КСК ДВЗ.

Прикладом такого підходу є підсистема керування запалюванням і вприскуванням бензину Motronic M5, яку показано на рисунку 7.67. Це – найсучасніша модель КПСК, розроблена фірмою Bosch (Німеччина). У ній реалізовані прогресивні досягнення цієї та інших провідних фірм на шляху екологізації двигунів, у тому числі – трикамерний нейтралізатор *а*, контур рециркуляції, подача додаткового повітря до нейтралізатора, масовий витратомір повітря, два λ-зонди на вході й виході з нейтралізатора, діагностичний інтерфейс, у тому числі для контролю КБК рівнем токсичності двигуна.

Подібні підходи використовуються і в розробках КСК двигунами різних типів фірм "Даймлер-Бенц", "Дженерал-Моторс", "Тойота", "Хітачі", "Катерпіллар", "Лукас" та інш. Як правило, за допомогою цих КБК забезпечується відповідність нормативам рівня димності ВГ двигуна за рахунок обмеження максимальної циклової подачі палива при розгоні. Вони також забезпечують мінімальну токсичність викидів з ВГ при роботі двигуна на експлуатаційних режимах за сигналами λ-зонда у випускному тракті до та після каталітичного нейтралізатора. Ці сигнали перетворюються з допомогою КБК токсичністю двигуна у командні сигнали, що передаються до основних КПСК паливо- та повітроподачею, які й дозують компоненти робочої суміші по циліндрах.

Адаптивним датчиком КБК рівнем токсичності ДВЗ є датчик кисню у ВГ (λ-зонд).

Цей датчик реєструє стехіометричний склад горючої суміші за наявністю кисню у ВГ. Він забезпечує адаптивність цього складу до режимів та умов експлуатації двигуна.

Так, якщо відпрацьовані гази двигуна з іскровим запалюванням подати на λ-зонд, то при появі у ВГ вільного кисню ($\alpha > 1$) на контактах датчика різко падає напруга; якщо ж горюча суміш переходить у зону збагачення ($\alpha < 1$), то зазначена напруга струму в колі датчика зростає. Таким чином, датчик дає можливість застосувати його у схемі автоматичної стабілізації складу горючої суміші в зоні її стехіометричного складу і тим са-

мим забезпечує ефективне функціонування трикомпонентного каталітичного нейтралізатора. При включенні λ-зонда в КСК система перетворюється у замкнуту з контуром зворотного зв'язку і набуває всіх якостей програмно-адаптивних систем керування. Виконавчим пристроєм КБК є, наприклад, повітряна заслінка, яка своїм власним установочним пристроєм прикривається чи відкривається на певний кут. При переході у зону збагаченої суміші у ВГ зникає вільний кисень, датчик (λ-зонд) видає командний імпульс і повітряна заслінка привідкривається до моменту появи у ВГ вільного кисню. Так забезпечується адаптивне підтримання стехіометричного складу горючої суміші, необхідного для нормальної роботи трикомпонентного нейтралізатора.

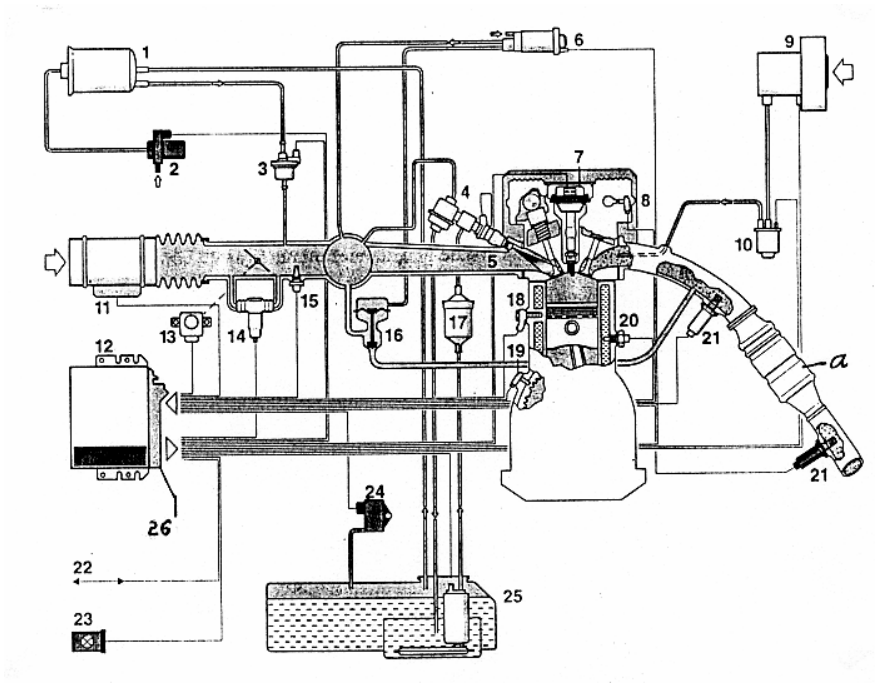


Рисунок 7.67 – КПСУ запалюванням і вприскуванням бензину Motronic M5:

1 – посудина з активованим вугіллям; 2 – клапан впуску повітря; 3 – продувочний клапан для сосуду з активним вуглем; 4 – регулятор тиску палива; 5 – форсунка; 6 – стабілізатор перепаду тиску палива; 7 – котушка запалювання; 8 – фазовий датчик; 9 – насос для подавання додаткових порцій повітря; 10 – допоміжний повітряний затвор; 11 – вимірювач масової витрати повітря; 12 – БСІ (блок синтезу інформації); 13 – датчик кутового положення дроселя; 14 – виконавчий пристрій у системі холостого ходу; 15 – датчик температури повітря; 16 – клапан рециркуляції; 17 – паливний фільтр; 18 – датчик детонації; 19 – датчик частоти обертання колінчастого вала; 20 – датчик температури охолоджувальної рідини; 21 – λ-зонд (датчик кисню); 22 – діагностичний інтерфейс; 23 – діагностична лампочка-індикатор; 24 – датчик перепаду тиску; 25 – паливний занурений насос із електроприводом; 26 – від акумулятора; *а*- каталітичний нейтралізатор

Другим адаптивним датчиком КБК рівнем токсичності ДВЗ виступає димомір автоматичного вимірювання з фотодіодом та обробкою електронного сигналу у БСІ (електронному блоці керування). Командний сигнал димоміра після мікропроцесора подається на виконавчі механізми дозування складу горючої суміші КПСК паливо- й повітроподачі двигуна. При зникненні димності забезпечується разблокування цих дозаторів, і вони керуються відповідно до програм керування двигуна за критеріями найменшої витрати палива в експлуатації чи найменш жорстких динамічних характеристик при перехідних процесах. Конструкції димомірів показано вище, у гл. 5.

На рисунках 7.68–7.71 зображено λ-зонди показані.

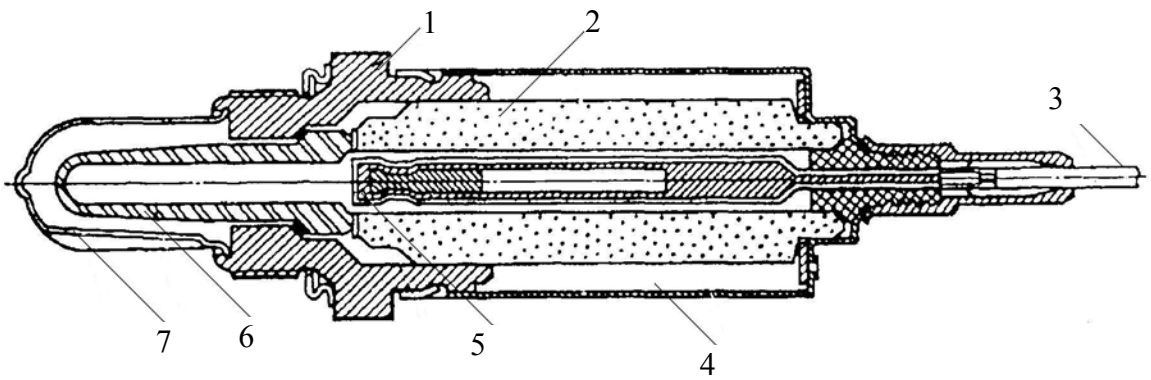


Рисунок 7.68 – λ-зонд на базі ZrO_2:

1 – металевий корпус з різьбою; 2 – керамічний корпус; 3 – з'єднувальний кабель; 4 – зовнішній корпус; 5 – контактний наконечник; 6 – активний керамічний ковпачок; 7 – захисний ковпачок з прорізями

Чутливим елементом λ-зонда на рис. 7.68 є ковпачок з діоксиду цирконію (кераміки). Внутрішня та зовнішня поверхні ковпачка вкриті пористою платиною, яка виконує роль каталізатора та струмопровідних електродів. ZrO_2 при високих температурах набуває властивості твердого електроліту, а датчик стає гальванічним елементом. Зовнішня поверхня чутливого ковпачка 6 стикається з ВГ, а внутрішня – з навколишньою атмосферою (з постійним парціальним тиском кисню). Датчик працює у діапазоні температур 350...900 °С. Вище нагрівати датчик не слід, оскільки можливе його швидке руйнування. Зовнішній шар виведено через корпус до маси.

Велике значення для нормальної роботи датчика кисню має його розташування на випускному трубопроводі двигуна. Чим ближче датчик обладнано до двигуна, тим вище напруга сигналу та менше його затримка. Але слід враховувати, що при невеликих відстанях від двигуна починає виявлятися неоднорідність складу ВГ, що надходять у випускний колектор із різних циліндрів, а при значних – зростає затримка сигналу, що порушує динамічну характеристику КБК токсичністю. Найбільш раціональні зони установки λ-зонду – на відстані 300...500 мм від фланця кріплення випускного трубопроводу від випускного колектора.

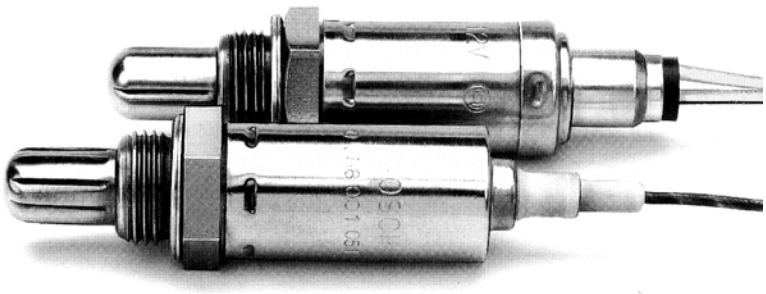


Рисунок 7.69 – Зовнішній вигляд λ-зондів цирконієвого типу

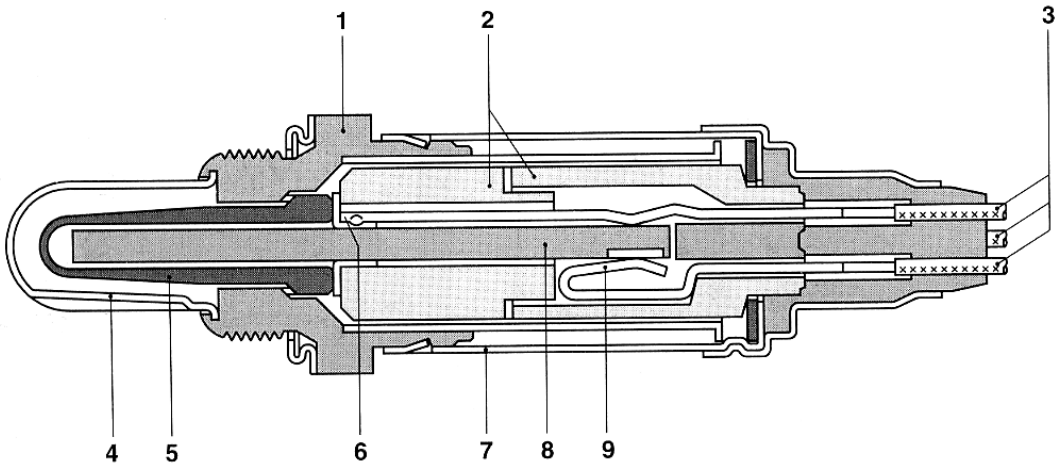


Рисунок 7.70 – Обігрівний λ-зонд цирконієвого типу:
1 – корпус зонду; 2 – керамічна захисна труба із шлицями; 3 – з'єднувальний кабель; 4 – захисна труба зі шлицями; 5 – чутливий керамічний елемент; 6 – контактна частина; 7 – захисна гільза; 8 – нагрівальний елемент; 9 – з'єднувальний контакт для нагрівального елемента

Оскільки при температурах, менших 300 °С, датчик цього типу не працюватиме, при прогріванні двигуна і на режимах малих навантажень та при низьких температурах навколишнього повітря, КБК на основі цирконієвого датчика стає малоефективним. Для розширення діапазону роботи КБК застосовують λ-зонди з електричним підігріванням (рис. 7.70).

Крім датчиків кисню з використанням діоксиду цирконію, розроблені й використовуються λ-зонди на основі TiO_2 (рис. 7.71).

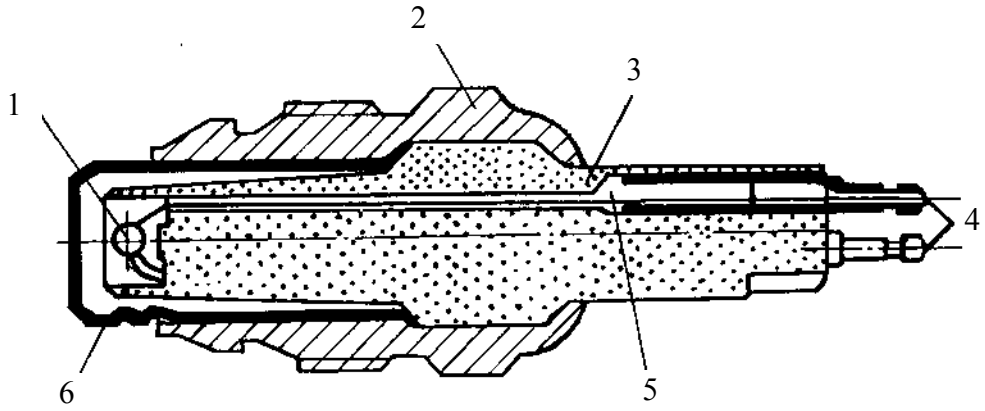


Рисунок 7.71 – Датчик кисню на основі діоксиду титану:
1 – чутливий елемент із TiO_2; 2 – металевий корпус з різьбою; 3 – керамічний ізолятор; 4 – вивідні контакти; 5 – керамічний цемент; 6 – захисний ковпачок

Цей датчик являє собою напівпровідник з активним (омічним) опором. У середовищі з меншим парціальним тиском кисню, ніж в атмосфері, наприклад у ВГ (при $\alpha < 1$), опір діоксиду титану падає. Причому з підвищенням температури даний процес проходить більш інтенсивно і на більш нижчому рівні опору.

За даними випробувань обидва види датчиків показують адекватні результати.

КБК рівнем токсичності обслуговують виконавчі пристрої КПСК паливо- та повітропостачання. Вони розглянуті у т.3 цієї серії підручників, присвяченому КСК ДВЗ.

У цих блоках використовують і виконавчі механізми, що безпосередньо змінюють хімічний склад шкідливих викидів з ВГ. Загальний вигляд нейтралізатора сучасного автомобіля показаний на рис. 7.72. Принципи дії каталітичних нейтралізаторів сучасних ДВЗ описано вище у розділі 7.2;

там же подано інформацію щодо експлуатації таких нейтралізаторів.

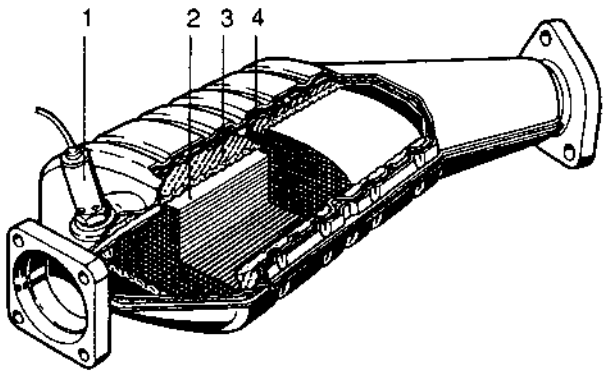


Рисунок 7.72 – Трикомпонентний каталітичний нейтралізатор з λ-зондом [16]:
1 – λ-зонд;
2 – керамічний моноліт;
3 – дрібно-сітчастий фільтр;
4 – термостійкий корпус з подвійною стінкою

7.3. Екологізація ДВЗ при їх виготовленні та експлуатації

Нагальна необхідність наближення реальної експлуатації сучасних двигунів до жорстких міжнародних нормативів на токсичність вимагає, аби використовувались у всі резерви поліпшення їх екологічних характеристик.

Пошук нових резервів пов'язують не тільки з конструктивними рішеннями, але і з рівнями їх виробництва та експлуатації.

Практика засвідчила, що реальними та ефективними слід вважати такі резерви екологізації двигунів внутрішнього згоряння:

- зниження рівня технологічних відхилень при виготовленні та складанні двигунів;
- поліпшення технічного рівня ДВЗ в умовах експлуатації та підтримання їх у справному стані при оптимальному регулюванні основних систем;
- оптимізація експлуатаційних факторів при використанні двигунів.

Розглянемо кожний з зазначених напрямків виробничо-експлуатаційної екологізації ДВЗ.

7.3.1. Вплив технологічних відхилень при виготовленні та складанні ДВЗ на їхні екологічні показники

Робочий процес у циліндрах багатоциліндрового двигуна для будь-якого усталеного режиму завжди має індивідуальні відміни. Вони пов'язані з технологічними відхиленнями окремих деталей та вузлів й особливостями їхніх конструкцій.

Нерідко двигуни, складені з кондиційних деталей, вузлів, при випробуваннях характеризуються параметрами, що не відповідають технічним вимогам. Досягнення більш жорстких технологічних допусків часто обмежене реальними можливостями виробництва, тому приведення параметрів дизеля у відповідність з технічними вимогами виконується за рахунок додаткових підрегулювань окремих систем при випробуваннях двигуна чи часткових перебираннях.

Процес припрацювання ДВЗ включає в основному три етапи: попереднє припрацювання і підрегулювання, часткове перебирання, завершальне припрацювання і регулювання. Такий виробничо-технологічний процес дозволяє виконувати необхідні перерегулювання двигуна до приведення його параметрів до нормативних значень.

Запровадження екологічного контролю ВГ ДВЗ на стадії їх виробництва значно ускладнило технології регулювання розгорнутих двигунів, спричинило більш ретельне вивчення впливів регулювально-технологічних факторів на екологічні показники двигунів з урахуванням їх взаємозв'язків з основними робочими параметрами енергетичних установок з ДВЗ.

Вивчення впливів кожного зазначеного фактора на робочий процес двигуна є складним внаслідок різноманітності взаємозв'язків між факторами та робочими параметрами. Тому для кожного типу двигуна обирають визначальні фактори та виявляють функціональні залежності їх впливів на показники двигуна при їх змінах у межах технологічних допусків чи нормативів інструкцій на регулювання. На базі таких залежностей будується математична модель, яка дозволяє визначити оптимальний спосіб проведення регулювання для зміни того чи іншого параметра ДВЗ, значення якого не відповідає заданим нормативам.

Наприклад, подібне дослідження було виконане на судновому дизелі ЧН16/17 [64]. Статистичний аналіз великої кількості даних дозволив виявити 11 основних регулювальних і технологічних факторів (табл. 7.11). Зміни цих факторів у межах технологічних допусків впливають на такі основні робочі параметри дизеля:

- питома ефективна витрата палива b, г/(кВт×год);

- максимальний тиск згоряння палива $p_{max,}$, МПа;
- температуру відпрацьованих газів на вході у турбіну T_g, К;
- димність відпрацьованих газів N, %;
- вміст монооксиду вуглецю C_{CO}, %;
- вміст оксидів азоту C_{NO_x}, %.

Таблиця 7.11 – Фактори, що впливають на основні показники (параметри) суднового дизеля ЧН16/17 та межі їхніх змін на режимі повної потужності

Номери факторів	Регулювально-технологічні фактори	Граничні значення	
		нижні	верхні
1	Кут випередження паливоподачі θ, град. П.К.В.	23	27
2	Циклова подача палива $g_ц$, г/цикл	0,244	0,256
3	Максимальний тиск вприскування p_{max} (залежність від прохідного перерізу μF форсунки)	54	63,8
4	Тиск підйому голки форсунки $p_{гол}$, МПа	22,5	26,5
5	Надплунжерний зазор E, мм (змінює кінематичну швидкість плунжера на ділянці вприскування палива)	1,25	1,75
6	Люфт привода кулачкового вала ПНВТ Δ, град. П.К.В. (пов'язаний з нерівномірністю обертання розподільного вала, визначає значення динамічного кута випередження вприскування палива)	10,7	13,7
7	Ступінь стиску ε	12	13
8	Виступ розподільника у КЗ h, мм (визначається за найкоротшою відстанню від розпилювача до поршня у ВМТ)	8,6	11,6
9	Температура наддувного повітря T_s, К (після охолодника)	358	398
10	Тиск наддувного повітря p_s, кПа (після охолодника)	216	231
11	Тиск відпрацьованих газів на вході у турбіну наддуву $p_т$, кПа	189	199

На рисунках 7.73 та 7.74 наведено результати порівняльної оцінки впливу обраних найбільш значущих факторів на досліджувані параметри дизеля. Підкреслимо, що зміни цих факторів за допомогою підрегулювань виконувались лише у межах технологічних вимог на припрацювання дизеля. Для кожного з досліджених параметрів фактори по осі абсцис розташо-

вані за порядком своєї значущості (за відхиленням рівня токсичного викиду δ, % при зміні фактора ***i*** у межах, визначених таблицею 7.11). Значущість факторів зменшується за зміною розташування їх на цій осі (зліва – направо). Наведені на рис. 7.73 та 7.74 результати дозволили оцінити ступінь значущості факторів для кожного з досліджених параметрів, а також виявити їхню значущість для всієї сукупності цих параметрів. Варіаційний ряд факторів можна подати у такому вигляді (у порядку значущості): p_s, Δ, p_{max}, $g_ц$, T_g, ε, T_s, $p_т$, $p_{гол}$. У випадку невеликого впливу фактора на досліджуваний параметр його значення на рисунках не наводиться.

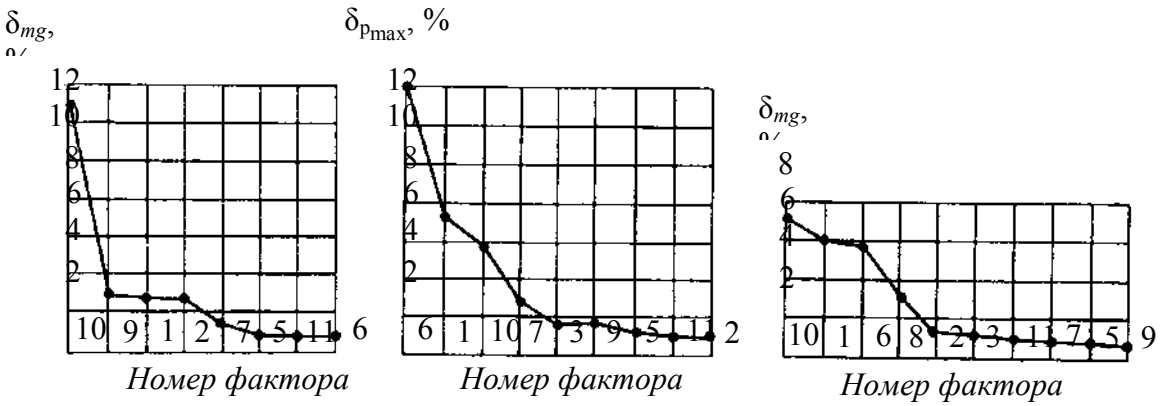


Рисунок 7.73 – Залежність відносних значень основних показників дизеля типу ЧН16/17 від технологічних та регулювальних факторів

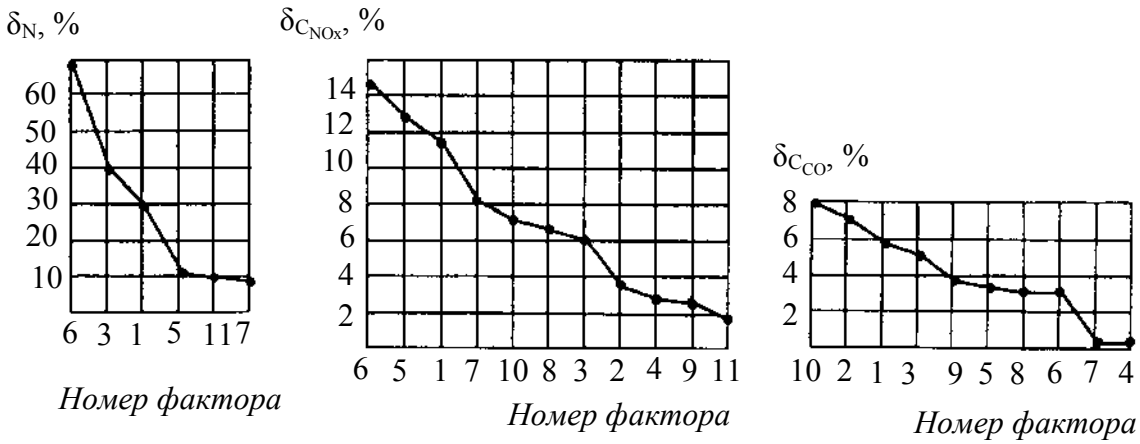


Рисунок 7.74 – Залежність відносних значень екологічних показників дизеля типу ЧН16/17 від технологічних та регулювальних факторів

Оскільки кожний з досліджених факторів має суттєвий вплив хоча б на один з параметрів двигуна, то всі вони були включені до математичної моделі, побудованої у вигляді рівнянь регресії (полінома першого ступеня) $y = в_0 + в_1x_1 + в_2x_2 + ... + в_{11}x_{11}$, де y – зміна досліджуваного параметра; x_1, x_2,..., x_{11} – зміни відповідних факторів; $в_0$, $в_1$,..., $в_{11}$ – коефіцієнти регресії.

Побудована математична модель дозволила виконати комплекс досліджень за допомогою методів багатофакторного експерименту й отримати за його результатами відносно прості кореляційні залежності основних робочих параметрів дизеля 8ЧН16/17 – від регулювальних та технологічних факторів [64].

На рисунках 7.75 та 7.76 наведено результати порівняльних випробувань дизеля 8ЧН16/17 до та після впровадження рекомендованих змін факторів.

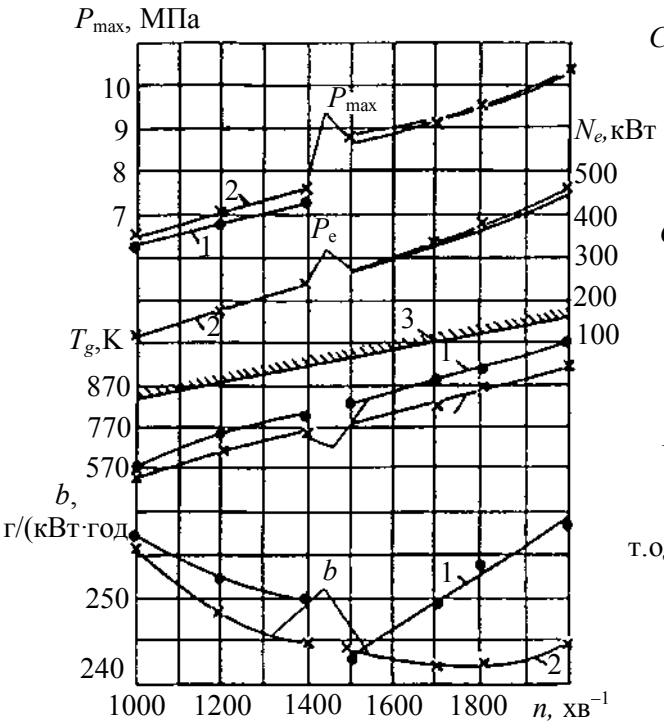


Рисунок 7.75 – основні показники дизеля 8ЧН16/17 до і після оптимального регулювання:
1 –фактори не оптимізовано; 2 – фактори оптимізовано; 3 – допустимі межі параметра

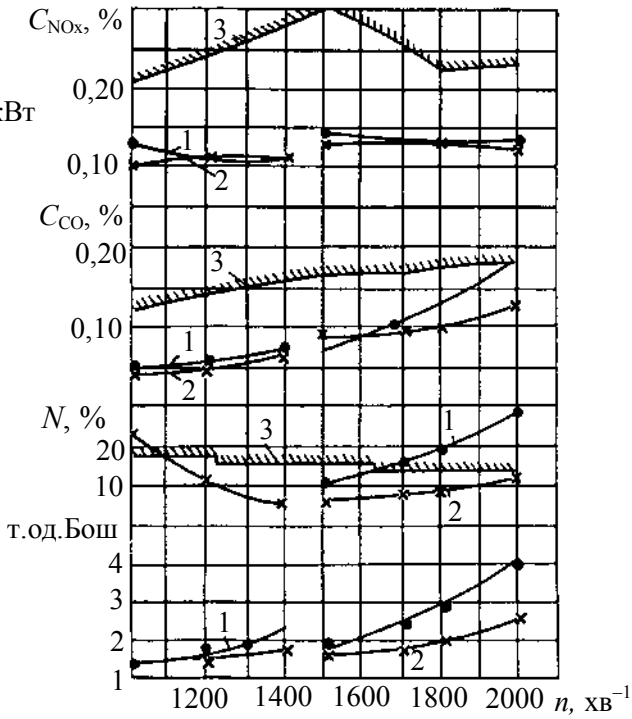


Рисунок 7.76 – Екологічні показники дизеля до і після оптимального регулювання: позначення див. на рис. 7.75

Вирішення проблем оптимізації робочих параметрів дизелів та інших

двигунів у період проведення їх припрацювання може явитися одним із реальних способів поліпшення їх екологічних характеристик.

7.3.2. Вплив технічного стану двигунів на їхні екологічні характеристики при тривалій експлуатації

Важливим напрямком оздоровлення навколишнього середовища є підтримання в умовах тривалої експлуатації належного технічного рівня вузлів та агрегатів, що впливають на викиди токсидів з ВГ.

Практична реалізація цього напрямку експлуатаційної екологізації ДВЗ залежить від рівня сучасного сервісного обслуговування автомобілів та інших засобів з двигунами, у тому числі від наявності необхідної діагностичної апаратури і приладів.

Паливна економічність та екологічні характеристики двигуна, що тривалий час експлуатується без потрібного сервісного й систематичного обслуговування, завжди поступаються новій моделі, особливо через збільшення викидів з ВГ вуглеводневих шкідливих речовин, у тому числі канцерогенних. Це пояснюється погіршенням технічного стану двигуна взагалі, а перш за все систем паливоподачі, запалювання, газорозподільного механізму, спрацюванням циліндро-поршневої групи, відкладенням нагару на стінки КЗ та інших малотеплопроводних шарів на охолоджуваних поверхнях системи охолодження, збільшенням механічних втрат на тертя та привод допоміжних механізмів та ін. (табл. 7.12) [91].

Тепловий стан двигуна дуже впливає на токсичність ВГ. З цієї точки зору температура охолоджувальної рідини повинна підтримуватися на рівні 80...90 °С, оскільки при цьому забезпечуються умови для сумішоутворення у КЗ. Тому екологізація ДВЗ має включати й заходи щодо оптимального регулювання системи його охолодження на експлуатаційних режимах, при зміні кліматичних умов тощо.

Технічний рівень паливної апаратури, агрегатів повітропостачання, перш за все, їхнього регулювання, дуже впливає на викиди з ВГ канцерогенних вуглеводнів, індикатором наявності яких є бенз-а-пірен (БП). На рис. 7.77 наведено узагальнені результати досліджень багатьох автомобілів, проведених у НАМІ (Росія), з вивчення впливів груп несправностей ДВЗ на рівні викидів БП [18].

Таблиця 7.12 – Вплив основних несправностей ДВЗ на рівні викидів CO, C_nH_m, NO_x, диму з ВГ автомобілів

	Несправності	Зміни рівнів викидів шкідливих речовин, %			Димність	Зміни витрати палива, %
		CO	C_nH_m	NO_x		
Бензинові двигуни	Неправільне регулювання дозаторів паливної апаратури	+(100...300)	+(10...100)	-(15...25)		+(3...100)
	Порушення кута випередження запалювання	-50;+10	-300;+50	-50;+100		+(10...200)
	Спрацювання двигуна	+(10...50)	+(10...50)	-(5...30)		+(5...15)
	Несправність свічок запалювання	+(50...100)	+(10...900)	-50;+10		+(10...15)
Дизелі	Неправильне регулювання паливної апаратури	+(5...20)	+(5...25)	-25;+25	+(25...100)	-(5...25)
	Порушення кута випередження вприскування палива	+(5...50)	+25	-100; +100	-25;+50	+(5...25)
	Спрацювання двигуна	+50	+100	-25	+100	+15
	Несправність форсунки	+(25...50)	+(50...100)	-25	-25;+25	+(10...20)
	Захаращення повітряного фільтра або підвищення опору випускного тракту ВГ	+(50...100)	+(50...100)	-50	+100	+15

З цих даних бачимо, що несправності загального характеру викликають підвищення викидів бенз-а-пірену з ВГ у 2...5 разів; несправності системи паливоподачі та запалювання робочої суміші (вони безпосередньо зумовлюють процес згоряння, його повноту) можуть збільшувати викиди бенз-а-пірену навіть у 100 разів.

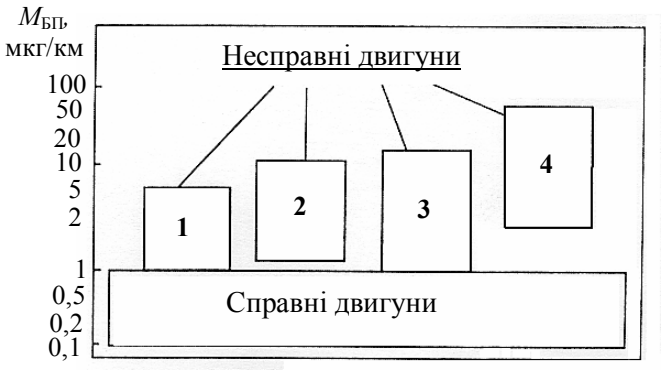


Рисунок 7.77 – Рівні викиду бенз-а-пірену з ВГ автомобілів при різних несправностях бензинових двигунів:

1 – порушення регулювання холостого ходу; 2 – угар масла; 3 – несправності системи живлення бензином; 4 – несправності системи запалювання

Сказане вище про домінуючу роль експлуатаційних несправностей паливної апаратури та запалювання ДВЗ у формуванні його екологічних характеристик підтверджується й даними Ю.Ф. Гутаревича [7]. У них підкреслено, що першочергову увагу треба приділяти регулюванню та своєчасному усуненню несправностей саме

цих агрегатів на режимах, що широко використовуються при експлуатації.

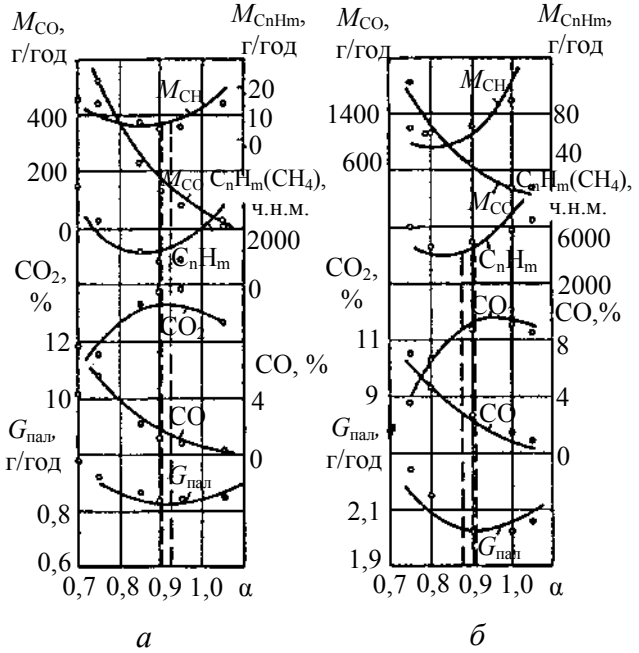


Рисунок 7.78 – Залежність екологічних та токсичних характеристик ДВЗ від складу суміші у режимі холостого ходу

У першу чергу це стосується до режимів холостого ходу, що займають значну частину терміну роботи ДВЗ в експлуатації.

За таких умов основними регулювальними параметрами для бензинових двигунів є склад суміші α, мінімальна частота обертання колінчастого вала на холостому ходу ($n_{xx_{min}}$) та кут випередження запалювання $\varphi_{запр}$.

Результати виявлення впливів цих регулювальних параметрів на токсичність ДВЗ типів ЗМЗ та ЗІЛ показано на рисунках 7.78–7.80. Було визначено оптимальні регулювання систем цих типів двигунів на режимах холостого ходу за критеріями мінімальних викидів токсидів з ВГ.

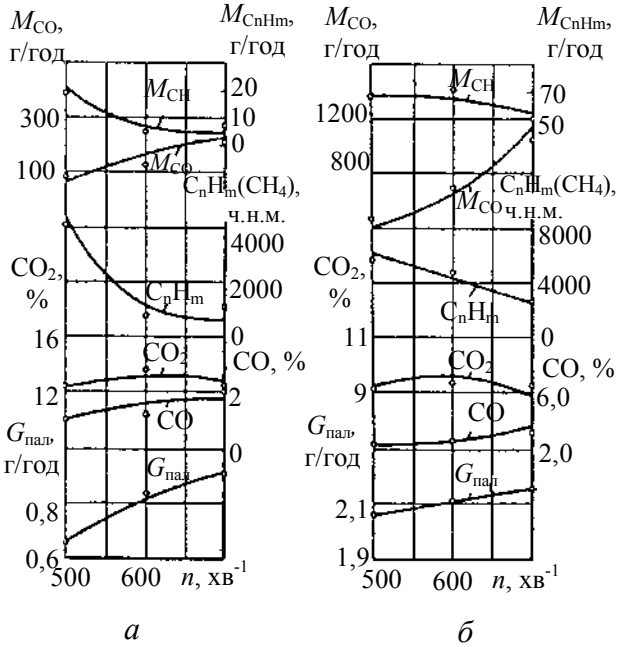


Рисунок 7.79 – Вплив мінімальної частоти обертання колінчастого вала у режимі холостого ходу на економічність та токсичність ДВЗ

Відступання при експлуатації від оптимальних значень такого регулювання свідчить про несправність перш за все агрегатів паливоподачі й запалювання.

Підтримання оптимального регулювання систем ДВЗ на режимах холостого ходу забезпечує зниження шкідливих викидів двигунами при їх тривалій експлуатації.

У таблиці 7.13 подано результати вимірювань витрати па-

лива $G_{пал}$, концентрації CO та C_nH_m (у %) і їхніх масових викидів (у кг/год) при роботі двигуна ЗІЛ-130 на режимах мінімальної та підвищеної (0,6 $n_{ном}$) частоти обертання колінчастого вала на холостому ході до та після перевірок і регулювання систем двигуна. Ці дані є середніми для восьми автомобілів з пробігом 80...300 тис. км.

Таблиця 7.13 – Вплив регулювання на показники двигуна в режимі холостого ходу

Режими перевірки двигуна під час технічного обслуговування	Етапи перевірки	Параметри двигуна				
		CO, %	C_nH_m, %	$G_{пал}$, кг/год	M_{CO}, кг/год	$M_{C_nH_m}$, кг/год
$n_{xx_{min}}$	До регулювання	5,50	1,11	2,39	1,24	0,126
	Після регулювання	2,76	1,07	1,74	0,59	0,107
$0{,}6n_{ном}$	До регулювання	2,50	0,42	6,67	2,13	0,182
	Після регулювання	1,68	0,41	6,57	1,46	0,180

Як бачимо, з наведених даних, регулювання систем двигунів з використанням переносних тестерів-газоаналізаторів дозволило на режимі $n_{xx_{min}}$ знизити концентрацію CO у ВГ майже у 2 рази, а викиди цієї ж речовини – у 2,1 рази. На режимі підвищеної частоти обертання $0{,}6n_{ном}$ після регулювання вміст та викиди CO зменшилися у 1,5 рази при практично незмінній кількості вуглеводнів C_nH_m й поліпшенні паливної економічності до 1,5 %.

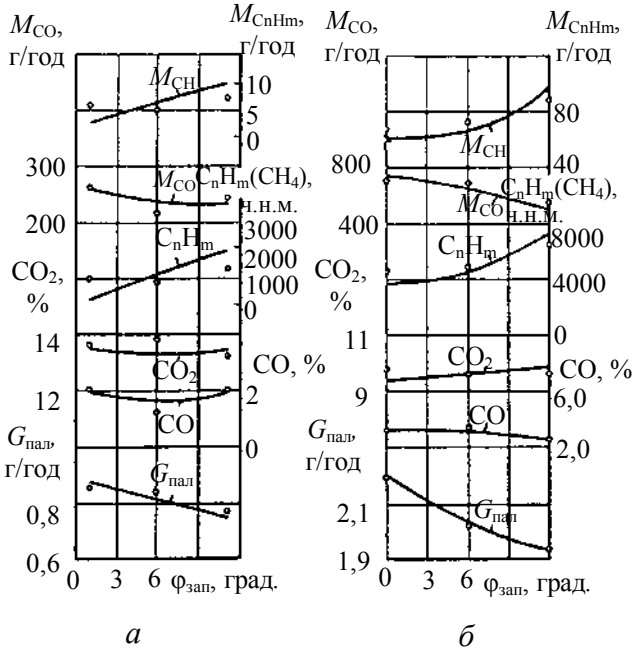


Рисунок 7.80 – Вплив кута випередження запалювання на економічність та токсичність ДВЗ у режимі холостого ходу

Суттєво знизити викид шкідливих речовин та поліпшити економічність двигунів в експлуатаційних умовах можна при перевірках та підрегулюванні систем ДВЗ не тільки у режимі холостого ходу, але і при навантаженнях, що надає додаткові можливості виявлення не-

справностей. У таблиці 7.14 наведено середні значення сили тяги на колесах автомобіля ($P_к$), витрати палива $G_{пал}$, викидів g_{CO} та $g_{C_nH_m}$ на двох навантажувальних режимах двигунів ЗІЛ-130 до і після регулювання їх систем та механізмів з використанням засобів газового аналізу. В результаті виявлення недоліків у вигляді розрегулювань і подальшого усунення останніх на режимі при n = 2000 хв$^{-1}$ та вакууму у впускному трубопроводі $\Delta p_{вп}$ = 10 кПа економічність зросла на 7,4 %, а викиди знизилися на 8,3 % (CO) та 8,2 % (C_nH_m). При повному відкритті дроселя ($\varphi_{дрос}$ = 100 %) питомі викиди CO знизилися на 9,1 %, C_nH_m – на 12,8 %, а економічність зросла на 10,8 %.

Таблиця 7.14 – Вплив регулювання на показники двигуна при роботі під навантаженням

Режими перевірки двигуна під час технічного обслуговування	Етапи перевірки	Параметри двигуна			
		$P_к$,Н	$G_{пал}$, кг/год	g_{CO}, г/(кВт×год)	$g_{C_nH_m}$, г/(кВт×год)
n = 2000 хв$^{-1}$; $\Delta p_{вп}$ = 10 кПа	До регулювання	3180	18,86	75,0	1,47
	Після регулювання	3500	19,05	68,8	1,35
n = 2000 хв$^{-1}$; $\varphi_{дрос}$ = 100%	До регулювання	3866	24,1	254,2	3,60
	Після регулювання	4210	23,4	231,0	3,14

Наведені дані свідчать про високу ефективність систематичних контрольних перевірок недоліків і регулювання двигунів в експлуатаційних умовах.

7.3.3. Оптимізація експлуатаційних факторів – напрямок зниження токсидів у ВГ ДВЗ

Експлуатаційні фактори носять як суб’єктивний, так і об’єктивний характер.

Розглянемо основні з них на прикладі автомобільних та інших транспортних засобів з точки зору впливів на екологічні характеристики ДВЗ [7].

7.3.3.1. ***Вплив майстерності водія (оператора) на кількість шкідливих викидів двигуном енергетичної установки та оптимізація параметрів керування нею.*** Від професійної майстерності та суб’єктивних рис водія значною мірою залежить витрата палива в експлуатаційних умовах.

Оскільки викиди шкідливих речовин зумовлюються кількістю та особливостями витрачання палива, можна припустити, що й заходи, які використовуються водієм при керуванні транспортною установкою, впливають на кількість токсидів у ВГ.

Аналіз цього впливу базується на даних щодо карбюраторного двигуна [7] з механічним регулятором.

Треба внести необхідні корективи у результати такого аналізу, пов'язані з тим, що сьогоднішні транспортні засоби (автомобілі – майже всі) керуються КСК ДВЗ. Останні мають незрівнянно кращі динамічні характеристики: швидкодію, чутливість; врахуємо й багатофункціональність (багатоканальність) КСК та ін. Бачимо, що сьогодення вносить принципові зміни у взаємозв'язки елементів ланцюга "водій – система керування – двигун – токсиди з ВГ", значно зменшуючи роль суб'єктивного фактора у кінцевих результатах керування системами паливо-, повітропостачання та ін. Тому за водієм залишається робота з КПП, гальмами та важелем паливоподачі залежно від умов на трасі руху чи програми дій водія на ній.

Зробивши таке зауваження, деталізуємо зазначений напрямок екологізації ДВЗ.

В експлуатаційних умовах рух автомобіля включає розгони, рух з постійною чи близькою до неї швидкістю, уповільнення, які можуть здійснюватися з включеною передачею або відокремленим від трансмісії двигуном, а також з використанням гальм. Для економної витрати палива і зниження сумарних шкідливих викидів під час руху в населених пунктах при під'їзді до світлофора водій повинен найбільше використовувати рух з відокремленим двигуном (вільне котіння) та уникати інтенсивних гальмувань. Однак можливість використати таке котіння значною мірою залежить від дорожньої обстановки, а в умовах інтенсивного руху часто стає неможливим. Тому водій, у першу чергу, повинен обирати оптимальні режими при розгонах та русі з постійною швидкістю, в яких викидається основна маса шкідливих речовин і витрачається більша кількість палива.

На таких режимах водій змінює хід і швидкість пересування важеля паливоподачі, номер передачі, тривалість переключення передач та кінцеву швидкохідність двигуна на кожній передачі при розгоні автомобіля. Такі параметри, за виключенням передачі, належать до процесу розгону автомобіля, який є основним щодо викидів токсидів.

Як показує практика, доцільно переключати передачі при розгоні легких автомобілів при $n = (0,5...0,6)n_{ном}$, що зменшує викиди токсидів з ВГ суттєво, особливо викиди C_nH_m (майже вдвічі).

Доцільно також при розгоні встановлювати відкриття дроселя, близьке до 60 % повного відкриття.

Такі рекомендації для водія стосуються автомобілів з двигунами іскрового запалювання.

На вантажних автомобілях з дизелями під час розгону краще встановлювати важіль керування паливоподачею (рейкою ПНВТ) у положенні, коли $h_{рейки} = 0,8h_{рейки_{max}}$, а переключати передачі, коли швидкість на включеній передачі перестає зростати при $n = (0,7...0,9)n_{max}$.

Інші параметри, якими керує водій, впливають на кількість шкідливих викидів значно менше, ніж положення важеля паливоподачі та частота обертання у моменти переключення передач.

Розглянемо питання вибору номера передачі при русі автомобіля з даною швидкістю.

Результати спеціальних досліджень свідчать, що при русі легкового автомобіля з бензиновим двигуном по дорозі необхідно використовувати найбільш високу передачу з точки зору найкращої паливної економічності та найменших токсичних викидів з ВГ. Так, перехід з четвертої на третю передачу приводить до збільшення сумарних (приведених до СО) шкідливих викидів у 1,25 раз, на другу – у 3,24 рази. Дані результати характерні для легкового автомобіля з бензиновим двигуном під час руху в населених пунктах, коли навіть на максимальній дозволеній швидкості не використовуються режими роботи, при яких суміш збагачується з небезпекою збільшення викидів СО, C_nH_m.

У вантажних автомобілів запас потужності значно менший, тому рекомендації будуть дещо відрізнятися.

При русі вантажного автомобіля з бензиновим двигуном по гарній дорозі для зниження шкідливих викидів у навколишнє середовище слід використовувати найбільш високу передачу.

Але для вантажних автомобілів з повним навантаженням при русі по поганих дорогах для забезпечення мінімального забруднення навколишнього середовища доцільно рухатися на зниженій передачі.

У дизелях закономірності зміни вмісту токсидів у ВГ залежно від

швидкісного та навантажувального режимів інші, ніж у бензинових двигунах, що впливає на співвідношення викидів при включенні різних передач. Так, при переході з вищої на попередню передачу приведені (до CO) масові викиди токсидів збільшуються на 30...40 % залежно від опору дороги. Таким чином, для автомобіля з дизелем в експлуатаційних умовах по можливості краще використовувати найбільш високу передачу.

При русі у населених пунктах або по заміському шосе й відсутності перешкод з боку інших автомобілів чи профілю траси водій може підтримувати швидкість, близьку до постійної та рухатися у режимі “розгін – накат”.

Дослідження засвідчили, що при цьому знижуються витрати палива на 5...10 % й викиди CO на 6...10 %. Однак в такому випадку збільшуються викиди C_nH_m до 40 % та NO_x – у 3,6...4,0 рази. Сумарні (приведені до CO) викиди токсидів зростають на 60...80 %. У вантажних автомобілів з бензиновими двигунами при використанні режиму “розгін – накат” сумарні шкідливі викиди зростають на 30...80 %; збільшується на 4...16 % й витрата палива. Для автомобілів (вантажних) з дизелем застосування методу “розгін – накат” також погіршує екологічні характеристики двигуна.

Таким чином, метод водіння “розгін – накат” не слід рекомендувати для зниження забруднення навколишнього середовища. Для цього необхідно по можливості забезпечувати рух транспорту з постійною швидкістю.

Як бачимо, наведені вище шляхи екологізації ДВЗ транспортного (найбільш масового) призначення вимагають високої професійної майстерності водіїв, навчання їх раціональним заходам керування двигуном.

У цьому всіляко допомагатимуть поширені засоби нерозбірного діагностування технічного стану двигунів, особливо засобів, що допомагатимуть водієві обрати оптимальний режим роботи двигуна в конкретних умовах його експлуатації. Йдеться про бортові прилади щодо вимірювань параметрів двигуна, які характеризують його режим роботи та подачі сигналів водію про термінову необхідність змінити режим навантаження (якщо він не є оптимальним) шляхом включення іншої передачі КПП.

У бензинових ДВЗ вимірюють положення дроселя, або витрату повітря, або розрядження за дроселем; у дизелях – положення рейки паливного насоса, або частоту обертання колінчастого вала, або відношення тиску

наддуву до його температури.

Використання таких контрольно-діагностичних параметрів дозволяє знизити сумарні шкідливі викиди з ВГ при зменшенні витрати палива на 10 % і більше.

7.3.3.2. ***Вплив завантаження автомобіля на кількість шкідливих викидів з ВГ.*** Вплив навантаження на токсичність та економічність автомобілів визначали під час розгону й усталеного руху, оскільки у процесі уповільнення двигун автомобіля працює у режимі примусового холостого ходу і кількість шкідливих викидів на одиницю пробігу визначається інтенсивністю гальмованого уповільнення.

У процесі розгону вантажного автомобіля вантажопідйомності 5 т з бензиновим двигуном до швидкостей 36; 54; 60 км/год зі збільшенням завантаження з нуля до номіналу витрата палива зростає у 1,43...1,52 разу, викиди CO збільшуються на 33...43 %, C_nH_m – на 12...13 %, NO_x – на 80...96 %. Оскільки маса вантажу, що перевозиться автомобілем, різна, то у такому випадку необхідно оцінювати вплив навантажень по витратам палива та викидам шкідливих речовин, віднесених до одиниці транспортної роботи, що виконана автомобілем у процесі розгону.

Витрата палива на одиницю транспортної роботи при збільшенні навантаження від 1 до 5т зменшується у 3,6...3,7 разу, викиди CO – у 3,5...3,8 разу, C_nH_m – у 4,4 разу, NO_x – у 3,1...3,9 разу; сумарні шкідливі викиди з ВГ (приведені до CO) зростають у 3,0...3,3 разу. Використання половини можливої вантажопідйомності автомобіля у порівнянні з номінальною у процесі розгону сприяє збільшенню викидів, віднесених до одиниці транспортної роботи: CO – у 1,72...1,74 разу; C_nH_m – у 1,92...1,94 разу; NO_x – у 1,45...1,6 разу при підвищенні витрати палива у 1,7...1,85 разу. Якщо оцінювати вплив завантаження вище половини номінальної вантажопідйомності, то кожний процент збільшення останньої приводить до зниження шкідливих викидів у процесі розгону автомобіля на 1,0...1,3 % при одночасному зниженні витрати палива на 1,4...1,7 %.

Аналогічні результати отримано і для легкового та вантажного автомобілів з дизелями. При розгоні легкового автомобіля з чотирма пасажирами, наприклад, до швидкості 60 км/год, у порівнянні з розгоном без пасажирів, викиди, віднесені до 1 пасажиро-кілометра, збільшуються: CO – у 4,7 разу; C_nH_m – у 4,97 разу; NO_x – у 3,94 разу при зростанні питомої втра-

ти палива у 4,47 разів. При розгоні вантажного автомобіля з дизелем до швидкості 60 км/год використання половини вантажопідйомності (у порівнянні з номінальною) приводить до збільшення шкідливих викидів (г/(тжкм)): CO – у 1,37 разу; C_nH_m – у 1,41 разу; NO_x – у 1,73 разу, сажі – у 1,27 разу при підвищенні витрати палива у 1,53 рази. Таким чином, кожний процент недовикористання вантажопідйомності при навантаженнях більше половини приводить до збільшення сумарних шкідливих викидів на 1,3 % й перевитраті палива на 1,1 %.

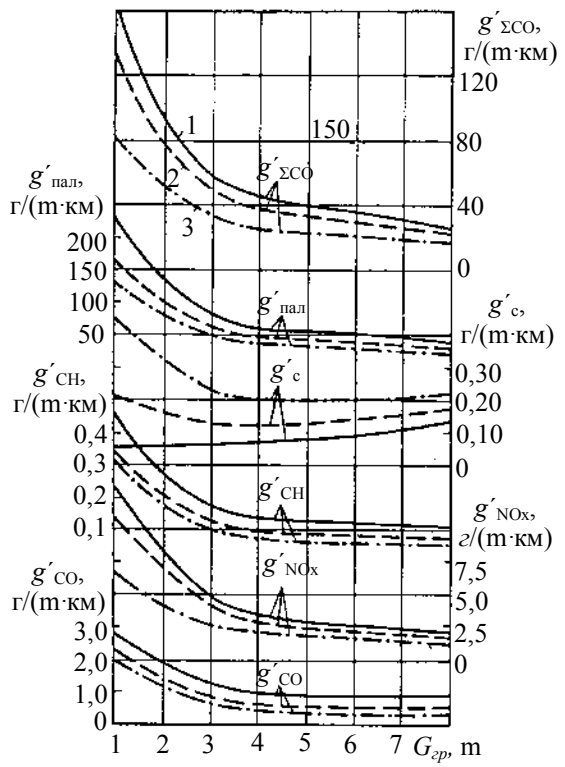


Рисунок 7.81 – Вплив завантаження автомобіля на розмір шкідливих викидів та витрату палива:

Випробування впливу навантаження на токсичність та економічність автомобілів під час руху в усталених режимах проводили при різних швидкостях руху. На рис. 7.81 показано вплив завантаження вантажного автомобіля з дизелем на розмір шкідливих викидів і витрати палива, віднесену до одиниці виконаної транспортної роботи. Збільшення завантаження сприяє значному зменшенню викидів CO, C_nH_m, NO_x (g'_{CO}, $g'_{C_nH_m}$, g'_{NO_x}) і тільки викиди сажі (g'_C) при високих швидкостях руху (біля 70 км/год) зростають, а при середніх чи низьких (50 та 36 км/год) мінімум викидів сажі спостерігається при завантаженні, близькому до половини номінального. Сумарні викиди, приведені до CO ($g'_{\Sigma CO}$, г/(тжкм)), по мірі збільшення завантаження автомобіля від 1 до 7,5 т зменшуються у 5,2...5,7 разу. При цьому витрата палива (г/(тжкм) також зменшується у 5,5...6,0 разів. Збільшення коефіцієнта вантажопідйомності на 1 % вище 0,5 її номінальне значення приводить до зниження сумарних шкідливих викидів на 1,0...1,4 % і зменшення витрати палива на

1,2...2 %.

Аналогічні дані щодо впливу навантаження на токсичність та паливну економічність отримано і для легкового автомобіля. При швидкостях руху 36; 54; 72 км/год навантаження практично не впливає на викиди токсидів, особливо CO та C_nH_m. Пояснюється це значним запасом потужності двигуна при русі з постійною швидкістю та роботою з недовантаженням, тобто на ділянці траси, де значення використаної потужності практично не впливає на масові викиди продуктів неповного згоряння. Незначно змінюються викиди NO_x, особливо при русі автомобіля на низьких швидкостях. Це зумовлює суттєве збільшення (по мірі зменшення навантаження) шкідливих викидів і витрати палива, віднесених до одиниці транспортної роботи. При русі автомобіля з одним водієм на різних швидкостях викиди на одиницю транспортної роботи збільшуються у порівнянні з повним навантаженням автомобіля: CO та C_nH_m – у 4,7...4,9 разу, NO_x – у 3,6...4,8 разу. Витрата палива також зростає – у 4,4...4,7 разу.

Таким чином, збільшення коефіцієнта використання вантажопідйомності й пасажиромісткості автомобілів та інших транспортних засобів з бензиновими і дизельними двигунами в експлуатаційних умовах є важливим резервом зменшення забруднення навколишнього середовища при одночасній економії палива.

Тому одна з основних задач фахівців, що займаються плануванням перевезень і вибором рухомого складу, полягає у зниженні холостих пробігів та руху з недовантаженням транспорту; це є ефективним напрямом екологізації ДВЗ під час експлуатації, який не вимагає витрат на його запровадження.

Інший резерв екологізації ДВЗ – зменшення витрат потужності двигуна, яку витрачають у процесі руху.

Такі втрати пов’язані з можливими несправностями агрегатів, вузлів двигуна й автомобіля (неправильне регулювання підшипників, зубчастих передач, тиску у шинах), що виникають у процесі експлуатації або неправильного технічного обслуговування чи поточних ремонтів.

Вплив зазначених витрат потужності на токсичність і паливну економічність двигуна при русі легкового автомобіля зі швидкостями 35...70 км/год показано на рис. 7.82. При збільшенні втрат необхідний крутний момент $M_к$, який передається від дизеля, зростає, що і приводить до

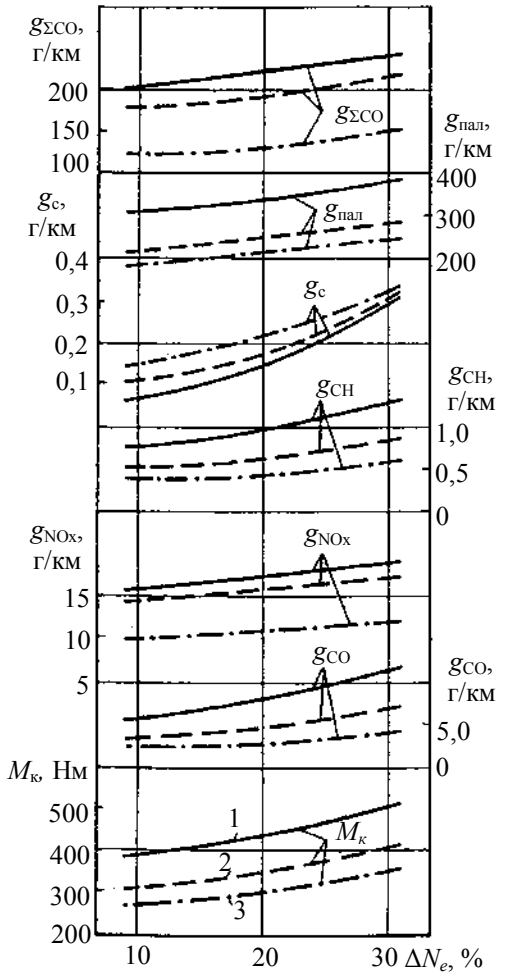


Рисунок 7.82 – Вплив втрат у трансмісії й допоміжних агрегатах на токсичність та паливну економічність автомобіля:
1 – 70 км/год; 2 – 50 км/год; 3 – 35 км/год

підвищення викидів токсидів з ВГ та витрати палива (g_{CO}, g_{NO_x}, $g_{C_nH_m}$, g_C, $g_{пал}$), віднесених до одиниці пройденого легковим автомобілем шляху. Кожний процент втрат потужності приводить до збільшення сумарних ($g_{УCO}$) шкідливих викидів, приведених до CO, на 0,85...1,1 % та підвищенню витрат палива на 1,1...1,3 % при швидкостях руху у діапазоні 35...70 км/год.

Для вантажного автомобіля з бензиновим двигуном збільшення втрат потужності на 1 % приводить до зростання сумарних шкідливих викидів, приведених до CO, на 2,5...4,2 % та витрати палива на 1,0...1,4 % у діапазоні швидкостей перевезень 35...55 км/год.

Таким чином своєчасне виявлення та усунення несправностей (неправильне регулювання підшипників, зубчастих передач, гальм, відхилення від норми тиску у шинах, неправильне виставлення колес, використання нерекомендованих масел тощо) є ефективним заходом екологізації ДВЗ в умовах тривалої експлуатації.

7.3.3.3. ***Вплив дорожніх умов на кількість шкідливих викидів двигуном транспортних засобів.*** Дорожні умови об’єднують велику групу факторів, що впливають на режими руху автомобіля, на його швидкість та втрати потужності на цей рух.

До таких факторів належать:

- коефіцієнт опору котінню;

- кут поздовжнього профілю дороги (позитивний чи негативний);
- інтенсивність і склад транспортного потоку;
- відстань між перехрестями чи світлофорами;
- наявність дорожніх знаків різних призначень та ін.

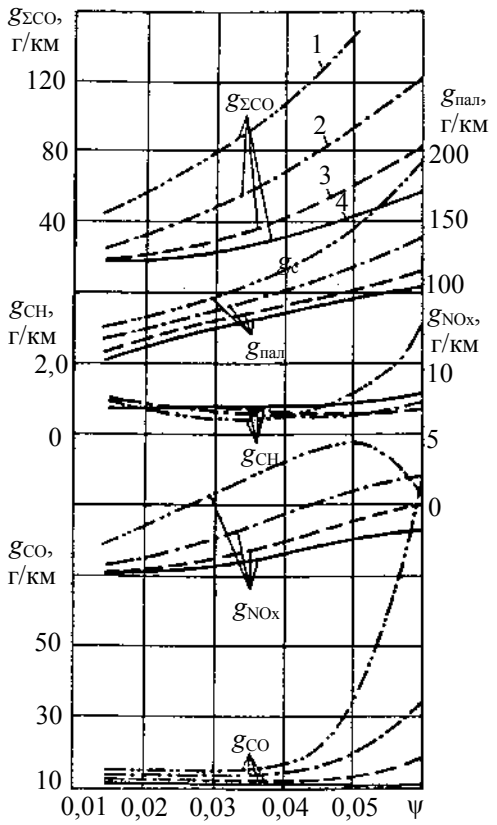


Рисунок 7.83 – Залежності економічності й токсичності легкового автомобіля від опору дороги:
1 – 90 км/год; 2 – 72 км/год; 3 – 54 км/год;

Розглянемо дію на викиди токсидів з ВГ і паливну економічність двигунів тих факторів, на які можна впливати у ході будівництва або реконструкції дороги та у процесі її використання як транспортної артерії.

На рис. 7.83 показані залежності токсичних та економічних показників легкового автомобіля типу “ГАЗ” з бензиновим двигуном при повному навантаженні й різній швидкості руху на прямій передачі від коефіцієнта опору котінню. Збільшення опору порізному впливає на викиди шкідливих речовин. Викиди CO та C_nH_m на малих і середніх швидкостях руху (35...55 км/год) практично не залежать від коефіцієнта опору дороги при суттєвій зміні його значення від 0,014 до 0,06. Пояснюється це збіднінням паливоповітряної суміші двигуна по мірі збільшення навантаження. Рух з високою швидкістю (90 км/год і вище) при значеннях коефіцієнта опору дороги 0,04 та більших супроводжується різким зростанням викидів продуктів неповного згоряння (CO, C_nH_m). Останнє пояснюється збагаченням суміші за сигналом відповідного датчика КПСК паливоподачі. Інакше коефіцієнт опору дороги впливає на викиди NO_x: підвищення коефіцієнта опору ψ при малих та середніх швидкостях руху приводить до збільшення викидів NO з ВГ. Максимум викидів

NO_x спостерігається при високих швидкостях руху (понад 90 км/год) і при ψ = 0,45...0,55. За умови подальшого збільшення ψ викиди NO_x знижуються внаслідок збагачення суміші.

У зв'язку з різним характером залежностей окремих компонентів від коефіцієнта опору дороги, оцінити вплив цього коефіцієнта можна тільки за сумарними викидами, приведеними до СО. Такі викиди ($g_{УСО}$)зі збільшенням ψ для всього досліджуваного діапазону швидкостей руху зростають. Середнє зростання їх при підвищенні на 0,01 складає 52...65 %.

У вантажних автомобілів з бензиновими двигунами ψ більше впливає на шкідливі викиди. При швидкості руху 35 км/год зміна ψ з 0,014 до 0,03 збільшує сумарні шкідливі викиди у 3,3 разу й витрату палива у 1,6 разу.

На викиди шкідливих речовин та витрату палива автомобілем з дизелем також суттєво впливає опір дороги. Наприклад, при русі зі швидкостями 35...50 км/год підвищення ψ на 0,01 приводить до збільшення викидів шкідливих речовин на 3,2...4,0 % та зростання витрати палива на 5,0...5,9 %.

Вплив величини і знака кута нахилу (позитивного чи негативного) поздовжнього профілю дороги на екологічні характеристики та паливну економічність легкового автомобіля типу "ГАЗ" характеризується залежностями, поданими на рисунку 7.84. Такі залежності аналогічні залежностям, наведеними на рисунку 7.83. Такі залежності показують, що збільшення кута підйому поздовжнього профілю дороги на 10 % спричиняє зростання сумарних шкідливих викидів двигуна автомобіля у середньому на 62...77 % і витрати палива на 20...24 % в інтервалі швидкостей руху 35...75 км/год.

Значно сильніше випливає кут підйому дороги на токсичність та економічність вантажного автомобіля. При русі автомобіля типу ЗІЛ з повним навантаженням зі швидкістю 35...55 км/год і збільшенні кута підйому дороги на 10 % сумарні шкідливі викиди у середньому підвищуються на 110...190 %, а витрата палива зростає на 43...51 %.

Дещо менший вплив чинить кут підйому поздовжнього профілю дороги на токсичність автомобіля з дизелем. Збільшення цього кута на кожні 10 % приводить до зростання сумарних шкідливих викидів автомобілем при русі зі швидкостями 35...50 км/год на 27...34 %. При цьому витрата па-

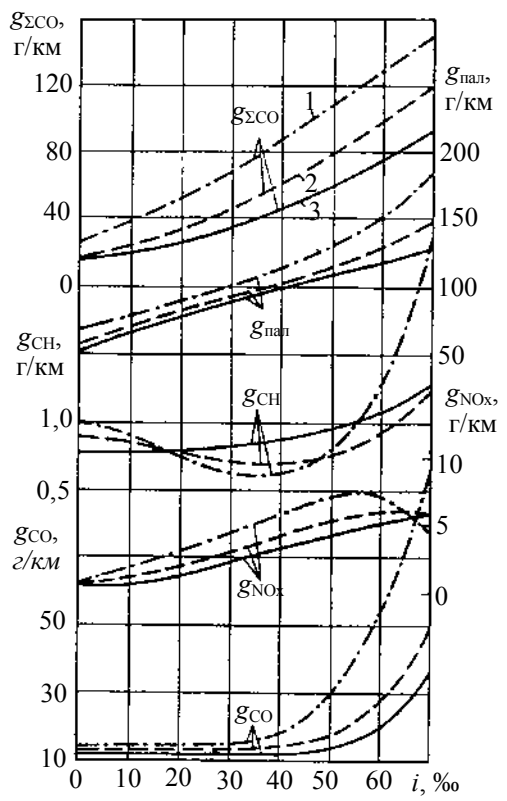


Рисунок 7.84 – Залежності економічності й токсичності легкового автомобіля з бензиновим двигуном типу “ГАЗ” від кута підйому поздовжнього профілю дороги: 1 – 72 км/год; 2 – 54 км/год; 3 – 36 км/год

лива збільшується на 42...52 %.

Характер зміни токсичності та паливної економічності двигунів по мірі збільшення кута спуску неоднаковий. До моменту, коли сили опору руху автомобіля є більшими від складової, паралельної поверхні дороги й отриманої при розкладенні сили тяжіння його маси, двигун працює в активному навантаженому режимі.

При високих значеннях кута спуску профілю дороги режими роботи двигуна можуть відрізнятися. Наприклад, коли крутний момент, що передається від коліс автомобіля є, меншим за момент механічних витрат двигуна, спостерігається перехідний процес (неусталений режим). Таке відбувається тоді, коли механічні витрати частково долаються індикаторним моментом двигуна. У такому випадку для забезпечення постійної швидкості руху положення органа керування паливоподачею двигуна буде відрізнятися від положення, що відповідає мінімальній частоті обертання колінчастого вала на холостому ході.

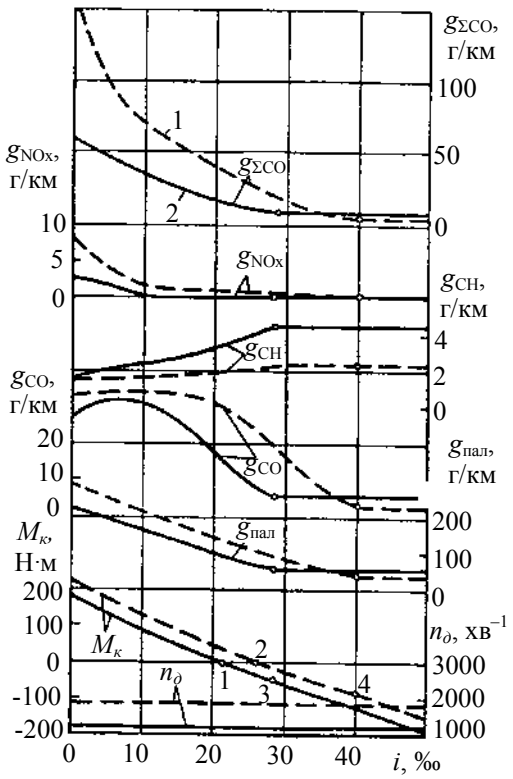


Рисунок 7.85 – Залежності економічності та токсичності вантажного автомобіля від кута спуску поздовжнього профілю дороги:

1 – 54 км/год; 2 – 36 км/год

На рисунку 7.85 показано залежності токсичних та економічних показників вантажного автомобіля з бензиновим двигуном від кута спуску поздовжнього профілю дороги, отримані при різних швидкостях руху. Частота обертання колінчастого вала двигуна n_g визначається швидкістю руху. Необхідний для руху автомобіля момент (крутний) $M_к$ двигуна по мірі збільшення кута спуску зменшується, і при кутах 21...26 % (точки 1 і 2) для швидкостей руху, відповідно, 35...55 км/год дорівнює нулю. При більших кутах двигун послідовно переходить до режиму примусового холостого ходу. При кутах 28 % для V = 36 км/год (точка 3) та 40 % при V = 54 км/год (точка 4) підведений до колес момент стає рівним моменту механічних втрат двигуна. Збільшення кута спуску поздовжнього профілю дороги приводить до зниження витрати палива та викидів CO, NO_x до моменту, коли двигун повністю переходить у режим примусового холостого ходу. Перехід у такий режим супроводжується різким збільшенням викидів C_nH_m. Сумарні шкідливі викиди при русі автомобіля зі швидкостями 35...55 км/год із збільшенням кута спуску на кожні 10 % зменшуються у середньому на 30...25 %, а витрата палива – на 27...21 %.

Залежності токсичних показників автомобіля з дизелем від кута спуску дещо відрізняються від залежностей для автомобілів з бензиновими двигунами. Збільшення кута спуску супроводжується зменшенням викидів NO_x, сажі та витрати палива. При кутах, що більші за значення, які відповідають роботі дизеля з даною частотою обертання колінчастого вала у

режимі примусового холостого ходу при повністю відпущеній педалі керування паливоподачею, витрата палива і шкідливі викиди падають до нуля внаслідок виключення паливопостачання. Помітне підвищення викидів CO та C_nH_m при кутах спуску 20...25 % пояснюється збільшенням вмісту цих речовин у ВГ дизеля при роботі у режимі малих навантажень і холостого ходу. Зростання кута спуску у діапазоні до i = 30...40 ‰ на 10 % при швидкостях руху автомобіля 35...50 км/год у середньому супроводжується зменшенням сумарних шкідливих викидів й витрати палива на 33...25 %. При більших значеннях кутів спуску автомобіль з дизелем у цьому швидкісному діапазоні не витрачає палива і не викидає шкідливих речовин.

Таким чином, зниження шкідливих викидів двигунами транспортних машин є комплексною задачею, і її розв'язання повинно здійснюватися вже на стадії проектування й будівництва дороги. При техніко-економічних обґрунтуваннях проектів дороги (траси) необхідно враховувати можливу нанесену шкоду (викидами токсидів і підвищенням витрат палива) при русі транспортних машин.

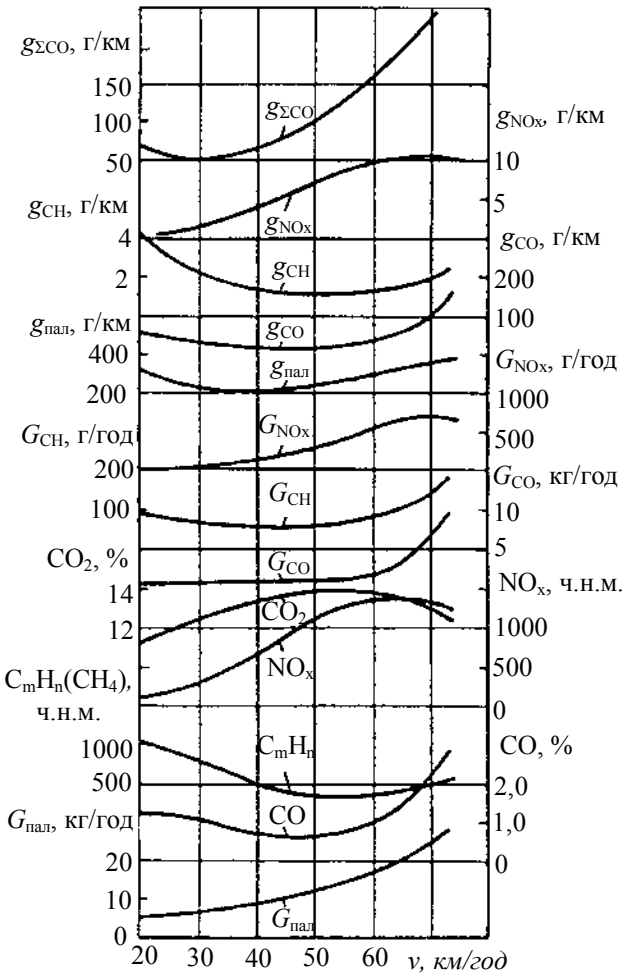


Рисунок 7.86 – Залежності економічних і токсичних показників від швидкості вантажного автомобіля з бензиновим двигуном

Значний вплив на кількість шкідливих викидів автомобілями чинить швидкість руху. На рисунку 7.86 показані залежності витрати палива двигуном $G_{пал}$ за 1 годину, вмісту шкідливих речовин у ВГ – CO, C_nH_m, NO_x, викидів G_{CO}, $G_{C_nH_m}$, G_{NO_x}, пробігових витрати палива й $g_{пал}$ й шкідливих викидів (g_{CO}, g_{NO_x}, $g_{C_nH_m}$, $g_{\Sigma CO}$ від швидкості руху вантажного автомобіля середньої ва-

нтажопідйомності з бензиновим двигуном по дорозі з асфальтобетонним шаром.

Мінімум витрати палива, питомих викидів CO та C_nH_m на одиниці шляху, відповідно, спостерігається при русі зі швидкістю 30...40; 40...50 та 45...55 км. Викид NO_x по мірі збільшення швидкості зростає, максимум його спостерігається при швидкості 65...75 км/год, коли суміш збагачується. Мінімум сумарних викидів, приведених до CO, відповідає швидкості руху 28...35 км/год, що є близьким до економічної швидкості руху. Однак рух з такою незначною швидкістю дуже знизив би продуктивність автомобільних вантажних перевезень. Тому при русі у гарних умовах для вантажних автомобілів можна рекомендувати швидкості десь 50 км/год, коли продуктивність зростатиме на 40 %. Для умов населених пунктів неприпустимо збільшувати швидкість руху автомобіля до 65...70 км/год, за яких суміш збагачується, а це викликає різке зростання викидів CO, C_nH_m.

Таким чином, внаслідок правильно обраних (рекомендованих) швидкостей руху автомобілів та інших транспортних машин можна суттєво знизити забруднення атмосфери населених пунктів шкідливими викидами двигунів.

Розглянемо ще один напрямок поліпшення пробігових екологічних та інших показників двигунів транспортних засобів.

Відомо, що рух транспортних машин у населених пунктах і містах є циклічним. Шлях циклу визначається відстанню поміж світлофорами, перехрестями, пішохідними переходами. На рисунку 7.87 показані залежності пробігових витрати палива $g_{пал_ц}$ і викидів окремих токсидів з ВГ ($g_{CO_ц}$, $g_{C_nH_{m_ц}}$, $g_{NO_{x_ц}}$ та їхньої суми $g_{\Sigma CO_ц}$) від шляху циклу при різних швидкостях у кінці розгону легкового автомобіля.

Збільшення шляху циклу приводить до значного зменшення витрати палива й викидів окремих токсидів, а також їхньої суми. Особливо помітно знижуються витрата палива й кількість шкідливих викидів при шляху циклу від 250 до 500 м, а також при середніх і високих швидкостях розгону. Як бачимо, при швидкості розгону 40 км/год збільшення цього шляху з 250 до 500 м знижує $g_{пал_ц}$ на 35 %, а $g_{\Sigma CO_ц}$ – на 65 %.

Для вантажного автомобіля з бензиновим двигуном збільшення шляху циклу на 100 м у межах 250...500 м знижує сумарні викиди токсидів та

витрату палива у середньому, відповідно, на 17 % і 16 %, тоді як у межах від 500 до 1000 м – лише на 5,7 % та 3,3 %, відповідно.

Циклічний рух автомобіля з дизелем також викликає зростання шкідливих викидів і витрати палива порівняно з усталеним рухом (без розгонів чи уповільнень з гальмуванням). При збільшенні шляху циклу з 300 до 500 м сумарні шкідливі викиди та витрати палива знижуються у середньому на 18 % на кожні 100 м шляху у такому інтервалі. Збільшення інтервалу шляху від 500 до 1000 м практично не приводить до зменшення шкідливих викидів, а витрата палива при подовженні шляху циклу на 100 м знижується у середньому тільки на 3,7 %.

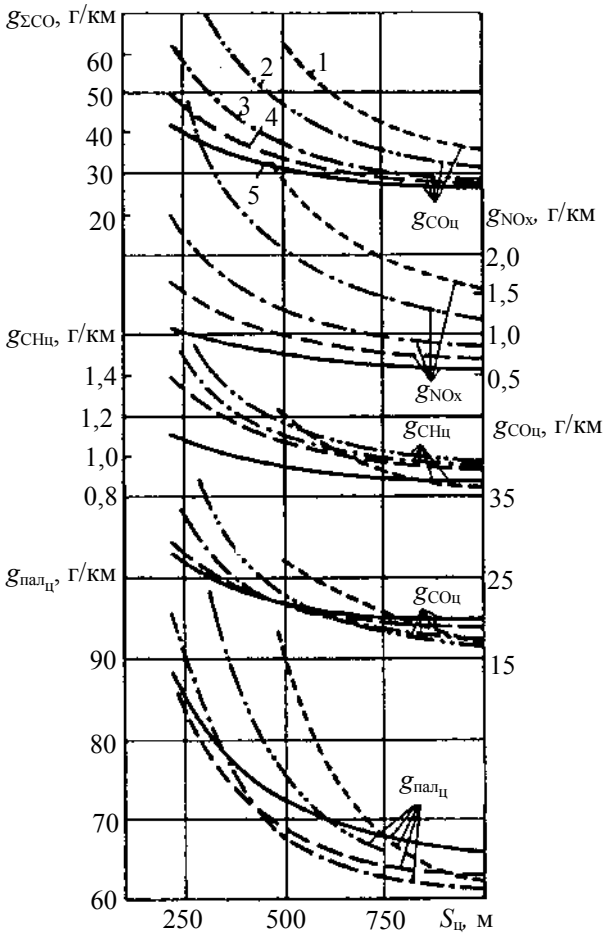


Рисунок 7.87 – Залежності пробігових витрати палива та шкідливих викидів легкового автомобіля з бензиновим двигуном від шляху циклу:

1 – 60 км/год; 2 – 50 км/год; 3 – 40 км/год; 4 – 30 км/год; 5 – 20 км/год

Як свідчить проведений аналіз, циклічний рух автомобіля суттєво впливає на забруднення навколишнього середовища й витрату палива. Особливо різке зростання шкідливих викидів і витрати палива спостерігається при шляху циклу до 500 м. Скорочення останнього на кожні 100 м від цієї відстані приводить до збільшення сумарних викидів шкідливих речовин і витрати пального на 15...20 %.

Тому одним з ефективних напрямків зниження забруднення атмосфери населених пунктів шкідливими викидами транспортних двигунів є будівництво підземних пішохідних переходів, транспортних розв’язок на кількох рівнях, організація взагалі руху за принципом “зелена хвиля”.

Такі напрямки забезпечують збільшення шляху циклу руху транспо-

рту.

На закінчення цього розділу, підкреслимо, що заходи виробничо-експлуатаційної екологізації ДВЗ заслуговують на серйозну увагу, оскільки, як свідчить досвід, становлять вагомий резерв очищення атмосфери, перш за все, населених пунктів та міст від забруднень шкідливими речовинами з ВГ двигунів.

Контрольні запитання та завдання

1. Що розуміється під екологізацією ДВЗ?
2. Поясніть основні напрямки екологізації ДВЗ.
3. Охарактеризуйте сучасні методи екологізації ДВЗ за рахунок оптимізації робочого процесу та конструктивного вдосконалення двигунів.
4. Назвіть заходи з оптимізації сумішоутворення та згоряння за критерієм мінімальної токсичності викидів з ВГ ДВЗ.
5. Яку роль відіграє розшарування заряду (пошарове сумішоутворення) у поліпшенні екологічних характеристик ДВЗ?
6. Чому безпосереднє вприскування палива у двигунах з іскровим запалюванням розглядається як ефективний захід екологізації бензинових двигунів?
7. Яке місце займає вибір камери згоряння у поліпшенні екологічних характеристик ДВЗ?
8. Які заходи вживаються для оптимізації паливоподачі у сучасних дизелях за критерієм найменшої токсичності викидів з ВГ?
9. Охарактеризуйте шляхи конструктивного вдосконалення сучасних дизелів та їх систем за критерієм поліпшення їхніх екологічних характеристик.
10. Те ж саме щодо двигунів з іскровим запалюванням.
11. Чому вдосконалення перехідних процесів ДВЗ розглядається як важливий напрямок їхньої екологізації?
12. Чому відключення частини циліндрів ДВЗ на часткових навантаженнях поліпшує їхні екологічні характеристики?
13. Охарактеризуйте екологічні присадки до моторних палив.
14. Охарактеризуйте ефект застосування водопаливних емульсій з точки зору екологізації ДВЗ.
15. Чому комплексне вирішення проблеми екологізації робочого про-

цесу ДВЗ дає найбільший ефект?

16. Охарактеризуйте доцільність екологізації ДВЗ за рахунок нейтралізації викидів з комп'ютеризацією керування.

17. Викладіть конструктивні принципи побудови сучасних каталітичних нейтралізаторів ВГ ДВЗ.

18. Охарактеризуйте екологічну ефективність сучасних каталітичних нейтралізаторів.

19. Які заходи вживаються для підвищення строку служби каталітичних нейтралізаторів?

20. Як оцінити ефективність каталітичного очищення ВГ ДВЗ?

21. Охарактеризуйте конструктивні особливості вловлювачів твердих часток з ВГ ДВЗ.

22. Для чого запроваджуються регенерація вловлювачів твердих часток з ВГ ДВЗ?

23. Розкрийте принципові особливості рециркуляції ВГ ДВЗ.

24. Поясніть загальну схему рециркуляції ВГ ДВЗ.

25. Оцініть ефективність рециркуляції ВГ ДВЗ.

26. Сформулюйте вимоги до КБК токсичністю ДВЗ.

27. На прикладі принципової схеми КБК рівнем токсичності двигуна з іскровим запалюванням поясніть його роботу.

28. Те ж саме щодо дизельного двигуна.

29. Охарактеризуйте напрямки виробничо-експлуатаційної екологізації сучасних ДВЗ.

30. Поясніть вплив технологічних відхилень при виготовленні та складанні ДВЗ на їхні екологічні характеристики.

31. Поясність вплив технічного стану ДВЗ на їхні екологічні характеристики при тривалій експлуатації.

32. Які експлуатаційні фактори треба враховувати при екологізації ДВЗ?

33. Поясніть, чому майстерність водія (оператора) впливає на екологічність транспортного засобу з ДВЗ.

34. Як впливає навантаження транспортного засобу з ДВЗ на його екологічні характеристики?

35. Як впливають дорожні умови на кількість шкідливих викидів двигунами транспортних засобів?

Глава 8. КОМПЛЕКСНА ПАЛИВНО-ЕКОЛОГІЧНА ОЦІНКА СУЧАСНИХ ДВЗ

У попередніх главах підручника показано, що використання ДВЗ дає не тільки *позитивний ефект* від забезпечення ними механічною роботою автономних енергетичних установок, але має і *шкідливі наслідки* від забруднення навколишнього середовища токсичними викидами з ВГ двигунів.

Тому можливості вирішення проблеми ресурсозбереження та екологічної безпеки при експлуатації ДВЗ залежать від урахування всього комплексу витрат на поліпшення як паливної екологічності, так і зменшення збитків, спричинених із токсичністю двигунів.

Цьому може сприяти комплексний підхід до реалізації взаємовідносин між виробниками і споживачами ДВЗ, що грунтується на реальних оцінках рівнів витрати палива та викидів токсидів з ВГ. Завдяки такому підходу можна буде економічно обґрунтовано оцінювати ефективність заходів щодо екологізації двигунів, розглянутих у гл. 7.

Визначення реальних витрат на паливо при експлуатації ДВЗ виконують відомими методами.

Значно складнішою є справа з реальними оцінками відшкодувань на збитки, викликані отруєнням атмосфери шкідливими викидами з ВГ двигунів.

8.1. Оцінка економічної шкоди від негативних впливів ВГ ДВЗ на навколишнє середовище

Шкода від забруднення навколишнього середовища має економічний, соціально-економічний та соціальний аспекти.

Економічний аспект пов’язаний з негативним впливом ВГ на це середовище, погіршення його стану, збільшенням рівня забруднення, зменшенням кількості та зниженням якості придатних до використання земель-

них, лісових і водних ресурсів.

Соціально-економічний аспект полягає у зниженні рівня життя населення, зменшенні ефективності відтворення національного багатства країни.

Соціальний аспект пов'язаний з погіршенням фізичного розвитку населення, збільшенням захворювань, зниженням тривалості життя і періоду активної діяльності, негативним впливом на умови праці й відпочинку, зберігання природних та антропогенних ландшафтів, пам'яток природи і т.д.

Перелічені аспекти зумовлюють якісну оцінку шкоди від токсичності викидів з ВГ двигунів.

Кількісно рівень шкоди, яку наносить забруднення навколишнього середовища викидами двигунів, можна оцінити сумою витрат:

- на медичне обслуговування й утримання населення, що захворіло внаслідок забруднення навколишнього середовища;
- на компенсацію витрат чистої продукції через зниження продуктивності праці, а також через невиходи працівників на роботу внаслідок дії забрудненої навколишньої атмосфери;
- на додаткові послуги комунально-побутового господарства (прання, прибирання та ін.);
- на компенсацію втрат продукції та її якості через зниження продуктивності земельних, лісових, водних ресурсів;
- на компенсацію втрат продукції внаслідок дії забрудненої атмосфери на основні фонди (інтенсивність фізичного спрацювання, зменшення міжрозрахункових циклів і т.д.).

З позицій економіки та ефективності захисту навколишнього середовища у першу чергу повинні запроваджуватися заходи, які забезпечують зниження шкідливих викидів з ВГ ДВЗ без значних капіталовкладень та у найкоротші терміни. Це обмеження забруднення повітря шляхом суворого дотримання існуючих норм і вимог щодо зниження рівня токсичності двигунів, виконання технічних вимог, що ставляться для установок з ДВЗ.

Однак, поряд з заходами, які обмежують витрати та сприяють отриманню швидких результатів, необхідно планувати й довготермінові заходи, наприклад, введення більш жорстких нормативів на токсичність ДВЗ,

які будуть випускатися у майбутньому.

При оцінці наслідків забруднення атмосфери на території різних регіонів враховують ступінь їх промислового розвитку, в тому числі кількість автомобілів, сільгоспмашин, географічні (кліматичні) умови, а також особливості експлуатації техніки з ДВЗ.

Вибір екологічно оптимального спрямування технічних рішень, безумовно, пов'язаний з вартісними оцінками.

Все сказане і становить методологічну основу комплексного якісно-вартісного критерію паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів ДВЗ, до розгляду якого й переходимо.

8.2. Комплексний паливно-екологічний критерій якості ДВЗ та їх конкурентоспроможності при експлуатації

Такий критерій необхідний при оцінках екологізації ДВЗ різних призначень, оскільки дає можливість порівнювати переваги різних заходів, націлених на поліпшення екологічних характеристик енергетичних установок з двигунами при дотриманні вимог щодо їх паливної економічності.

Практика свідчить, що подібні оцінки, перш за все, повинні враховувати умови експлуатації моторної техніки. Тому комплексний паливно-екологічний критерій ($K_{КПЕ}$) має ґрунтуватись на моделях експлуатації двигуні різних типів і призначень.

Розглянемо названий комплексний підхід на прикладі дизелів для вантажних автомобілів та сільгосптехніки.

8.2.1. Моделі експлуатації ДВЗ різних призначень

Оцінку основних показників технічного рівня й конкурентоспроможності сучасних дизелів можна виконувати за даними стендових випробувань.

Однак практична цінність отриманих результатів досягатиметься тільки за умови, що режими випробувань будуть вибиратися з урахуванням особливостей експлуатації автомобіля, трактора чи іншої моторної техніки.

Режими роботи двигуна в експлуатації характеризуються завантаженням і частотою обертання колінчастого вала. Завантаження найчастіше

виражають крутним моментом $M_{кр}$. При розрахунковому моделюванні масив експлуатаційних режимів двигуна замінюють представницькими полігонами, що являють собою ряд дискретних сполучень частоти обертання n колінчастого вала та крутного моменту, для кожного з яких визначено термін (час) напрацювання. Сумарні витрати палива та шкідливі викиди з ВГ, які визначаються при стендових випробуваннях за представницькими полігонами моделі експлуатації, практично є еквівалентними, наприклад, показникам їздових циклів при помірному прискоренні перехідних процесів, що характерно для роботи транспортних, сільськогосподарських та інших машин в експлуатації [92].

Таким чином, сукупність експлуатаційних режимів можна подати у вигляді представницьких полігонів значень $M_{кр}$ та n, причому кожний з досліджуваних показників двигуна у межах окремого i-го полігону можна привести до його центра (з конкретними значеннями $M_{кр i}$ та n_i), допускаючи при цьому похибки визначення характеристик експлуатаційних режимів у межах i-го полігону, що не перевищують 5...8 % [15]. Якщо для кожного з полігонів визначити імовірність його як часткову річну зайнятість, то отримаємо *модель експлуатації двигуна* у вигляді трифакторної залежності:

$$P_i = f(M_{кр_i}, n_i), \tag{8.1}$$

де P_i, $M_{кр_i}$, n_i – відповідно, часткове напрацювання, крутний момент, частота обертання колінчастого вала двигуна в і-му полігоні експлуатаційних його режимів.

Таку модель можна розглядати як квазістаціонарну, тобто вважати, що в межах конкретного полігону ідентифікації $M_{кр_i}$, n_i не змінюються впродовж часткового напрацювання P_i. Врахування часткових процесів між квазістаціонарними режимами можна забезпечити корекцією значень $M_{кр_i}$, n_i відповідно до рівнів впливів i-х перехідних процесів. Зона моделі експлуатації обмежується регулювальною та зовнішньою швидкісною характеристиками двигуна, наприклад автотракторного, а також реальними мінімальними значеннями крутного моменту й частоти обертання колінчастого вала, які зустрічатимуться при експлуатації. Природно, для двигунів інших призначень, для яких притаманні інші робочі характеристики (гвин-

това – для суднових двигунів і т.д.), треба враховувати інші обмежувальні характеристики.

Для узагальнення моделей експлуатації ДВЗ використовують відносні показники двигуна; тоді

$$\overline{P}_i = \psi(\overline{M}_{\text{кр}_i}, \overline{n}_i), \tag{8.2}$$

де $\overline{P}_i$ – відносне часткове напрацювання (імовірність роботи) двигуна в і-му полігоні моделі експлуатації; $\overline{M}_{\text{кр}_i}, \overline{n}_i$ – відносні значення крутного моменту й частоти обертання колінчастого вала для цього полігону:

$\overline{M}_{\text{кр}_i} = M_{\text{кр}_i} / M_{\text{кр}_{i\text{н}}}$; $\overline{n}_i = n_i / n_{i\text{н}}$ (індекс “н” віднесено до режиму номінальної потужності).

Дані щодо рівнів та часу завантажень двигунів на представницьких режимах експлуатації отримують експериментально з використанням методик, передбачених міжнародними стандартами на токсичність ДВЗ (див. гл. 6).

Вперше моделі експлуатації автотранспортних та сільгоспмашин було розроблено й використано у НТУ “ХПІ” (м. Харків) [15].

8.2.1.1. ***Моделі експлуатації дизелів сільськогосподарських колісних та гусеничних тракторів***

Вихідні дані для побудови моделей експлуатації також отримано узагальненням результатів випробувань на різних моторно-випробувальних станціях тракторів при виконанні ними характерних для них робіт. Частковий розподіл часу роботи дизеля колісного трактора у структурі річної зайнятості відповідає основним операціям (обробка грунту, сіяння та збирання, внесення добрив, транспортні та допоміжні роботи). Всього моделі містять 19 полігонів, у тому числі полігон мінімального холостого ходу (полігон i = 0 (табл. 8.1)). Ці полігони імовірнісного розподілу навантажень двигуна практично ідеально забезпечують сумарне представництво режимів як колісного (ΣP_i = 96,9 %), так і гусеничного (ΣP_i = 96,6 %) тракторів.

На рис. 8.1, 8.2 показані тривимірні моделі експлуатації тракторів класу 30 кН, що є основним об’єктом виробництва ВАТ “ХТЗ” (м. Харків). Тут зовнішня характеристика відповідає сучасним форсованим швидкохідним дизелям з газотурбінним наддувом. Ступінь нерівномірності регуля-

тора n_i прийнята за 8 %, а коректорна ділянка виходить з максимального значення коефіцієнта запасу крутного моменту 15 % при n = 0,75 $n_н$. Бачимо, що часткові режими мають загальне напрацювання біля 40 %, тобто роблять звичайний внесок в експлуатаційні економічність та токсичність. Для гусеничних тракторів 30 % річного напрацювання (за часом) складають режими при $n_н$ та $M_{кр}$ = (0,8...1,0) $M_{к_н}$ Часткові режими їх досягають 35 % від річної зайнятості трактора.

Таблиця 8.1 – Імовірнісний розподіл полігонів експлуатаційних режимів роботи тракторних дизелів

Номери полігонів і	Значення $\overline{n}_i$ в вузловій точці i-го полігону	Значення $\overline{M}_{кр_i}$ у вузловій точці i-го полігону	Імовірнісний розподіл полігонів режимів роботи тракторних дизелів $\overline{P}_i$	
			Колісний трактор	Гусеничний трактор
0	0,35	0	0,154	0,116
1	0,825	0,1	0,02	0,017
2	0,975	0,1	0,034	0,026
3	1,075	0,1	0,096	0,078
4	0,825	0,3	0,027	0,017
5	0,975	0,3	0,046	0,034
6	1,05	0,3	0,06	0,042
7	0,825	0,5	0,032	0,021
8	0,95	0,5	0,035	0,02
9	1,025	0,5	0,085	0,089
10	0,825	0,7	0,026	0,018
11	0,95	0,7	0,034	0,046
12	1,025	0,7	0,09	0,158
13	0,825	0,9	0,024	0,018
14	0,95	0,9	0,036	0,026
15	1,000	0,9	0,099	0,156
16	0,825	1,1	0,012	0,011
17	0,95	1,1	0,033	0,062
18	0,825	1,15	0,006	0,016

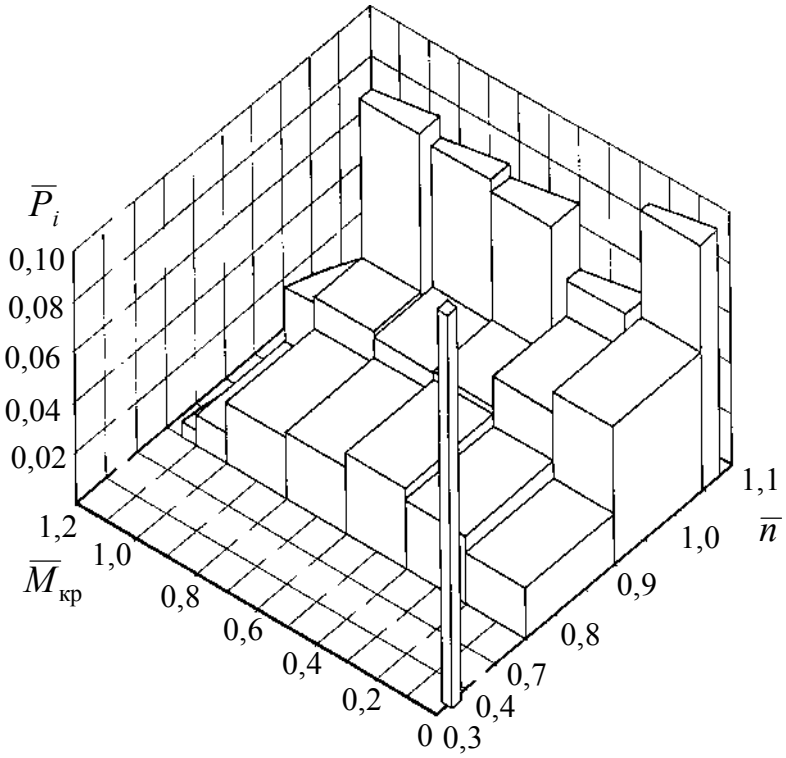


Рисунок 8.1 – Імовірнісний розподіл полігонів режимів експлуатації дизеля колісного трактора при виконанні різних агротехнічних операцій протягом річного циклу зайнятості

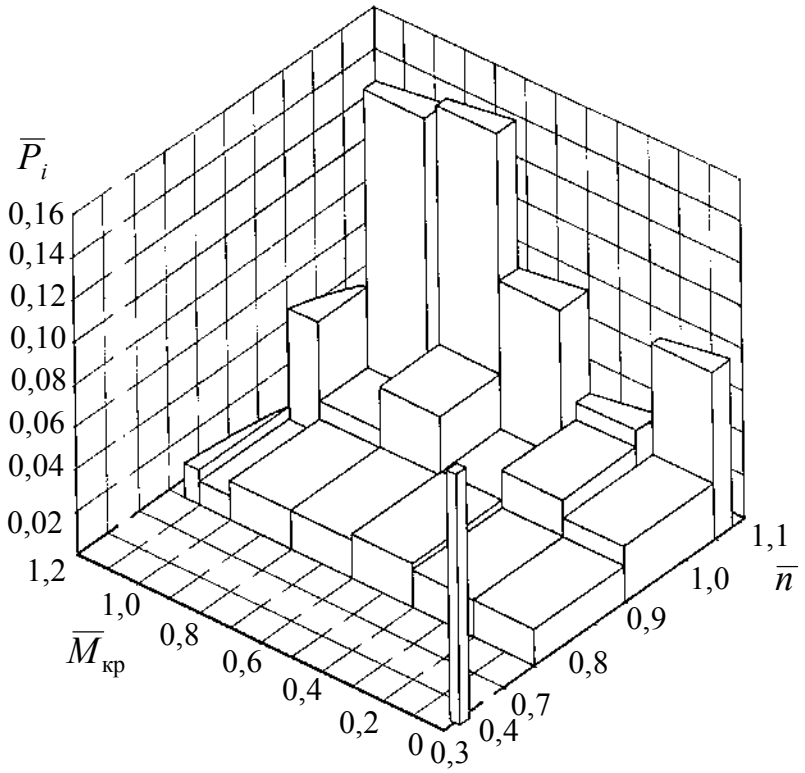


Рисунок 8.2 – Імовірнісний розподіл полігонів режимів експлуатації гусеничного трактора при виконанні різних агротехнічних операцій протягом річного циклу зайнятості

8.2.1.2. ***Модель експлуатації дизеля зернозбирального комбайна***

Умови експлуатації дизелів зернозбиральних комбайнів значно відрізняються від умов експлуатації тракторних дизелів.

По-перше, комбайни використовуються за сезонами й річне навантаження їх порівняно невелике (максимальне напрацювання за сезон не перевищує 350...450 год).

По-друге, структура зайнятості комбайна суттєво залежить від грунто-кліматичної зони та профілю сільгоспструктур, що вирощуються.

Відповідно до викладеного вище підходу, запропоновано виділити перелік основних збиральних робіт (збирання пшениці, ячменя, кукурудзи; транспортні переїзди), який визначає характеристики моделі експлуатації.

За результатами аналізу структурної сезонної зайнятості комбайнів різних типорозмірів та ступеня використання потужності дизеля при виконанні різних операцій зазначених збиральних робіт і побудовано модель експлуатації комбайнового дизеля.

Імовірнісний розподіл полігонів експлуатаційних режимів дизеля зернозбирального комбайна наведено у табл. 8.2.

Модель експлуатації такого дизеля у графічному вигляді показує (рис. 8.3) функціональну залежність $\overline{P}_i = \psi(\overline{M}_{\text{кр}_i}, \overline{n}_i)$ для центрів представницьких полігонів як частковий розподіл часу роботи комбайнового дизеля при виконанні основних операцій.

Вона містить 27 полігонів, у тому числі полігон мінімального холостого ходу (полігон № 0).

Ступінь нерівномірності регулятора n прийнята за 5 %, як регламентовано для комбайнових дизелів, а значення максимального крутного моменту дорівнює 12 % при частоті обертання колінчастого вала $0{,}75 \cdot n_{\text{н}}$. Аналіз моделі експлуатації засвідчив, що, на відміну від тракторного дизеля, комбайновий не працює на коректорній гілці регулювальної характеристики, однак має більший діапазон робочих частот обертання колінчастого вала (мінімальні значення n_i досягають $\overline{n} = 0{,}5$). Як і у тракторного двигуна, до 40 % напрацювання комбайнового дизеля припадає на часткові навантаження за крутним моментом та n. Останнє впливає на усереднену токсичність ВГ та інші показники комбайнового ДВЗ.

Таблиця 8.2 – Імовірнісний розподіл полігонів експлуатаційних режимів комбайнового дизеля у зоні зміни робочих частот і навантажень

Номери полігонів i	Значення $\overline{n}_i$ у вузловій точці i-го полігону	Значення $\overline{M}_{\text{кр}_i}$ у вузловій точці i-го полігону	Імовірнісний розподіл полігонів експлуатаційних режимів комбайнового дизеля $\overline{P}_i$,
0	0,35	0	
1	0,57	0,30	0,005
2	0,69	0,30	0,012
3	0,80	0,30	0,005
4	1,00	0,35	0,01
5	0,57	0,50	0,01
6	0,69	0,50	0,026
7	0,80	0,50	0,015
8	0,90	0,50	0,003
9	1,00	0,45	0,028
10	0,97	0,53	0,011
11	1,01	0,56	0,062
12	0,57	0,40	0,022
13	0,69	0,48	0,06
14	0,80	0,70	0,033
15	0,90	0,70	0,011
16	0,97	0,65	0,018
17	1,01	0,65	0,117
18	0,97	0,75	0,034
19	0,01	0,75	0,093
20	0,69	0,90	0,026
21	0,80	0,90	0,024
22	0,90	0,85	0,006
23	0,97	0,85	0,038
24	1,00	0,85	0,092
25	0,97	0,95	0,005
26	1,00	0,95	0,009

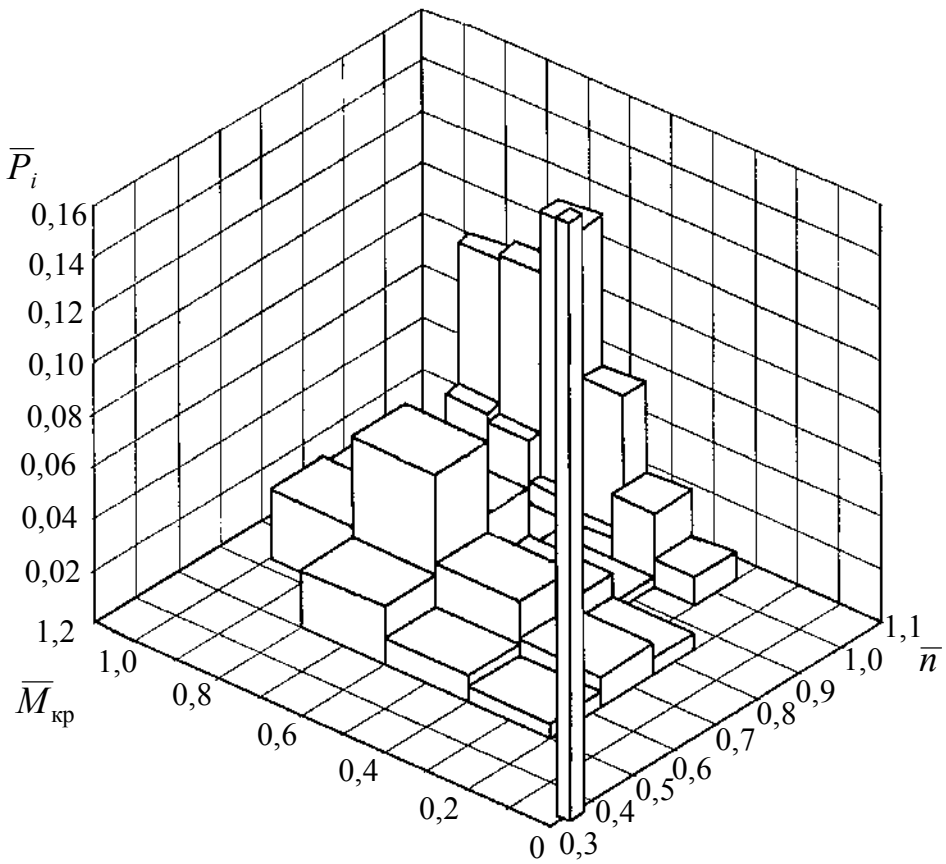


Рисунок 8.3 – Імовірнісний розподіл полігонів режимів експлуатації комбайнового дизеля при виконанні основних агротехнічних операцій протягом сезонної зайнятості

8.2.1.3. *Модель експлуатації дизеля вантажного автомобіля*

Робота автомобільних дизелів під час експлуатації характеризується спектром часткових режимів, які з імовірністю їх напрацювань за термін річної експлуатації визначають достовірність моделей їх експлуатації.

З іншого боку, імовірнісний розподіл навантажувальних та швидкісних режимів автомобільного двигуна залежить від особливостей руху по місту чи по шосе та інших факторів (категорія і технічний стан дороги, конструкція КПП, завантаження автомобіля, досвід і майстерність водія та ін.

Найбільш повний об’єм режимометричних експлуатаційних випробувань дизелів вантажних автомобілів виконано українськими та російськими дослідниками [93-96]. За цими результатами отримано узагальнену модель експлуатації дизеля вантажного автомобіля, яка наведена у табл.8.3.

Таблиця 8.3 – Імовірнісний розподіл полігонів експлуатації режимів дизелів вантажних автомобілів

Номери полігонів, i	Значення $\overline{n}_i$ у вузловій точці i-го полігону	Значення $\overline{M}_{\text{кр}_i}$ у вузловій точці і-го полігону	Імовірнісний розподіл полігонів режимів роботи дизеля вантажного автомобіля $\overline{P}_i$		
			Рух по місту	Рух по шосе	Рух по місту та шосе
0	0,275	0	0,1922	0,0306	0,1114
1	0,415	0,15	0,0923	0,0096	0,05095
2	0,415	0,45	0,0607	0,0048	0,03275
3	0,415	0,7165	0,0254	0,0021	0,01375
4	0,415	0,9165	0,0168	0,001	0,0089
5	0,43	1,05	0,093	0,0256	0,0593
6	0,55	0,15	0,0645	0,0087	0,0366
7	0,55	0,45	0,099	0,0177	0,05835
8	0,55	0,7165	0,0385	0,0089	0,0237
9	0,55	0,9165	0,0388	0,0068	0,0228
10	0,55	1,1	0,1165	0,0718	0,09415
11	0,685	0,15	0,0229	0,0112	0,01705
12	0,685	0,45	0,0214	0,0456	0,0335
13	0,685	0,7165	0,0112	0,0155	0,01335
14	0,685	0,9165	0,0288	0,0205	0,02465
15	0,685	1,1	0,0365	0,2035	0,12
16	0,8125	0,185	0,0041	0,0113	0,0077
17	0,8125	0,45	0,008	0,05	0,029
18	0,8125	0,7165	0,0029	0,0316	0,01725
19	0,8125	0,9165	0,0064	0,0394	0,0229
20	0,8125	1,1	0,0101	0,2087	0,1094
21	0,9375	0,185	0,0014	0,0059	0,00365
22	0,9375	0,45	0,0055	0,0335	0,0195
23	0,9375	0,7165	0,0011	0,022	0,01155
24	0,9375	0,9165	0,002	0,0273	0,01465
25	0,915	1,03	0	0,0824	0,0412
26	1,015	1,45	0	0,0015	0,00075
27	1,0075	0,7165	0	0,0025	0,00125

При розробці цієї моделі додатково введено допущення:

❒ імовірність завантаження не враховує роботу двигуна на нетягових режимах (холостий хід та режими гальмування двигуном при $\overline{n} = 0{,}4\overline{n}_{\text{н}}$);

❒ режиму роботи двигуна на мінімальному холостому ході відповідають усі нетягові режими при $\overline{n} = 0{,}4\overline{n}_{\text{н}}$.

Імовірнісні характеристики полігонів експлуатаційних режимів дизеля при їздових циклах руху повністю завантаженого вантажного автомобіля по дорозі з асфальтобетонним шаром в умовах міських та міжміських перевезень, а також за сумарним міським чи міжміським циклами показані у вигляді функціональної залежності $\overline{P}_i = \psi(\overline{M}_{\text{кр}_i}, \overline{n}_i)$ для центрів полігонів моделі експлуатації. У межах кожного полігону похибка у визначенні характеристик експлуатаційних режимів не перевищує 6...8 %.

Модель містить 28 полігонів, у тому числі полігон мінімального холостого ходу (полігон № 0).

Наведені у табл. 8.3 дані свідчать, що при русі вантажного автомобіля у *міських умовах* найбільш частими режими роботи дизеля, що змінюються у вузькому діапазоні частоти $\overline{n} = 0{,}35...0{,}62$ (полігони №№1-10); вони становлять близько 60 % часу роботи з подачею палива. У зоні $\overline{n} > 0{,}75$ та при максимальній паливоподачі двигун практично не працює. Таким чином, при русі вантажного автомобіля у міських умовах практично не використовується повна потужність та максимальний крутний момент дизеля, а основними (представницькими) режимами його роботи єя часткові режими у вузькому діапазоні $\overline{n}$.

При русі завантаженого вантажного автомобіля по шосе дизель функціонує переважно в зоні зовнішньої швидкісної характеристики (більше 55 % від терміну роботи з паливоподачею) при частотах $\overline{n} = 0{,}48...0{,}9$. Такий розподіл експлуатаційних режимів роботи дизеля вказує на значне його завантаження при русі автомобіля по шосе з більшими, ніж у міських умовах, швидкостям руху.

На рис.8.4 модель експлуатації подана у в вигляді тривимірного графіка. Зовнішня характеристика відповідає таким характеристикам сучасних автомобільних дизелів з газотурбінним наддувом: нахил регулювальної гілки дорівнює 8 %, а коректорна ділянка має постійне значення коефі-

цієнту пристосованості 1,2 у діапазоні $n = (0{,}5...0{,}75)n_{н}$. Графічне відображення моделі експлуатації наочно ілюструє, що основними режимами експлуатації дизеля з оптимальним завантаженням автомобіля є режими мінімального холостого ходу й максимального крутного моменту при $\overline{n} = 0{,}475...0{,}875$. Саме на таких режимах слід забезпечувати найменшу токсичність та поліпшувати інші характеристики дизелів вантажних автомобілів.

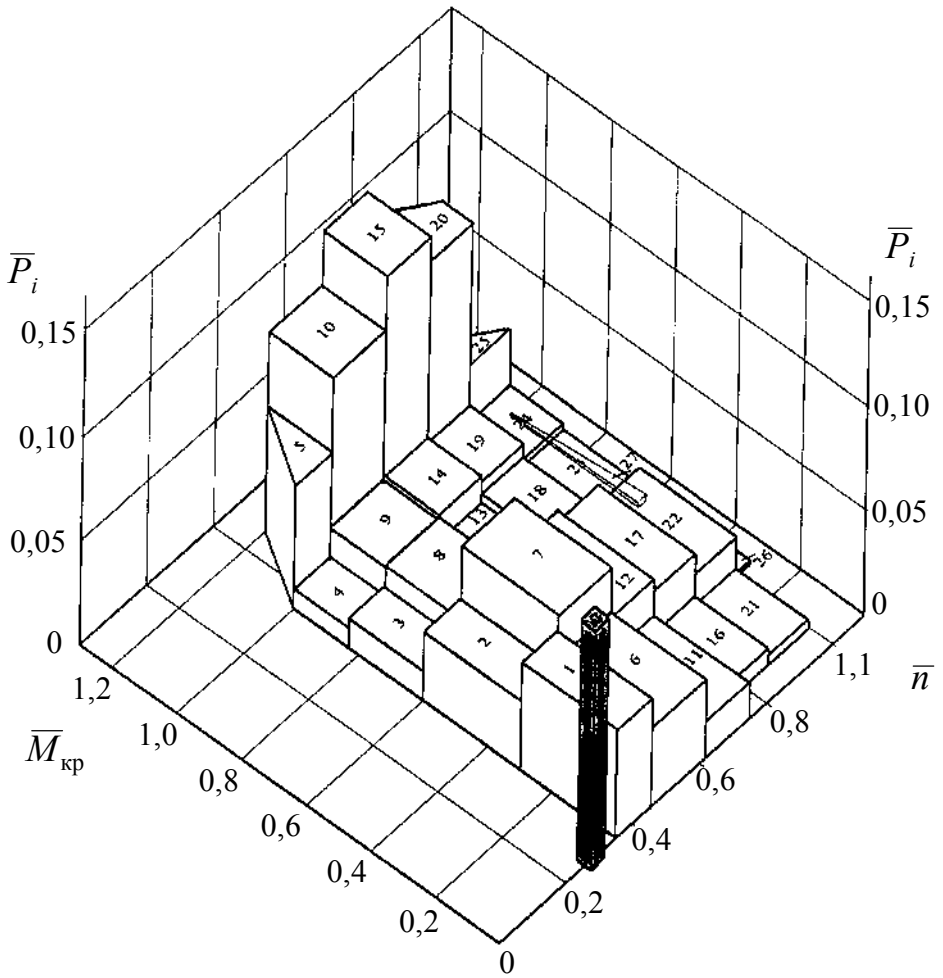


Рисунок 8.4 – Імовірнісний розподіл полігонів експлуатаційних режимів роботи дизеля вантажних автомобілів за міським та міжміським циклами

8.2.2. Методика комплексної оцінки паливної економічності й токсичності ВГ ДВЗ за моделями їх експлуатації

Сформулюємо вимоги щодо комплексного підходу до такої оцінки. Під ними розуміються:

- урахування ступеня завантаження двигуна й надання інформації

щодо сумарних витрат на паливо та відшкодування впливів токсидів ДВЗ на навколишнє середовище при їх експлуатації;

- урахування фактора часу роботи двигуна на кожному режимі експлуатації;
- забезпечення можливості користуватися результатами стендових випробувань при оцінках експлуатаційних показників економічності та токсичності ДВЗ;
- забезпечення необхідних і достовірних результатів при мінімумі випробувань;
- забезпечення можливості порівняння паливно-екологічної ефективності ДВЗ при різних моделях їх експлуатації.

Цим вимогам відповідає комплексний паливно-економічний критерій технічного рівня сучасних та перспективних ДВЗ, який містить дві складові витрат: на паливо та на відшкодування збитків від недотримання нормативів токсичності.

Витрати на паливо можна урахувати, якщо відомі паливна економічність двигуна в експлуатації та ціна на паливо. Для оцінки паливної економічності використовуємо значення середньоексплуатаційної питомої ефективної витрати палива $g_{e_{\text{сер.експ}}}$, кг/(кВт·год), яку можна визначити, наприклад, при стендових випробуваннях двигуна на представницьких режимах роботи, вибраних згідно з моделлю його експлуатації (див. підрозд. 8.2.1). Якщо відома $g_{e_{\text{сер.експ}}}$, можна перейти до безрозмірного універсального показника, що характеризує паливну ефективність двигуна в експлуатації – його середньо-експлуатаційного ефективного коефіцієнта корисної дії (ККД):

$$\eta_{e_{\text{сер.експ}}} = \frac{360}{H_u \times g_{e_{\text{сер.експ}}}}, \tag{8.3}$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива; для дизелів вантажних автомобілів та сільгосптехніки вона дорівнює 42,7 мДж/кг.

Якщо відома ціна палива $Ц_{\text{пал}}$, то витрати на паливо для i-го представницького режиму моделі експлуатації дизеля

$$B_{\text{пал}_i} = g_{e_i} \times Ц_{\text{пал}} = \frac{\left(G_{\text{пал}_i} \times \gamma_i\right)}{\left(N_{e_i} \times \gamma_i\right)} Ц_{\text{пал}}. \tag{8.4}$$

Тоді сумарні витрати на паливо для всіх представницьких режимів експлуатації складають:

$$B_{\text{пал}_i} = g_{e_{\text{сер.експ}}} \times \text{Ц}_{\text{пал}} = \frac{\sum_{i=1}^{z}\left(G_{\text{пал}_i} \times \gamma_i\right)}{\sum_{i=1}^{z}\left(N_{e_i} \times \gamma_i\right)} \text{Ц}_{\text{пал}}. \qquad (8.5)$$

У цих формулах:

$G_{\text{пал}_i}$ – погодинна витрата палива на кожному представницькому режимі; N_{e_i} – ефективна потужність дизеля на кожному представницькому режимі; γ_i – коефіцієнт значущості кожного представницького режиму, що відповідає імовірнісному розподілу відповідного полігону моделі експлуатації з урахуванням узагальнення напрацювання двигуна за рік чи цикл сезонного використання; z – кількість представницьких режимів моделі експлуатації; $Ц_{\text{пал}}$ – ціна за 1 кг палива у гривнях.

Друга складова паливно-екологічного критерію – витрати на відшкодування збитків від токсичності ВГ двигуна. При оцінці цієї складової виходимо з того, що основними шкідливими компонентами ВГ дизелів вантажного автотранспорту та сільгоспмашин є NO_x, C_nH_m, CO, ТЧ.

Оцінку технічного рівня двигунів як джерел забруднення навколишнього середовища проведемо з урахуванням масового викиду токсичних компонентів ВГ, їх агресивності, нанесених збитків.

Агресивність шкідливої речовини ВГ залежить від розміру гранично допустимої за санітарними нормами концентрації цієї речовини у атмосферному повітрі. За нормативний еталон при приведенні рівнів агресивності шкідливих речовин у ВГ приймають, як правило, CO – найбільш вивчена речовина щодо її негативного впливу на людину. Для оцінок таких, що нормуються, складових шкідливих викидів ВГ дизелів сьогодні приймаються такі показники відносної агресивності: $A_{CO} = 1$; $A_{CnHm} = 3{,}16$, $A_{NOx} = 41{,}1$; $A_{ТЧ} = 200$ [15].

Аналіз різних підходів до оцінки економічних збитків від шкідливих викидів ДВЗ, проведений у роботах [97–101], засвідчив, що доцільною для такої оцінки є типова методика [102]. За нею абсолютні збитки в одиницю часу, що зумовлюються токсичними викидами будь-якого джерела забруднення атмосфери, обчислюють за формулою

$$З_{екол} = \delta \cdot \sigma \cdot f \cdot G_{шр.пр} \quad (8.6)$$

де δ – розмірний коефіцієнт для переводу бальної оцінки збитків у вартісну; σ – безрозмірний показник відносної небезпеки забруднення на різних територіях; f – безрозмірний коефіцієнт, що враховує характер розсіювання ВГ в атмосфері; $G_{шр.пр}$ - приведена маса викиду шкідливих речовин з ВГ дизеля:

$$G_{шр.пр} = \sum_{k=1}^{N} \left(A_k G_k \right) \quad (8.7)$$

Де A_k – показник відносної агресивності k-го компонента токсичних викидів з ВГ ДВЗ; G_k – маса викиду такого компонента; N – загальна кількість токсичних компонентів, що враховуються при оцінці шкідливих викидів з ВГ до навколишнього середовища.

Розмірний коефіцієнт δ при розрахунку збитків, що спричиняються ВГ дизеля, у нашому випадку відповідає ціні дизельного пального. Однак треба брати до уваги, що на його значення та стабільність можуть впливати економічні фактори.

Показник відносної небезпеки забруднення σ залежно від класифікації території коливається у широких межах. Максимальне значення (σ = 10) він має для територій курортних зон чи санаторіїв, а мінімальне – для територій, де можуть використовуватися дизелі в агропромисловому комплексі України, наприклад, для богарної ріллі (σ=0,25) [102].

Коефіцієнт f залежить в основному від природно-кліматичних умов експлуатації.

Таким чином, збитки від дії шкідливих викидів з ВГ ДВЗ значною мірою зумовлені їхнім масовим викидом; розмір цих збитків коригується залежно від особливостей територій та кліматичних умов експлуатації.

Необхідно відзначити, що проблему оцінки збитків від шкідливої дії викидів ВГ ДВЗ на навколишнє середовище розглянуто у працях В.О. Звонова [24, 97, 100], які свідчать, що у дизелях без спеціальних антитоксидних заходів (нейтралізаторів, рециркуляторів, наприклад), на частку NO_x приходиться біля 50% витрат від сумарних збитків, на долю ТЧ – 45 %, на частку C_nH_m, CO, SO_2 – відповідно, 1 %; 0,7 %; 3,6 % [97]. Таким чином, можна зробити висновок, що для визначення економічних збитків від ви-

кидів токсидів з ВГ дизелів досить враховувати лише викиди NO_x та ТЧ, тобто вважати, що

$$G_{\text{шр.пр}} = A_{NO_x} \cdot G_{NO_x} + A_{\text{ТЧ}} \cdot G_{\text{ТЧ}} . \qquad (8.8)$$

Витрати на відшкодування екологічних збитків від шкідливої дії ВГ на навколишнє середовище, віднесені до одиниці потужності для кожного представницького режиму експлуатації дизеля, становлять

$$B_{\text{екол}_i} = \frac{\left(G_{\text{пал}_i} \cdot \overline{З}_{\text{екол}_i} \cdot \gamma_i\right)}{\left(N_{e_i} \cdot \gamma_i\right)}. \qquad (8.9)$$

Сумарні витрати на відшкодування екологічних збитків від шкідливої дії ВГ на навколишнє середовище, віднесені до одиниці потужності для всіх представницьких режимів моделі експлуатації дизеля;

$$B_{\text{екол}_i} = \frac{\sum_{i=1}^{z}\left(G_{\text{пал}_i} \cdot \overline{З}_{\text{екол}_i} \cdot \gamma_i\right)}{\sum_{i=1}^{z}\left(N_{e_i} \cdot \gamma_i\right)}. \qquad (8.10)$$

В останніх формулах $\overline{З}_{\text{екол.}_i}$ – вартісне відносне відшкодування (ціна) екологічних збитків на кожному представницькому режимі моделі експлуатації від спалення 1 кг палива, в грн/кг палива. Відповідно,

$$\overline{З}_{\text{екол}_i} = \delta_i \cdot \sigma \cdot f \cdot \overline{G}_{\text{шр.пр}_i}, \qquad (8.11)$$

де δ_i –- величина, що переводить бальну оцінку збитків у вартісну; при розрахунках дорівнює ціні палива і $Ц_{\text{пал}} \approx 1{,}8$ грн/кг палива; коригується відповідно до змін такої ціни; $\overline{G}_{\text{шр.пр}_i}$ – приведена маса викиду шкідливих речовин з ВГ дизеля в одиницю часу, віднесена до витрати палива на кожному представницькому режимі:

$$\overline{G}_{\text{шр.пр}_i} = \sum_{k=1}^{N}(A_k \cdot G_{\text{шр}k_i}) = \sum_{k=1}^{N} A_k \cdot \frac{G_{\text{шр}k_i}}{G_{\text{пал}_i}}, \qquad (8.12)$$

де $\overline{G}_{\text{шр.к}_i}$, $G_{\text{пал}_i}$ – відповідно, масові викиди шкідливих речовин та витрати палива на кожному представницькому режимі.

Для обчислення значень $\overline{З}_{\text{екол.}_i}$ необхідно мати інформацію про пого-

динні масові викиди токсичних компонентів шкідливих речовин на кожному представницькому режимі експлуатації дизеля.

Переходимо до формулювання комплексного паливно-екологічного критерію технічного рівня ДВЗ.

Запропонуємо такий критерій з використанням середньоексплуатаційного ефективного ККД та коефіцієнта відносних експлуатаційних екологічних витрат.

Коефіцієнт відносних експлуатаційних екологічних витрат враховує частку витрат на відшкодування екологічних збитків від шкідливого діяння на навколишнє середовище ВГ дизеля у сумарних витратах на паливо й відшкодування збитків, пов'язаних з токсичністю.

Цей коефіцієнт визначається за виразом:

$$\beta = B_{\text{пал}} / B_{\text{пал.екол}}, \tag{8.13}$$

де $B_{\text{пал.екол}}$ – зазначені сумарні витрати, віднесені до одиниці потужності.

Тоді комплексний паливно-екологічний критерій можна записати у вигляді

$$K_{\text{ПЕ}} = \eta_{e_{\text{сер.експ}}} \rangle \beta. \tag{8.14}$$

Цей комплексний критерій сягає максимуму для екологічно-чистого ДВЗ, коли відсутні екологічні витрати, оскільки у ВГ такого двигуна немає токсидів.

З погіршенням екологічних характеристик двигуна рівень $K_{\text{ПЕ}}$ буде знижуватися.

За допомогою описаного критерію зручно оцінювати ефективність екологізації ДВЗ на основі системного аналізу впливових факторів, вибору й науково-технічного обгрунтування шляхів підвищення паливно-екологічних показників двигунів, а значить, їх конкурентоспроможності.

Безрозмірний комплексний критерій паливної екологічності й токсичності ВГ з урахуванням рівня завантаження двигуна та фактора часу роботи його під час експлуатації дозволяє оцінити якість двигуна при застосуванні на різних машинах або оцінити паливно-екологічну ефективність різних двигунів при застосуванні на конкретній машині. Використання цього критерію або, за необхідності, коефіцієнта відносних експлуатацій-

них витрат дозволяє виконувати аналіз можливості компромісної ситуації, коли доцільне рішення щодо допустимого зростання витрат на паливо за умови суттєвого зменшення рівня паливно-екологічних витрат. У такому випадку слід додатково враховувати складність реалізації цього рішення при необхідних потенціальних витратах на суттєву реконструкцію двигуна, наприклад, у зв'язку з застосуванням електронного керування чи каталітичної нейтралізації токсидів у ВГ.

У загальному вигляді (без обмежень щодо складу токсидів у ВГ двигуна) з використанням залежностей (8.3), (8.5), (8.10), (8.13) та (8.14) після скорочень та перетворень маємо:

$$K_{\text{ПЕ}} = \frac{3600}{H_u \dfrac{\sum_{i=1}^{z}\left(G_{\text{пал}_i} \times \gamma_i\right)}{\sum_{i=1}^{z}\left(N_{e_i} \times \gamma_i\right)}} \times \tag{8.15}$$

$$\times \frac{\sum_{i=1}^{z}\left(G_{\text{пал}_i} \times \gamma_i\right)}{\sum_{i=1}^{z}\left(G_{\text{пал}_i} \times \gamma_i\right) + \sigma f \sum_{i=1}^{z}\left[\gamma_i\left(A_{\text{NOx}} \times G_{\text{NOx}} + A_{\text{CO}} \times G_{\text{CO}} + A_{\text{C}_\text{n}\text{H}_\text{m}} \times G_{\text{C}_\text{n}\text{H}_\text{m}} + A_{\text{ТЧ}} \times G_{\text{ТЧ}}\right)\right]}.$$

Бачимо, що комплексний паливно-екологічний критерій технічного рівня ДВЗ визначає взаємозв'язки таких впливових факторів:

- обраної моделі експлуатації (кількості та режимних характеристик представницьких її полігонів, часткового напрацювання двигуна на кожному з них);
- масової витрати палива на кожному такому полігоні;
- масових викидів токсидів з ВГ двигуна на кожному такому полігоні з урахуванням агресивності шкідливих речовин;
- показника відносної небезпеки забруднення для зон експлуатації конкретного двигуна;
- коефіцієнта, що враховує характер розсіювання ВГ в атмосфері;
- характеристик палива, яке використовується.

Врахування цих взаємозв'язків робить достовірними оцінки ефективності екологізації ДВЗ за обраним комплексним критерієм.

8.3. Приклади використання комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок ефективності екологізації ДВЗ

8.3.1. Комплексна оцінка ефективності використання менш токсичних альтернативних палив

Для оцінок ефективності використання альтернативних палив у різних умовах експлуатації скористаємось результатами проведених у ГСКБД (м. Харків) стендових випробувань дизелів типу СМД-31 [15] за спеціально розробленими режимними циклами (для двигунів сільгоспмашин – 8 циклів; для двигуна вантажного автомобіля – 9). Це дозволяє скоротити обсяг вимірювань порівняно з випробуваннями за моделями експлуатації дизелів, які містять до 30 режимних полігонів (див. розділ 8.2.1); при цьому похибки між результатами не перевищили 1...5 %.

Оцінено роботу колісного й гусеничного тракторів та вантажного автомобіля з дизелем типу СМД-31 при роботі:

- на природному газі по газодизельному циклу з запалювальною дозою дизельного пального, що становила 15 % від циклової паливоподачі (на режимі номінальної потужності);
- на ріпаково-метиловому ефірі (РМЕ);
- на водопаливній емульсії (ВПЕ), яка складалася з дизельного пального і 10 % води за об’ємом.

Відносні зміни $K_{ПЕ}$ для різних модифікацій дизелів та різних машин подано у табл.8.4. Розрахунки зазначеного критерію виконано за методикою, запропонованою вище у цій главі.

Ціна природного газу при розрахунках дорівнювала 0,9 грн/м^3, дизельного пального – 1,81 грн/кг (дані на 01.01.2003 року по заправних і газонаповнювальних станціях м. Харкова). Витрати на воду в ціні ВПЕ не враховувалися, оскільки вони у багато разів нижчі за витрати на дизельне пальне; не враховувалися також витрати на виготовлення цієї емульсії. Ціна РМЕ приймалася такою ж, як ціна дизельного пального з урахуванням можливого зниження витрат при розширеному виробництві цього альтернативного палива.

За результатами проведених досліджень побудовані гістограми (рис.8.5–8.8). Результати випробувань показують, що застосування у дизелях різного призначення будь-якого з досліджуваних альтернативних па-

лив сприяє підвищенню критерію паливно-екологічної ефективності $K_{ПЕ}$.

Таблиця 8.4 – Ефективність використання деяких альтернативних палив для дизелів типу СМД-31

Позначення та призначення дизелів	Відносні зміни комплексного паливно-екологічного критерію технічного рівня ДВЗ $K_{ПЕ}$			
	Дизельне пальне (ДП)	Компримований (стиснутий) природній газ (КПГ)	Водопаливна емульсія (ВПЕ)	Ріпаково-метиловий ефір (РМЕ)
СМД-31.16 (зернозбиральний комбайн)	1,000	1,136	1,042	1,036
СМД-31ТА (гусеничний трактор)	1,000	1,069	1,038	1,036
СМД-31ТА (колісний трактор)	1,000	1,049	1,029	1,026
СМД-31.15 (вантажний автомобіль)	1,000	1,119	1,150	1,119

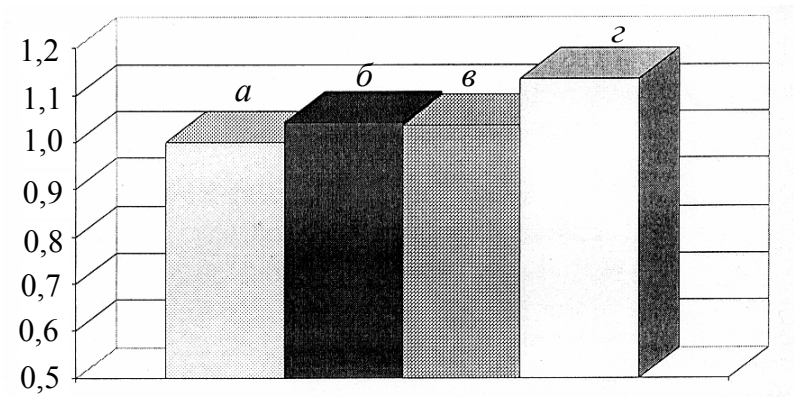


Рисунок 8.5 – Відносна зміна $K_{ПЕ}$ дизеля СМД-31.16 для зернозбирального комбайна при роботі на альтернативних паливах:

а – ДП; *б* – ВПЕ; *в* – РМЕ; *г* – КПГ

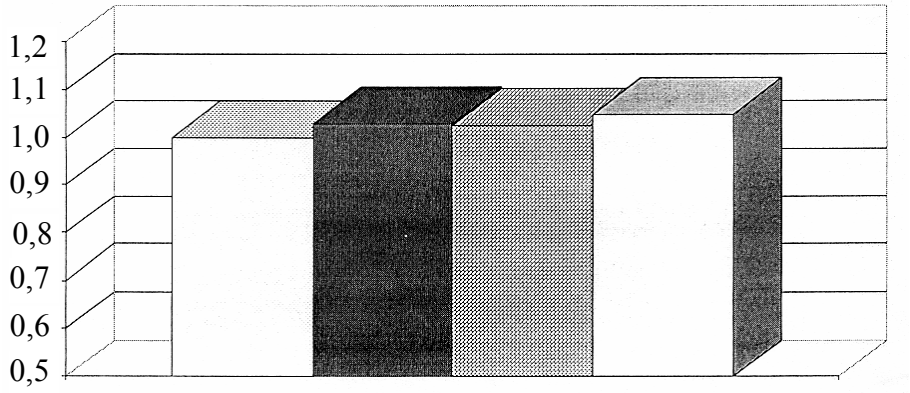


Рисунок 8.6 – Відносна зміна $К_{ПЕ}$ дизеля СМД-31ТА для гусеничного трактора при роботі на альтернативних паливах:
позначення – на рис. 8.5

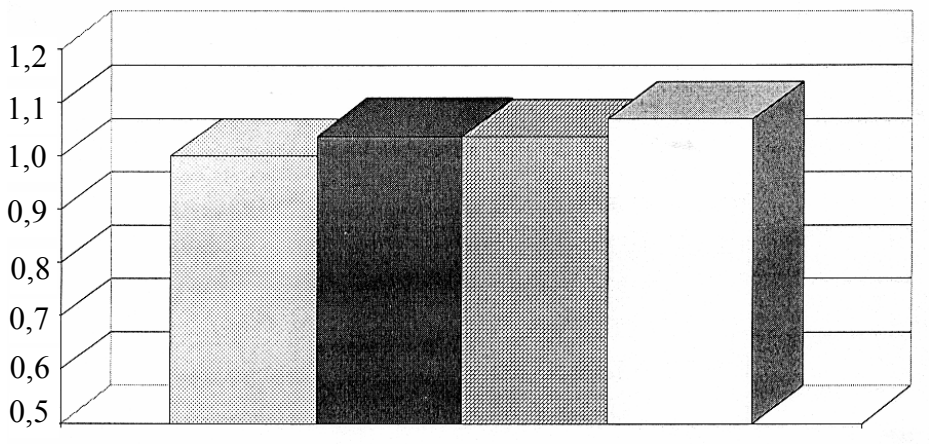


Рисунок 8.7 – Відносна зміна $К_{ПЕ}$ дизеля СМД-31ТА для колісного трактора при роботі на альтернативних паливах:
позначення – на рис. 8.5

Для сільгоспмашин найбільша зазначена ефективність досягається при використанні компримованого (стиснутого) природного газу для дизеля зернозбирального комбайна. При застосуванні газодизельного циклу з КПГ зазначений критерій для дизеля зернозбирального комбайна зростає на 13 %, тоді як для дизеля колісного трактора – лише на 4,9 %. Ефективність застосування КПГ пов'язана зі збільшенням коефіцієнта відносних експлуатаційних екологічних витрат та підвищенням ефективного ККД при роботі дизеля на режимах, близьких до максимальної потужності.

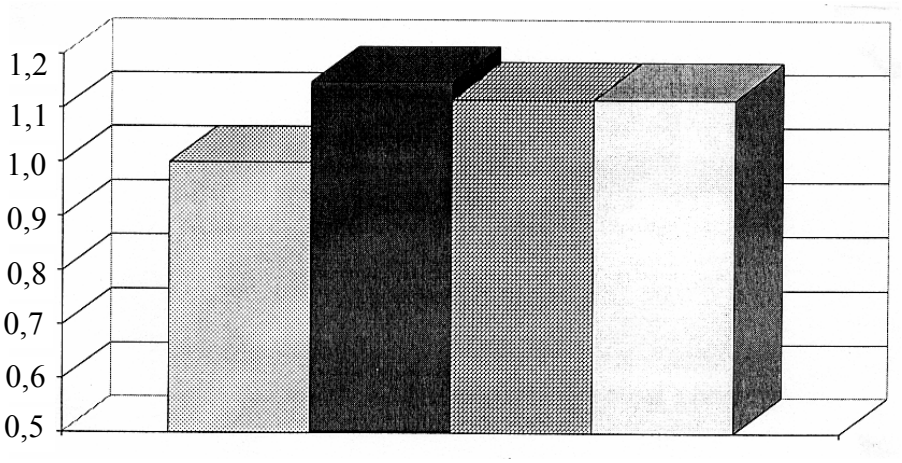


Рисунок 8.8 – Відносна зміна $K_{ПЕ}$ дизеля СМД-31.15 для вантажного автомобіля при роботі на альтернативних паливах: позначення - на рис. 8.5

Застосування водопаливної емульсії при 10 % вмісту води дозволяє збільшити паливно-екологічну ефективність дизелів сільгоспмашин на 2,9...4,6 %. У даному випадку, як при використанні КПГ, зростає коефіцієнт відносних експлуатаційних екологічних витрат і дещо збільшується ефективний ККД дизеля, хоча і менше, ніж при роботі на КПГ.

При роботі дизелів сільгоспмашин на ріпаково-метиловому ефірі паливно-екологічна ефективність зростає на 2,6...3,6 % в основному за рахунок збільшення коефіцієнта β.

У автомобільних дизелів ефективність застосування альтернативних палив є вищою, оскільки екологічна ефективність будь-якого з досліджених альтернативних палив найбільше виявляється на режимах роботи при максимальному навантаженні та знижених частотах обертання колінчастого вала.

При застосуванні газодизельного циклу з КПГ комплексний критерій $K_{ПЕ}$ для дизеля вантажного автомобіля зростає на 12 %. На таке ж значення збільшується цей критерій під час роботи дизеля автомобіля при використанні ріпаково-метилового ефіру.

Найбільш суттєво (на 15 %) підвищується цей критерій для дизеля вантажного автомобіля при роботі на водопаливній емульсії. Це пояснюється одночасним зростанням, поряд з β, також і $\eta_{e_{сер.експ}}$. У той же час при газодизельному циклі по мірі збільшення частки часткових режимів зростає співвідношення між запалювальним дизпаливом та КПГ; відповідно,

підвищуються витрати на паливо і знижується екологічна ефективність застосування газового палива. При роботі дизеля на ріпаково-метиловому ефірі на часткових режимах у більшій мірі, ніж на дизпаливі, погіршується ефективний ККД.

Необхідно відзначити, що наведені результати отримано без змін регулювань дизелів та внесення конструктивних змін щодо адаптації до конкретних альтернативних палив. Отже можна допустити, що існують резерви поліпшення паливно-екологічних показників дизелів при використанні обраних альтернативних палив.

8.3.2. Комплексна оцінка ефективності екологізації перспективних ДВЗ вітчизняного виробництва

Розвиток вітчизняного дизелебудування для вантажних автомобілів та сільськогосподарських машин визначатиметься вимогами ринку щодо забезпечення законодавчих обмежень щодо шкідливих викидів з ВГ при помірній вартості двигуна.

Прогрес двигунобудування в останні роки перш за все зумовлений значною кількістю досліджень сумішоутворення та згоряння (див. гл. 7).

До 2010 року за рахунок очікуваних результатів є реальним досягти на вітчизняних дизелях, наприклад, вантажних автомобілів та сільськогосподарських машин при їх форсуванні на 24...28 кВт/л таких перспективних рівнів паливної економічності та екологічних характеристик [15]:

- питома мінімальна витрата палива за зовнішньою характеристикою у режимі визначення експлуатаційної потужності не перевищуватиме 190 г/(кВт·год);
- концентрація NO_x на номінальному швидкісному режимі максимального крутного моменту впаде до рівня 450 млн$^{-1}$;
- максимальні значення викидів ТЧ на тих же режимах не перевищать 15 г/год.

Паливно-екологічні характеристики модернізованого та перспективного дизелів типу СМД-31 за навантажувальними характеристиками для $n_н$ та $n_{Мкр max}$ показані на рис.8.9.

З використанням даних цього рисунка, виконано розрахунки комплексного критерію $K_{ПЕ}$ для цих дизелів (табл. 8.4); результати свідчать, що у найближчій перспективі цей критерій для вітчизняних дизелів суттє-

во зросте: для сільськогосподарської моторної техніки – у 1,22...1,27 разу, для вантажних автомобілів – у 2 рази. Такі показники слід вважати граничними, якщо не будуть запропоновані нетрадиційні засоби підвищення ефективності сумішоутворення та згоряння дизелів і подальшого зменшення на цій основі токсичності викидів з ВГ. Резервами поліпшення якості дизельних палив, що використовуються в Україні (зниження вмісту сірки, стабілізація фракційного складу, підвищення цетанового числа, зменшення концентрації ароматичних вуглеводнів), є розвиток комп'ютерних засобів керування робочим процесом, каталітичною нейтралізацією та рециркуляцією ВГ, регулювання ступеню стиску та фаз газорозподілу і т.д. Такі чи інші заходи повинні вважатися перспективними напрямками екологізації дизелів українського виробництва.

Нарешті, слід враховувати, що на рівень комплексного критерію $K_{ПЕ}$ будуть впливати і зміни в оцінці ступеню агресивності токсидів у складі ВГ по мірі накопичення, а також узагальнення даних щодо них (наприклад, пов'язаних із концерогенністю). Прогнозується, що і кількість речовин у ВГ, що нормуються, буде збільшуватися. Може змінитися показник небезпеки забруднення територій дизелями, наприклад, вантажних автомобілів по мірі будівництва та введення до дії в Україні сучасних магістралей, які пролягатимуть у зонах з підвищеними вимогами щодо забезпечення екологічної безпеки. Може змінитись і модель експлуатації дизеля у зв'язку з поліпшенням умов руху автотранспорта по трасі.

Таблиця 8.4 – Оцінки ефективності екологізації дизелів типу СМД-31

Позначення та призначення дизелів	Значення комплексного критерію витрати палива і токсичності ВГ $K_{ПЕ}$	
	Модернізований дизель	Перспективний дизель
СМД-31.16 (зернозбиральний комбайн)	0,237	0,302
СМД-31ТА (гусеничний трактор)	0,244	0,302
СМД-31ТА (колісний трактор)	0,244	0,297
СМД-31.15 (вантажний автомобіль)	0,106	0,212

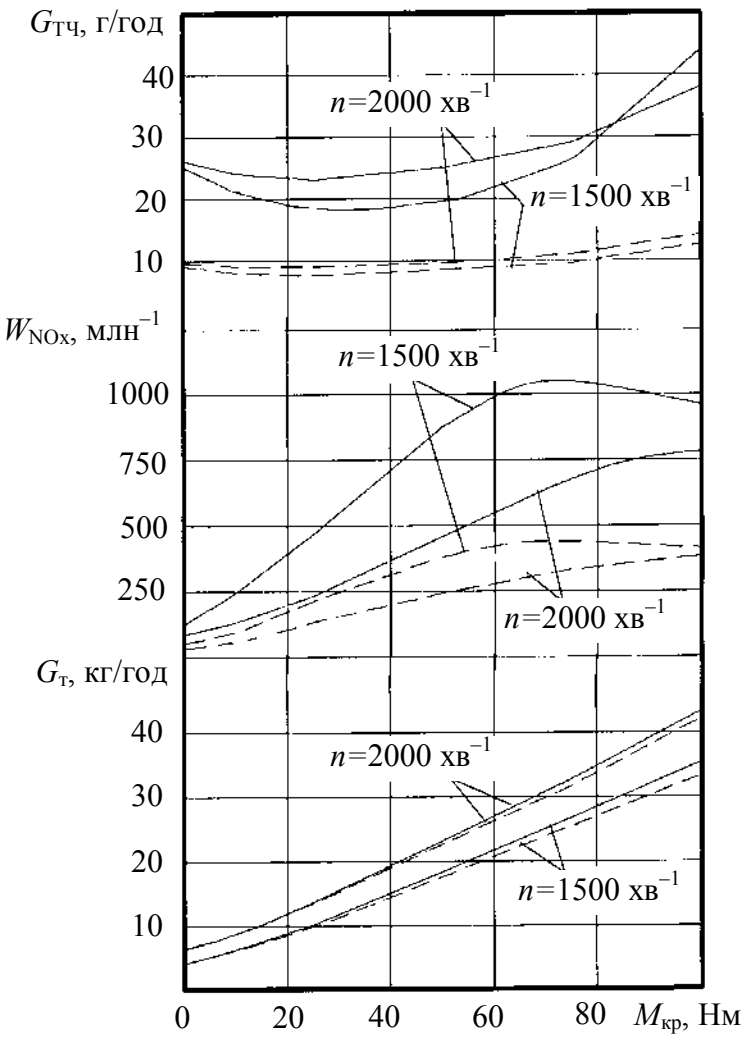


Рисунок 8.9 – Паливно-екологічні характеристики модернізованого (——) та перспективного (- - -) дизелів типу СМД-31 при роботі за навантажувальними характеристиками для n=2000 хв$^{-1}$ *(номінал) та* n=1500 хв$^{-1}$ *(режим максимального крутного моменту)*

При оцінках ефективності екологізації вітчизняних дизелів треба виходити з наведених вище граничних рівнів $K_{ПЕ}$. Аналогічні оцінки паливно-екологічної ефективності двигунів інших типів, призначень вимагають накопичення інформації щодо їхніх рівнів $K_{ПЕ}$.

Контрольні запитання та завдання

1. Чому оцінка ефективності екологізації ДВЗ вимагає комплексного підходу до паливно-екологічних показників?

2. Які сторони (аспекти) має аналіз шкоди від отруєння навколишнього середовища токсидами ДВЗ?

3. Перелічіть складові суми витрат на відшкодування цієї шкоди.

4. Чому комплексний паливно-екологічний критерій якості ДВЗ має грунтуватись на моделях експлуатації двигунів конкретних типів та призначень?

5. Що розуміється під моделлю експлуатації ДВЗ?

6. Сформулюйте вимоги щодо комплексної оцінки паливно-екологічних характеристик двигунів за моделями їх експлуатації.

7. Поясніть методику визначення сумарних експлуатаційних витрат на паливо при використанні ДВЗ конкретного типу і призначення.

8. Що розуміється під агресивністю шкідливих речовин у ВГ ДВЗ?

9. Як підрахувати абсолютні економічні збитки від шкідливих викидів двигунів? Які умови використання ДВЗ враховуються?

10. Як підрахувати сумарні економічні експлуатаційні витрати на відшкодування екологічних збитків від впливів ВГ ДВЗ на навколишнє середовище?

11. Поясніть комплексний паливно-екологічний критерій технічного рівня ДВЗ? Чому цей критерій пов’язаний з оцінками конкурентоспроможності моторної техніки?

12. Які фактори формують кількісний рівень цього критерію?

13. Наведіть приклад використання комплексного критерію паливно-екологічної ефективності ДВЗ при аналізі їх роботи на альтернативних паливах.

14. Наведіть приклад використання цього комплексного критерію при аналізі ефективності інших заходів екологізації ДВЗ.

15. На прикладі вітчизняних автотранспортних дизелів оцініть можливості досягнення граничних рівнів комплексного критерію паливно-екологічної ефективності ДВЗ.

Глава 9. ПРАВОВІ ОСНОВИ ЕКОЛОГІЗАЦІЇ ДВЗ

Цим питанням приділена увага у ряді праць [5, 6, 18]. Вони винесені в окрему главу, виходячи з принципової вагомості правового забезпечення процесу та результатів екологізації вітчизняних ДВЗ.

9.1. Роль права у регулюванні екологічних взаємовідносин природи і суспільства

Така роль полягає у формуванні науково обґрунтованих правил поведінки людини у стосунках з природою.

Основні з цих правил закріплюються у законодавстві і стають обов'язковими для виконання і дотримання норм права, які держава забезпечує примусово на випадок їх невиконання.

На початку XX сторіччя у багатьох країнах світу законодавство регулювало взаємодії природи та суспільства здебільшого шляхом встановлення особливого режиму (пріоритету) охорони об'єктів природи, які мають природоохоронне, наукове, культурне чи історичне значення.

З середини XX сторіччя у зв'язку зі збільшенням антропогенного впливу на природу у правовому регулюванні взаємодії суспільства та природи на перший план починають висуватися проблеми і завдання природокористування.

У 70-х роках минулого сторіччя виникає новий аспект такого регулювання і новий термін "охорона навколишнього середовища". Така охорона стає одним з головних напрямів діяльності держави і суспільства. Наприклад, у США в 1986 році прийнято Закон про національну політику охорони навколишнього середовища, а правове регулювання взаємодії суспільства і природи виділяється в окрему галузь – "Право навколишнього середовища".

В Україні, як і в інших державах, що входили колись до складу СРСР, за цією галуззю права в юридичній науці закріпився термін "Еколо-

гічне право”.

В історії правового регулювання суспільних відносин при взаємодії суспільства та природи виділяють три етапи [5]:

- природно-ресурсний;
- природоохоронний;
- соціально-екологічний.

Природно-ресурсний етап характеризувався переважно споживацьким підходом у взаємовідношеннях між суспільством та природою. Тут діяло природно-ресурсне право, як система правових норм, що регулювало природно-ресурсні відношення з метою раціонального використання та відтворення земельних, водних, гірських та лісових, фаунних природних ресурсів для задоволення потреб народного господарства і людства. Оскільки руйнування біосфери продовжувалося, з’явився новий вид діяльності – охорона навколишнього середовища. Відповідно до цього формується і нова галузь права – природоохоронне право, починається *природоохоронний етап*.

Природоохоронне право – це система правових норм, які регулюють суспільні відносини з метою охорони природи та захисту навколишнього середовища від впливу господарської діяльності.

У 80-х роках XX сторіччя природно-ресурсне та природоохоронне пава інтегруються у єдине екологічне право навколишнього середовища, починається *соціально-екологічний етап*.

Сьогодні відносини у сфері взаємодії суспільства та природи в Україні регулюються нормативними актами різної юридичної сили – Конституцією, законами, указами Президента, урядовими актами, відомчими нормативними актами та нормативними актами місцевих органів влади. Взаємини у цій сфері регулюються, поряд із власно екологічними актами, також нормами законодавства державного, громадського, кримінального, земельного та ін.

Все це становить сучасне діюче і дійове соціально-екологічне право, яке включає такі основні змістовні складові [6]:

▼ правове визначення якостей навколишнього середовища, природних об’єктів та інших екологічних цінностей, що перебувають у державній чи приватній власності та під керуванням уряду;

▼ основний природоохоронний Закон, який спирається на Консти-

туцію; він установлює принципи та пріоритетні напрями правового регулювання у цій сфері;

▼ спеціальні закони й, у випадку необхідності, доповняльні підзаконні акти і норми, що регламентують екологічну безпеку конкретних природних об'єктів (повітря атмосфери, водні об'єкти, прибережні зони, ґрунти, надра, ліси, тваринний та рослинний світи, ландшафти, заповідні чи території, що охороняються природні об'єкти, що становлять виняткову наукову, естетичну, рекреаційну цінність і т.д.);

▼ організаційні структури, у тому числі у юриспруденції, які є необхідними для ефективного і термінового застосування екологічно-соціального права;

▼ механізми екологічного контролю, що містять: екологічний моніторинг, облік природних ресурсів, правила ведення відповідних кадастрів, екологічну атестацію й експертизу господарських об'єктів;

▼ правове забезпечення та стимулювання участі населення у вирішенні питань природокористування, охорони навколишнього середовища та в екологічній експертизі;

▼ систему стандартів якості навколишнього середовища, стану природних систем, юридичного контролю екологічних норм;

▼ спеціальні норми та правила, що регулюють екологічну регламентацію господарської діяльності, обмеження шкідливих викидів, використання та вилучення відходів; вони є обов'язковими для державних чи приватних природокористувачів;

▼ розгорнуте ліцензійне законодавство, що визначає порядок квотування, видачі та анулювання ліцензій на використання природних об'єктів, на викиди в навколишнє середовище, на заховання відходів і т.д.;

▼ спеціальні норми, що стосуються відповідальності за шкоду, завдану природному середовищу, та методики розрахунку шкоди, які їх підкріплюють і які базуються, у свою чергу, на розробленій системі оцінок вмісту природних ресурсів та об'єктів, включаючи не тільки їхню господарську, але й екологічну, рекреаційну та естетичну цінність;

▼ систему застосування штрафних санкцій за порушення екологічних правових норм;

▼ норми кримінального кодексу щодо відповідальності за порушення екологічних правових норм.

9.2. Державна екологічна політика в Україні

Україна – одна з найбільших країн Європи з галузями металургійною, теплоенергетичною, транспортною, нафтохімічною, вугільною, сільськогосподарською, які більше за інші галузі викидають до атмосфери шкідливі речовини – щорічно понад 20 млн тонн [18]. Це викликає забруднення міст і цілих регіонів, у тому числі викидами токсидів з ВГ двигунів автотранспорту, сільськогосподарських машин.

У нашій державі виходять з того, що відмова від науково-технічного прогресу не може бути заходом подолання можливої екологічної кризи. Навпаки, намагаються всю природоохоронну діяльність базувати на нових досягненнях науки і техніки, перш за все за рахунок використання високих технологій, у тому числі в двигунобудуванні, де комп'ютеризація керування ДВЗ розглядається як перспективний напрям екологізації двигунів, особливо автотранспортних.

Реальні можливості вирішення екологічних проблем в Україні, як і у світі в цілому, закладені у комплексному підході до охорони навколишнього середовища.

Це – перехід до маловідходних та безвідходних технологій, ефективне використання сучасних систем очищення викидів, у тому числі нейтралізаторів ВГ двигунів автотранспорту, запровадження принципово нових енергозберігаючих технологій – екологічно чистих технологій спалення палив у ДВЗ, масове використання малотоксичних альтернативних палив і т.д.

Прийняті Верховною Радою історичний Акт про державну незалежність та Конституція України створили умови для розвитку всіх складових життя громадян нашої держави.

Враховуючи органічний зв'язок проблем екології з усіма політичними, соціальними та економічними факторами, необхідно розглядати стратегію природокористування й охорони навколишнього середовища в Україні як фундаментальну концепцію побудови правової демократичної держави з розвинутою економікою. До основи законодавства такої держави має бути покладений загальновизнаний у цивілізованому світі постулат про пріоритетність прав людини. Одним з таких найвагоміших прав є право громадян на екологічну безпеку як на виробництві, так і при перебуванні у навколишньому середовищі.

Вже з перших законодавчих кроків суверенної України було визначено і законодавчо закріплені екологічні права людини.

9.3. Законодавчі акти в Україні щодо захисту навколишнього середовища, в тому числі атмосферного повітря

В Україні головним джерелом природоохоронного права служать Конституція України (1996 р.) та комплексний закон "Про охорону навколишнього природного середовища" (1992 р.).

Охорона природних ресурсів, в тому числі заходи щодо незабруднення атмосфери, регулюються також "Земельним кодексом України" (1992 р.), законом України "Про охорону атмосферного повітря" (1992 р.), законом України "Про природно-заповідний фонд України" (1992 р.), "Кодексом про надра України" (1994 р.), "Лісовим кодексом України" (1994 рік), "Законом про транспорт" (1994 р.) та іншими законодавчими актами останніх років.

Згідно з новою Конституцією, громадяни України мають не лише права, а й обов'язки берегти природу, раціонально використовувати її багатства і дотримуватися законодавства про охорону навколишнього середовища. Стаття 16 Конституції цілком конкретно передбачає, що "забезпечення екологічної безпеки і підтримання екологічної рівноваги на території України, …, збереження генофонду українського народу є обов'язком держави".

Розглянемо законодавчі акти у частині, що безпосередньо стосується використання ДВЗ різними споживачами.

9.3.1. Закон України "Про охорону навколишнього природного середовища"

Цей закон є базовим і визначає правові, економічні й соціальні основи організації охорони навколишнього природного середовища в інтересах нинішнього та прийдешніх поколінь [103].

Основними *принципами охорони навколишнього середовища* є:

- пріоритетність вимог екологічної безпеки, обов'язковість дотримання екологічних стандартів, нормативів й лімітів використання природних ресурсів при здійсненні господарської та іншої діяльності;
- гарантування екологічно безпечного середовища для життя та

здоров'я людей;

- попереджувальний характер заходів щодо охорони навколишнього середовища;
- екологізація виробництва на основі комплексних рішень у питаннях охорони навколишнього середовища при запровадженні нових технологій;
- обов'язковість екологічної експертизи;
- формування у населення екологічного світогляду;
- науково обґрунтоване нормування діяльності суб'єктів господарської та інших сфер нашої країни;
- стягування платні за забруднення навколишнього середовища та погіршення якості природних ресурсів, відшкодування (компенсація) збитків, які виникли внаслідок порушень законодавства з охорони цього середовища;
- вирішення екологічних проблем з урахуванням ступеня антропогенної змінності територій;
- сполучення заходів стимулювання та відповідальності у справі охорони навколишнього середовища;
- вирішення проблем такої охорони на основі широкого міждержавного співробітництва.

Бачимо, що наведені у гл. 7 шляхи подальшої екологізації сучасних та перспективних ДВЗ враховують практично всі ці принципи основного екологічного закону нашої держави.

У законі "Про охорону навколишнього природного середовища" сформульовані *екологічні права громадян* України відповідно до наведених принципів, а також заходи забезпечення цих прав.

Україна цим Законом гарантує своїм громадянам реалізацію екологічних прав, що надані законодавчо. Всі органи влади зобов'язані всебічно допомагати громадянам у їх природоохоронній діяльності, враховувати пропозиції з цієї проблеми. Порушені права громадян з охорони навколишнього середовища повинні бути відновлені, а їх захист має здійснюватись у судовому порядку відповідно до законодавства України.

Громадяни України мають й *екологічні обов'язки* згідно з зазначеними принципами.

З метою забезпечення збирання, обробки, зберігання та аналізу інформації щодо стану навколишнього середовища, прогнозування його поліпшення й розробки відповідних владних рішень в Україні створена і розвивається *система державного моніторингу навколишнього середовища*. Нагляд здійснюється Міністерством охорони навколишнього природного середовища та радіаційної безпеки України, іншими державними органами, а також підприємствами й організаціями, діяльність яких може спричиняти погіршення стану навколишнього середовища. Порядок проведення цього моніторингу визначає Кабінет Міністрів України.

В Україні здійснюється державна, громадська та інші види *екологічної експертизи*. Порядок її проведення визначений цим Законом.

Діють державний та громадський види *контролю за охороною навколишнього середовища*. Вони також визначені цим законом.

Розділ про *економічний механізм охорони навколишнього середовища* – один з центральних у Законі. Ним введено плату за природні ресурси; нормативи плати та їхні ліміти визначаються Кабінетом Міністрів України. Введено плату і за забруднення природного середовища на основі встановлення лімітів викидів забруднюючих речовин. Бачимо, що цей механізм цілком врахований вище при викладанні методики комплексної паливно-екологічної оцінки ДВЗ у період його експлуатації (див. гл. 8).

У Законі, нарешті, встановлені заходи економічного стимулювання і надання пільг, довгострокових позик для реалізації природоохоронних заходів. Зрозуміло, що ця стаття закону цілком стосується економічних гарантій запровадженню заходів екологізації вітчизняних ДВЗ, які вивчалися вище (див. гл. 7). Треба знаходити і сповна використовувати джерела економічної підтримки моторних підприємств, автотранспортних організацій, які спроможні суттєво поліпшити стан навколишнього середовища на основі конкретної екологізації своїх двигунів. При цьому врахуємо, що розробка щодо запровадження заходів ефективної екологізації ДВЗ носить довготерміновий характер; тому подібний характер слід надавати й економічній підтримці таких заходів.

Законом передбачено, що Україна приєднується до всіх видів міжнародного співробітництва у галузі охорони природи та раціонального використання природних ресурсів. Передбачено співробітництво, організація та виконання міжнародних екологічних зобов’язань України, взаємодія з ор-

ганізаціями, фондами, банками, які спроможні надавати кредити, технічну допомогу.

9.3.2. Закон України ”Захист атмосферного повітря”

Цей закон, крім іншого, конкретизує шкідливість викидів ДВЗ відносно атмосферного повітря, що є однією з життєво важливих складових навколишнього природного середовища [103].

Для охорони атмосферного повітря передбачені:

- нормативи екологічної безпеки атмосферного повітря;
- граничні нормативи утворення забруднюючих речовин, які викидаються до атмосферного повітря при експлуатації обладнання;
- нормативи вмісту забруднюючих речовин у ВГ пересувних джерел енергії.

Для оцінки стану атмосферного повітря встановлено єдині для території України нормативи екологічної безпеки: гранично допустимі концентрації забруднюючих речовин в атмосферному повітрі та рівні інших забрудників, а також негативного впливу на атмосферу.

Закон передбачає, що з метою запобігання і зменшення забруднення атмосферного повітря автотранспортними та іншими пересувними засобами здійснюється:

▼ розробка та виконання комплексу заходів щодо зниження токсичності викидів, знешкодження токсидів при проектуванні, виробництві та ремонті автомобілів, суден, тепловозів й інших пересувних установок;

▼ переведення транспорту на менш токсичні види палив;

▼ раціональне планування й забудова населених пунктів із дотриманням необхідної відстані до автодоріг, озеленення цих магістралей, відбудова транспортних розв’язок на декількох рівнях;

▼ виведення з густонаселених житлових кварталів за межі міста автотранспортних підприємств, автозаправних станцій, вантажного транзитного автомобільного транспорту;

▼ поліпшення утримання у належному стані автомобільних трас чи вуличних покрить;

▼ впровадження у містах автоматизованих систем регулювання дорожнього руху;

▼ вдосконалення технологій транспортування і зберігання палив,

забезпечення постійного контролю за якістю палив нафтопереробних підприємств чи АЗС;

▼ вдосконалення діяльності контрольно-регулювальних та діагностичних пунктів з перевірки вмісту забруднюючих речовин у ВГ автотранспортних чи інших пересувних засобів.

Виробництво й експлуатація транспортних або інших пересувних засобів, у яких вміст забруднюючих речовин у ВГ перевищує нормативи, забороняється.

Закон передбачає організаційно-економічно-екологічні заходи, які конкретизують положення закону "Про охорону навколишнього природного середовища" (1992 р.).

Конкретизовані й уточнені штрафні санкції за недотримання екологічного законодавства, форми контролю, експертизи та екологічного моніторингу.

Найважливіші формулювання правопорушень при охороні атмосферного повітря:

- порушення прав громадян на екологічно безпечний стан атмосферного повітря;
- перевищення при експлуатації засобів з ДВЗ гранично допустимих рівнів шкідливого впливу;
- перевищення лімітів і нормативів гранично допустимих викидів забруднюючих речовин до атмосферного повітря.

Бачимо, що вимоги і закону "Захист атмосферного повітря сповна враховані при формулюванні у гл. 7 основних екологізації напрямків сучасних ДВЗ.

9.3.3. Закон України "Про транспорт" [104]

Цей закон формулює *екологічні вимоги*, які діють на транспорті (автомобільному, автобусному, судновому, тепловозному та ін.). Вони є обов'язковими для власників транспортних засобів та громадян, що ними користуються.

Крім іншого, до цих вимог віднесена охорона навколишнього природного середовища від шкідливого впливу транспорту.

Транспортні засоби повинні відповідати екологічним державним стандартам України (ДСТУ), мати відповідний сертифікат.

Транспортні підприємства тепер несуть відповідальність за шкоду, нанесену навколишньому природному середовищу, згідно з чинним законодавством України.

Контроль за дотриманням законодавства на транспорті здійснюють місцеві органи влади у межах своєї компетенції. Якщо міжнародним договором, який Україна підписала, установлені інші правила, ніж ті, які містяться у цьому законі, то застосовуються правила відповідного міжнародного договору.

9.3.4. Закон України "Про альтернативні джерела енергії" та указ Президента України "Про заходи щодо розвитку виробництва палива із біологічної сировини"

Ці закон та указ набули чинності у 2003 році. Обидва ці законодавчі документи регулюють перспективні шляхи екологізації ДВЗ, пов'язані з використанням альтернативних моторних палив.

У ст. 3 закону зазначено, що однією із засад державної політики у сфері альтернативних палив для ДВЗ є "додержання екологічної безпеки за рахунок зменшення негативного впливу на стан довкілля при створенні та експлуатації об'єктів альтернативної енергетики, а також при передачі, транспортуванні, постачанні, зберіганні та споживанні енергії, виробленої з альтернативних джерел". Він регламентує науково-технічні розробки з цього напрямку екологізації ДВЗ, підготовку відповідних фахівців у навчальних закладах, фінансово-економічне супроводження цих розробок та, головне, визначає джерела їх фінансування за рахунок коштів, передбачених у оптових тарифах на електроенергію шляхом впровадження спеціальної цільової надбавки до тарифу, визначених законом, коштів державного та місцевих бюджетів і т.д.

В указі відзначено, що використання біологічного палива з відновлювальних біоресурсів має за мету не тільки зменшення дефіциту вітчизняного моторного палива, але й "поліпшення екологічної ситуації". В указі передбачені заходи для реалізації цього одного з пріоритетних напрямів діяльності Кабінету Міністрів України, центральних та місцевих органів виконавчої влади. Головною метою є виробництво біологічного дизельного пального та біогазу.

Підкреслимо, що біодизельне пальне (ріпаково-етиловий ефір) впер-

ше виготовлено й досліджено в НТУ “ХПІ” у 2000–2003 рр. Результати досліджень дають надію, в тому числі щодо зниження токсичності викидів з ВГ.

9.4. Правові гарантії екологізації ДВЗ

Екологізація вітчизняних ДВЗ як комплекс неординарних, довготермінових та дорогих заходів з поліпшення екологічних характеристик двигунів до світових стандартів повинна розглядатися на рівні пріоритетних державних програм розробки та запровадження у масове виробництво конкретних шляхів за напрямками, викладеними вище у гл. 7.

Наведені вище закони України регламентують основні правові гарантії екологізації ДВЗ.

Однак ці загальні положення треба конкретизувати та пов’язати з реальними можливостями держави щодо таких глобальних напрямків екологізації двигунів, як:

- комп’ютеризація керування ДВЗ;
- каталітична нейтралізація та рециркуляція ВГ;
- альтернативні палива тощо.

Позитивний приклад саме державного підходу являють собою закон “Про альтернативні джерела енергії” та відповідний Указ Президента України (2003 р.) щодо гарантій виконання програм розробки альтернативних палив для вітчизняних ДВЗ.

Без подібних правово-державних гарантій та підтримки не може бути й мови про створення перспективних вітчизняних ДВЗ нового покоління з використанням нових технологій, у тому числі комп’ютерно-інформаційних, хіміко-каталітичних та ін.

Запровадження таких двигунів сприятиме ліквідації відставання нашого моторобудування на світових ринках.

Контрольні запитання та завдання

1. Яку роль відіграє право у регулюванні екологічних взаємовідносин природи і суспільства?

2. Які етапи пройшло правове екологічне регулювання в історії взаємодії суспільства та природи?

3. Які складові входять до чинного соціально-екологічного права?

4. Охарактеризуйте сучасну державну екологічну політику в Україні.

5. Дайте аналіз правових, економічних та соціальних основ організації охорони навколишнього природного середовища в інтересах нинішнього та майбутніх поколінь на прикладі базовогоз України “При охорону навколишнього природного середовища” (1992 р.).

6. Що розуміється під економічним механізмом охорони навколишнього середовища?

7. Охарактеризуйте екологічні права та обов’язки громадян України.

8. Сформулюйте основні положення систем державного моніторингу навколишнього середовища, екологічної експертизи та контролю за охороною природи в Україні.

9. Які шляхи захисту атмосферного повітря передбачає відповідний закон України (1992 р.)?

10. Сформулюйте сучасні екологічні вимоги та заходи щодо їх реалізації на транспорті згідно з відповідним законом України (1994 р.).

11. Для чого потрібні правові гарантії екологізації ДВЗ?

Глава 10. ПЕРСПЕКТИВИ ЕКОЛОГІЗАЦІЇ ДВЗ

У гл. 7 викладено шляхи подальшої екологізації вітчизняних ДВЗ.

Головним чином вони спрямовані на підвищення технічного рівня наших моторів до рівня вимог Стандартів Євро-2 і Євро-3, що визначають допустимі норми токсичності. Однак не можна не сказати про екологічні проблеми майбуття, які і в Україні доведеться вирішувати вже у найближчі 10…15 років. Отже цим і спричинено наступний розгляд перспектив екологізації ДВЗ.

10.1. Проблеми екологізації перспективних ДВЗ

Ці проблеми вивчалися у ряді праць, у тому числі й у вітчизняних [6, 15, 16, 18 та ін.].

До найважливіших напрямів комплексної екологізації перспективних ДВЗ слід віднести:

- комплексне сполучення організаційно-правових і технічних заходів, націлених на мінімізацію експлуатаційної витрати палива й одночасно таких, що забезпечують зниження рівнів викидів токсидів з ВГ, у тому числі канцерогенних, а також термічного забруднення навколишнього середовища;
- запровадження комбінованих систем паливоподачі, що забезпечують ефективну роботу ДВЗ на різних рідинних, газових та двокомпонентних паливах;
- запровадження адаптивних КСК ДВЗ з керуванням фазами газорозподілу, відключенням частини циліндрів на часткових навантаженнях, перехідними процесами, ступенем стиску та ін.;
- широке використання екологічно чистіших нафтових, альтернативних та композитних палив;
- розробку й запровадження більш ефективних, у тому числі нетра-

диційних, методів і засобів нейтралізації ВГ, перш за все, від NO_x та канцерогенів;

- створення принципово нових енергетичних комбінованих установок з мінімальною токсичністю (“екологічно чистих”), у тому числі гібридних, на паливних елементах, інерційних та інших з адаптивними електронними системами керування.

Отже, суттєве поліпшення паливно-енергетичних та екологічних показників силових установок з *традиційними ДВЗ* (автотранспортних, сільськогосподарських, тепловозних, суднових, військових, будівельних та інших), у тому числі з використанням альтернативних енергоносіїв, а також створення високоекономічних екоустановок *з принципово новими комбінованими генераторами енергії* – центральна задача автономної енергетики XXI сторіччя.

Сьогодні всі без винятку провідні моторні фірми світу розгортають широкий фронт досліджень у цих напрямках науково-технічного прогресу двигунобудування. Наведемо приклади таких досліджень.

10.1.1. Ефективне спалення збіднілих горючих сумішей у двигунах з іскровим запалюванням

Для інтенсифікації процесів згоряння використовуються перспективні технології:

- пошарове розподілення заряду у КЗ двигуна;
- турбулізація заряду;
- форкамерно-факельне запалювання горючої суміші і т.д.

Найбільшого успіху у створенні ДВЗ з розшарованим зарядом досягли всесвітньо відомі моторобудівні фірми “Форд” та “Хонда”.

У фордовському двигуні використовується програмоване згоряння по схемі “PROCO”(від Programmed Combustion); при ступені стиску $\varepsilon = 11{,}0$ застосована схема безпосереднього вприскування бензину від ПНВТ у КЗ за допомогою спеціальної форсунки. Повітря надходить до циліндрів крізь впускний колектор, на вході якого розташовані дросельна заслінка та впускні клапани. Всією роботою агрегатів живлення та запалювання (по дві свічки на кожний циліндр) керує КСК ДВЗ, що регулює склад суміші відповідно до навантаження та інших параметрів, пов’язаних з умовами експлуатації. Завдяки спеціальній формі поршня з КЗ у днищі та

впускному клапані – турбулізаторі, забезпечується якісне сумішоутворення й ефективне згоряння. Такі двигуни можуть працювати на низькооктанових бензинах, за економічністю не поступаються навіть дизелям. Двигун за схемою “PROCO” вважається перспективною моделлю у своєму класі.

Широко відомі двигуни “Хонда” з використанням схеми “CVCC” регульованого вихрового процесу згоряння (від Compound Vortex Controlled Combustion). Особливість такого двигуна – у застосуванні форкамерно-факельного запалювання. КЗ поділена на основну камеру (89 % загального об’єму) та форкамеру (11 %); в останній містяться свічка запалювання та власний впускний клапан. Збагачена суміш надходить до форкамери, а збідніла – до основних КЗ. У форкамері, що інтенсивно підігрівається ВГ, відбувається розігрів і спалахування запального заряду збагаченої частини суміші, за рахунок чого підпалюється збідніла суміш у основних КЗ.

Обидва двигуни мають суттєво знижені викиди токсидів з ВГ, перш за все, C_nH_m, CO.

10.1.2. Регулювання фаз газорозподілу впродовж робочих характеристик двигунів

Роздільне регулювання фаз газорозподілу за впускними та випускними клапанами застосовано фірмою “Форд Ейрон”, яка вирішила цю проблему, використавши два окремих розподільних вали; такі розподільні вали можуть обертатися відносно один одного під час роботи двигуна. Роботою валів керує електронна система “Форд ЕКК-IV”, запрограмована на оптимальні фази газорозподілу для будь-яких навантажувальних режимів двигуна. Для розширення зони якісного регулювання згоряння паливо-повітряної суміші та зниження втрат на газообмін розроблено різні схеми автоматичного відключення ряду циліндрів на часткових навантаженнях. Все це, крім економії палива при експлуатації (до 5 %), зумовлює суттєве зменшення шкідливих викидів з ВГ.

10.1.3. Поглиблення утилізації теплоти ВГ на основі вдосконалення ГНТ та термокаталітичної конверсії рідинних вуглеводневих палив

Запровадження такого комплексу заходів підвищує тиск наддуву, що дозволяє збільшити початкову густину заряду й масову швидкість потоку

на вході у циліндри, поліпшує параметри паливного заряду перед спалахуванням, що збільшує ККД двигуна та знижує токсичність викидів з ВГ.

10.1.4. Оптимізація конструктивних параметрів ДВЗ

Якщо розглядати оптимальну конструкцію сучасного бензинового двигуна автомобіля, то для умов Росії, України це повинен бути швидкохідний двигун ($n \geq 5000$ хв$^{-1}$), що реалізує концепцію швидкого згоряння збіднілих горючих сумішей з межами ефективного збіднення $\alpha = 1{,}4\ldots1{,}5$, зі ступенем стиску $\varepsilon \geq 12$ та ефективним ККД $\eta_e \geq 36$ %.

Особливості цього двигуна:

- вихровий рух заряду у циліндрі;
- регулювання рівня турбулентності та інтенсивності вихрового руху заряду залежно від режиму експлуатаційної роботи;
- КЗ у днищі поршня оптимізованої форми;
- одно- чи двосвічкова схема запалювання з високою енергією іскрового розрядження та зворотним зв'язком за детонацією;
- електронний карбюратор чи електронне керування вприскуванням палива зі зворотним зв'язком щодо датчика збідненої суміші;
- двоконтурна система охолодження;
- термостатування повітря на впуску до двигуна.

У такому перспективному двигуні забезпечуватимуться висока паливна економічність та добрі екологічні характеристики.

10.1.5. Розробка і застосування високоефективних методів та засобів нейтралізації NO_x у ВГ

Підвищення паливної економічності супроводжується зростанням викидів NO_x з ВГ. Можна обмежитися компромісом: дещо збільшити витрату пального та забезпечити менші викиди токсидів з ВГ. Але відпрацьовуються заходи щодо зниження викидів NO_x з використанням високоефективних нейтралізаторів та спеціальних каталізаторів, які роблять можливим відновлення NO_x в окисному середовищі (при $\alpha > 1$). Пропонуються й нетрадиційні методи нейтралізації ВГ від NO_x, наприклад, на основі СВЧ-технологій.

Заслуговує уваги розробка схеми дизеля з рециркуляцією ВГ, збагачених киснем [25]. На думку авторів (Росія, США), вона є перспективним

напрямом створення малотоксичних дизелів на базі традиційних конструкцій; вони вважають її альтернативою каталітичній нейтралізації NO_x. Конструктивне рішення знайдено при застосуванні відокремлювальних газових мембран, які дозволяють підвищити концентрацію кисню у повітрі на всмоктуванні до 30 % і більше. Рециркуляція частини ВГ на впуск двигуна і пов'язане з нею погіршення його робочого процесу компенсується подачею до циліндрів кисню. Але зберігається позитивний ефект рециркуляції щодо уповільнення швидкостей хімічних реакцій згоряння у зв'язку з додаванням CO_2, що знижує загальну температуру процесу та зменшує об'єм локальних високотемпературних вогнищ горіння, які генерують NO_x; у результаті суттєво (з 1200 ppm до 400 ppm) знижуються викиди NO_x.

10.1.6. Перспективи використання екологічно чистіших альтернативних палив

При оцінках можливостей використання альтернативних палив для ДВЗ треба обов'язково враховувати вплив продуктів згоряння кожного виду палива на навколишнє середовище.

До альтернативних палив для ДВЗ відносять [15]:

- рідинні та газові *палива, отримані з біологічної сировини*, в тому числі з відтворюваних джерел за рахунок сільського господарства та відходів такого виробництва (спирти, масла, їхні суміші, біогаз);
- рідинні *синтетичні палива*, що отримуються при переробці твердих палив;
- *водень*, що одержують електролізом води або утилізацією хімічних чи нафтохімічних виробництв;
- стиснутий і зріджений *природний газ*;
- *суміші традиційного дизельного палива* з домішками одного чи декількох компонентів (водопаливні емульсії і т.д.).

Розглянемо особливості альтернативних палив.

10.1.6.1. *Спиртові палива*

У двигунах застосовуються метиловий спирт (метанол) та етиловий спирт (етанол).

Метанол є допоміжним продуктом хімічного виробництва. Джерелами сировини для виробництва метанола можуть бути природний газ, вугіл-

ля, біомаса й міські відходи.

Етанол отримують з харчових продуктів, деревини.

Метанол чи етанол можуть знайти застосування як домішки до традиційних або інших альтернативних палив. У чистому вигляді використання спиртових палив у дизелях деформує робочий процес ДВЗ внаслідок низьких цетанових чисел та високої температури самоспалахування. Потрібні значні конструктивні зміни деяких систем та вузлів двигуна, в першу чергу, паливної апаратури; врешті решт може виникнути необхідність конвертувати дизель у двигун з зовнішнім сумішоутворенням, аби не переускладнювати систему паливоподачі. Іншою проблемою із згорянням метанолу та етанолу у ДВЗ є утворення альдегідів, що підвищує шкідливість викидів з ВГ.

10.1.6.2. ***Рідинні синтетичні палива***

Застосування рідинних синтетичних палив, що отримуються з вугілля, в двигунах, перш за все автотранспортних, не виправдане через високу вартість такого палива. Більш доцільним є використання вугілля за прямим призначенням, наприклад, у металургійній промисловості.

10.1.6.3. ***Водневе паливо***

В останні роки формується концепція водневої енергетики, в тому числі й засобів з ДВЗ. Мова йде про можливість масового переходу від традиційних вуглеводнів до універсального палива – водню. З точки зору енергоємності, а також викиду шкідливих речовин з ВГ, водень уявляється найбільш ефективним з усіх палив [15].

Однак застосування водню як палива для ДВЗ залежить від вирішення проблем його зберігання, особливо на борту транспортного засобу та забезпечення терміну роботи двигуна під час відтворення запасу водню на цьому борту. Невирішеною ще залишається задача отримання водню у промислових масштабах при досить помірних витратах і без використання нафти як сировини.

Якщо ж оцінювати застосування у ДВЗ водню, що отримуватиметься при електролізі води, то, враховуючи повний життєвий цикл енергетичної установки з ДВЗ на водні, а також витрати та шкідливі викиди при його виробництві, ефективність подібного використання водню виявляється не такою вже й високою.

Необхідно відзначити дослідження з використання у ДВЗ для жив-

лення аміаку, ацетилену, пиловугільної суспензії; але їх значному поширенню перешкоджають низька енергоємність цих палив, їх шкідливий вплив – корозійне та ерозійне пошкодження – на деталі ДВЗ, зниження потужності двигунів.

Бачимо, що описані вище палива не задовольняють споживачів енергетичних засобів з ДВЗ за всім комплексом вимог до них.

Сьогодні, з урахуванням сказаного, як найбільш перспективні альтернативні палива для двигунів слід розглядати:

- газові палива на основі метану;
- масла та їхні суміші, що отримуються з біологічної сировини;
- водопаливні емульсії.

Зупинимося на них.

10.1.6.4. *Газові альтернативні палива*

Найбільшого поширення як альтернативне паливо для дизелів отримали газові палива, основним горючим компонентом яких є метан. До таких палив відносять:

- природний газ з вмістом метану до 80…95 %;
- шахтний газ, початковий вміст метану в якому сягає 30 %;
- біогаз з вмістом метану 50…75 %.

Викликає інтерес, з точки зору ресурсозбереження та утилізації сільськогосподарських відходів, використання біогазу як палива. Однак для збереження нормальної роботи дизеля на біогазі, останній слід очистити від домішок і довести вміст метану в біогазі до 93 % і більше. Вважається, що така ступінь очищення може бути досягнута використанням відносно не дорогих методів фізичної абсорбції.

Якщо застосування шахтного газу й біогазу альтернативного палива може бути корисним для стаціонарних установок з ДВЗ, то більшість дослідників вважають, що природний газ у перспективі стане найбільш реальною альтернативою традиційним нафтовим паливам.

Природний газ в автотранспорті чи сільськогосподарських машинах застосовується у компримованому (стиснутому) до 20 МПа стані, тому, коли йдеться при застосування природного газу на пересувних (автономних) силових установках, розуміється використання саме компримованого природного газу (КПГ). Останній має суттєві переваги як паливо для ДВЗ порівняно з іншими видами газових палив. Такі переваги полягають в еко-

номічній прогнозованості його видобутку, яка залежить від розвіданих світових запасів природного газу; добрих моторних якостях (визначаються високою калорійністю, антидетонаційними властивостями, однорідністю складу й відсутністю у цьому газі шкідливих домішок); низьких викидах токсидів з ВГ при роботі ДВЗ на КПГ.

Найбільшого поширення КПГ як паливо для дизелів отримав в Італії, США, Новій Зеландії, Аргентині, Канаді, Росії [15]. Прогнозується, що незабаром транспортна енергетика буде живитися на 4…5 % природним газом з його родовищ. У зв'язку з цим нарощується створення мережі газонаповнювальних станцій. Сприятливі умови для застосування КПГ існують в Україні. У 1998 році у 65 містах та регіонах України експлуатувалося 87 газонаповнювальних станцій, що забезпечило заміщення газовим паливом 3 % загального об'єму моторного палива.

Конвертування дизелів у газові двигуни здійснюється шляхом дообладнання їх агрегатами газоподачі.

Двигуни, що працюють на природному газі, відрізняють за двома ознаками – способом сумішоутворення (зовнішній чи внутрішній) та способом запалювання робочої суміші. При зовнішньому сумішоутворенні газоповітряна горюча суміш виготовляється поза циліндрами двигуна у спеціальному змішувачі. При внутрішньому газ та повітря подаються окремо, а газоповітряна горюча суміш утворюється або у кожному циліндрі, або безпосередньо перед циліндрами.

Спосіб запалювання робочої суміші є важливою ознакою двигунів, що використовують газове паливо. За цим способом вони поділяються на три групи:

- з запалюванням (спалахуванням) робочої суміші електричною іскрою;
- з передкамерно-факельним спалахуванням та використанням електричного запалювання у передкамері;
- зі спалахуванням від запальної дози дизельного (рідинного) пального.

Всі три способи є примусовими способами спалахування від стороннього джерела.

Газові двигуни з запалюванням від запальної порції рідкого палива називаються *газодизелями*.

При конвертуванні дизелів у газові двигуни необхідно враховувати можливості постачання їх газовим паливом при постійній експлуатації. Якщо газове паливо забезпечує таку експлуатацію, то доцільно застосовувати газові двигуни з іскровим запалюванням. У випадку, коли забезпечення газовим паливом не є стабільним, що трапляється досить часто, то доцільним стає використання газодизелів, які спроможні функціонувати як на газовому паливі, так і на рідинному.

Випробування свідчать, що при переході на КПГ енергетичні показники двигуна не погіршуються, а навіть виявляється ряд переваг додатково [15], [23]:

- економія до 50…70 % рідкого дизельного палива (залежно від умов експлуатації та складу природного газу);
- зниження у 2,0…2,5 рази димності ВГ ій викиду ТЧ;
- зменшення приблизно на 25 % сумарного викиду з ВГ газоподібних токсидів;
- зменшення рівня шумів на 3…5 дБ;
- суттєве зниження спрацювання циліндро-поршневої групи й міжремонтних строків роботи двигуна, збільшення строку служби масла.

Порівнюючи питому теплоту згоряння стехіометричних складів сумішей природного газу і дизельного палива можна чекати погіршення ККД газодизеля порівняно з базовим дизелем. Однак практика переходу на газодизельний процес свідчить про можливості отримання таких же ефективних показників і навіть більш високих при роботі з використанням природного газу. Конвертовані газодизелі мають досить високі ККД на максимальних навантаженнях, близькі до ККД дизеля. Це пояснюється тим, що попередньо підготовлена газоповітряна суміш згоряє з більшою швидкістю й без диму при досить низькому α, що відповідає стехіометричному його рівню ($\alpha \approx 1{,}0$). Повітря, що збирається у надпоршневому зазорі, в підклапанних виточках, а також у зазорі біля головки поршня, практично не бере участі у згорянні, коли поршень займає положення поблизу ВМТ, тобто у той момент, коли теплота, що виділилася, використовується з найбільшим ККД [15]. Зазначені об’єми займають від 10 до 20 % об’єму стиску дизеля з безпосереднім вприскуванням палива, тому мінімум α обмежується звичайно значеннями $\alpha_{min} \approx 1{,}25…1{,}35$. Заповнення цих об’ємів попередньо підготовленою гомогенною газоповітряною сумішшю створює у газодизелі

умови для повного використання повітряного заряду циліндра та прискорення теплоутворення на початку робочого ходу.

При роботі газодизеля у складі ВГ помітна незначна концентрація CO, CO_2 та C_nH_m. Виняток становлять режими малих навантажень, коли зниження швидкості згоряння збіднілої суміші приводить до неповного згоряння і збільшення викиду неспаленого метану. До недоліків застосування природного газу як палива для дизелів треба віднести також досить високий, як і при роботі на дизельному пальному, викид NO_x на максимальних навантаженнях.

Сьогодні у світі працюють на КПГ близько 1 млн 200 тис. автомобілів, з них 40 тис. у США [15]. Серед дизелів, що експлуатуються в Україні, практичну конвертацію пройшли газодизелі на базі двигунів КамАЗ-740, ЯМЗ-236М, ЯМЗ-238М, ЯМЗ-240М, РАБАМАН. Запалювальна доза дизельного пального цих газодизелів встановлюються у межах 20…25 % від номінальної паливоподачі та визначається умовами охолодження розпилювача й роботи газодизеля у режимі холостого ходу на рідинному паливі.

Більш складні проблеми виникають при переведенні на газодизельний процес дизелів з газотурбінним наддувом, за умови збереження початкової номінальної потужності.

Збільшення концентрації газу при порівняно високих температурах стискання може ініціювати самоспалахування газу, некерований процес згоряння й детонаційні явища з різким збільшенням тиску і температури робочого циклу двигуна. Для усунення цих процесів доводиться збільшувати запалювальну порцію рідкого палива, іноді до 40 %, що знижує ефективність використання природного газу в експлуатації [15].

Оптимізація робочого процесу газодизеля з ГТН пов’язана з охолодженням газоповітряної суміші, подачею газу з надлишковим тиском після компресора, збільшенням тиску вприскування запальної дози рідинного палива, оптимізацією кута випередження палива, ступеня стиску і т.д.

У перспективі як мобільний енергетичний засіб для автотранспорту, сільгосптехніки слід розглядати створення й виключно газових двигунів, що працюватимуть без використання рідинного палива.

10.1.6.5. *Відновлювані джерела енергії на основі олій*

Для розширення ресурсу дефіцитного дизельного палива перспективним вважається отримання палив з відновлюваних джерел, наприклад, з

олій (ріпакового, соєвого, соняшникового).

Олії є гліцеринами (гліцериновими ефірами ненасичених кислот). Отримують їх шляхом спеціальної гідравлічної обробки маслянистих рослин. За своєю структурою олії мало відрізняються одне від одного й характеризуються тільки вмістом вуглецю та рівнем насичення жирних кислот. Олії мають близький до дизельного пального вуглеводневий склад та незначно поступаються йому за теплотою згоряння, тому можуть використовуватися у дизелях.

Особливостями олій є більш високі (порівняно з дизельним паливом) в'язкість та густина, збільшений вміст кисню (8…9 %) та обумовлене цим зниження теплоти згоряння. Внаслідок меншої теплоти згоряння олій, у порівнянні з дизельним паливом, питома витрата олії двигуна стає більшою.

Проведення досліджень, спрямованих на використання олій як палива для дизелів, передбачено у рамках державних програм США, Німеччини, Франції, Австрії та інших країн. Реалізація таких програм залежить не тільки від розробників двигунів та фахівців з переробки палива. Для виробництва маслянистих культур має бути відведено певну кількість ґрунтів й отримано рівень урожайності, який забезпечуватиме економічну ефективність олії.

Раціонально використовувати олії як палива для енергетичних засобів у сільському господарстві. В такому випадку виробник палива стає його споживачем.

Олія може використовуватися як у чистому вигляді, так і у суміші з дизельним пальним, залежно від того, наскільки буде забезпечено надійність двигуна. Справа в тому, що при тривалій експлуатації виникають проблеми, що полягають у появі лакових шарів на паливній апаратурі та вуглецевих відкладень на деталях циліндро-поршневої групи, у прискореному старінні мастила. Забезпечення надійності дизелів при їх роботі на оліях можливе при застосуванні підігрівання палива для зменшення його в'язкості, збільшенні тиску вприскування палива й температури згоряння у циліндрі (може збільшити викиди NO_x), підвищенні надійності паливної апаратури; тобто є неминучими зміни у конструкції двигуна.

Аби уникнути витрат, пов'язаних з модернізацією двигуна для його роботи на оліях, розробляються технології отримання різних ефірів олій.

Перспективним напрямком використання як моторного палива олій у країнах Європи, в тому числі в Україні, визнано застосування ріпакової олії, яке пройшло метаноліз чи етаноліз, тобто застосування ріпаково-етилового ефіру (РЕЕ) або рапсово-метилового ефіру (РМЕ). Треба мати на увазі, що похідний продукт виготовлення РМЕ – токсичний, тоді як РЕЕ виготовляється з екологічно чистої сировини.

Якщо характеристики олії або його сумішей з дизельним пальним суттєво відрізняються від характеристик цього пального, то ріпаковий ефір має характеристики, подібні дизельному пальному і можуть використовуватися без внесення змін у конструкцію дизелів.

Аналіз досліджень по рапсових палив, у тому числі проведених у НТУ "ХПІ" [15, 23, 35, 36 та ін.], засвідчив, що під час роботи однокамерного дизеля на ріпакових ефірах знижуються викиди вуглеводнів, монооксиду вуглецю, димність ВГ порівняно з дизелем на традиційному дизпаливі, але дещо збільшується викид NO_x.

Сьогодні вартість біопалив в Україні перевищує ціни на традиційні палива. А в цьому випадку зрівнюються витрати на дослідні розробки із серійними (промисловими) системами переробки, що не дає об'єктивної вартості оцінки.

10.1.6.6. ***Водопаливні емульсії***

Таке перспективне альтернативне паливо розглянуто у гл. 7, як один з напрямків екологізації ДВЗ за рахунок інтенсифікації згоряння.

Перспективи його використання визначаються суттєвими перевагами, серед яких: зниження викидів NO_x та зменшення димності ВГ дизелів при роботі на водопаливних емульсіях (ВПЕ). Крім того, застосування ВПЕ знижує витрату палива на 3…7 %, зменшує утворення нагару у КЗ і соплових отворах розпилювачів форсунок.

Основні розробки з проблеми ВПЕ проведені для середньообертових, малообертових дизелів при концентрації води у дизельному паливі від 7 до 50 %.

Для швидкохідних ДВЗ цю проблему ще треба досліджувати з метою оптимізації робочого процесу при спаленні ВПЕ, розробки засобів підготовки ВПЕ для мобільних енергетичних засобів, забезпечення надійності роботи циліндро-поршневої групи.

10.2. Малотоксичні мобільні енергетичні установки майбутнього

У XXI сторіччі найбільш серйозні вдосконалення очікуються у зв'язку з екологізацією та економізацією мобільних енергетичних установок [6].

Розглянемо найбільш реальні конструктивні розробки майбуття.

10.2.1. ДВЗ підвищеної ефективності з безпосереднім комбінованим вприскуванням бензину

Багато років провідні фірми крок за кроком знижують витрати палива та токсичність ДВЗ. Щоб точніше дозувати паливоподачу, особливо на часткових режимах і при перехідних процесах, розробили комп'ютерне керування вприскуванням; для поліпшення наповнення та продувки КЗ двигуни обладнали двома розподільними валами, чотирма чи п'ятьма клапанами на циліндр, механізмом автоматизованої зміни фаз газорозподілу; для зниження токсичності ВГ вприскування палива пов'язали з λ-зондом та каталітичним нейтралізатором за допомогою адаптивного каналу електронного керування. Новим кроком у цьому напрямі стало безпосереднє вприскування бензину у циліндри ДВЗ.

Першою таке вприскування застосувала фірма "Міцубісі" на знаменитому сімействі GDI. Тепер такий двигун має й фірма "Тойота" (обидві – Японія).

Розглянемо перспективний комбінований принцип безпосереднього вприскування бензину детальніше на прикладі нового двигуна типу D-4 фірми "Тойота". Почнемо з малих навантажень, коли бензин вприскується поблизу ВМТ ходу стискання, перед моментом запалювання. Тиск струменя палива повинен значно перевищувати зростання тиску в самому циліндрі, що забезпечено тиском у зоні форсунок до 12 МПа, який є приблизно у 40 разів вищим, ніж бензинового двигуна з традиційним вприскуванням. Такий високий тиск дозволяє розпилювати велику кількість палива за мінімальний час, що й забезпечує майже миттєве випаровування крапель бензину, діаметр яких не перевищує 20 мкм. Таким чином, струмінь палива спрямовується до КЗ, а крізь впускні клапани подається тільки повітря. Оптимальне компонування КЗ, точно обмірковані моменти подач палива та повітря дозволяють змішувати бензин і повітря таким чином, що склад

горючої суміші в об'ємі КЗ стає неоднорідним: в одній зоні – суміш біднішає, в іншій – збагачується. У днищі поршня виконана велика западина (у формі оливки); саме сюди форсунка подає струмінь палива. Його підхоплює повітряний вихор, що ввірвався з впускного клапана; він прискорює випаровування частинок палива й виносить суміш прямо до електродів свічки. У результаті утворюється тричі пошарова суміш: біля свічок запалювання вона багата, далі – суміш бідного складу, а на периферії, біля стінок циліндра – взагалі чисте повітря. У середньому по об'єму КЗ отримується незвично збідніла суміш ($\alpha_{сер} \geq 2{,}0$), а пошаровість і регулювання параметрів підпалювання горючої суміші забезпечують усталене згоряння, його ефективність, високу паливну економічність та зниження рівня токсидів у ВГ. Закон згоряння наближається до оптимального: помірна швидкість згоряння у першій фазі й висока у другій, що при відносно невеликій тривалості згоряння забезпечує більш знижені та рівномірні температури газу у циліндрі. Є ще один позитивний момент: гази біля стінок циліндра холодніші, ніж у зоні горіння. Це не тільки зменшує втрати теплоти у системі охолодження, але й забезпечує більшу усталеність процесів горіння до детонації. Тому при достатньо високому ступені стиску ($\varepsilon = 10$) двигун D-4 здатний функціонувати на низькооктановому неетилованому бензині.

Якщо при тій же частоті обертання колінчастого вала двигуна навантаження зростає й паливоподачу треба збільшити, двигун (аби не відбулося локального перезбагачення горючої суміші) переключають з пошарового сумішоутворення на напівшарове з вприскуванням палива у два етапи: перший – на такті впуску повітря, а другий – поблизу ВМТ на такті стискання.

Нарешті, на режимах максимальної потужності забезпечується стехіометричний склад бензиноповітряної суміші.

На найсучасніших двигунах все частіше зустрічаються комбіновані повітряні впускні колектори, у яких до одного клапана ведуть два канали: один – гвинтовий, інший – прямий. При безпосередньому вприскуванні цими каналами проходить не бензиноповітряна суміш, а повітря. На низьких та середніх частотах обертання колінчастого вала двигуна повітря потрапляє у циліндри крізь гвинтовий канал – завихрення потоку необхідне для пошарового розподілення горючої суміші. При збільшенні цієї частоти заслінка відкриває прямий канал, знижуючи насосні втрати. Таким чином,

робота форсунок і заслінок, керованих КСК ДВЗ, забезпечує чотири типи розподілення паливоповітряної суміші у КЗ: пошарове, напівпошарове, бідне та стехіометричне, а раціонально змінювані фази газорозподілу сприяють ефективному наповненню циліндрів горючою сумішшю.

Двигун D-4 вигідно відрізняється від інших моделей не тільки ефективним використанням палива, але й екологічними показниками. На двигуні запроваджена рециркуляція ВГ, крізь яку проходять до 40 % ВГ, що зменшує температуру у зоні згоряння та знижує рівні утворення NO_x. При цьому пошарове сумішоутворення знижує дестабілізуючу дію рециркульованих ВГ на робочий процес двигуна.

Крім того, цей перспективний двигун оснащений каталітичним нейтралізатором найновішого типу (рис.10.1) [6]. Принцип дії цього нейтралізувального пристрою наступний. Під час роботи двигуна на горючих сумішах, бідніших за стехіометричну, платина нейтралізатора сприяє перетворенню NO та O_2 у NO_2, який тимчасово накопичується (адсорбується) у самому нейтралізаторі (рис.10.1, ліворуч). Як тільки двигун починає працювати на стехіометричній суміші, діоксид азоту (NO_2) вивільняється та взаємодіє з неспаленими вуглеводнями (CH), оксидом вуглецю (CO) та воднем (H_2) й переходить у молекулярний азот (N_2), діоксид вуглецю (CO_2) та воду. Застосування рециркуляції ВГ сумісно з каталітичним нейтралізатором-накопичувачем забезпечує зниження рівня викидів оксидів азоту на 5 %.

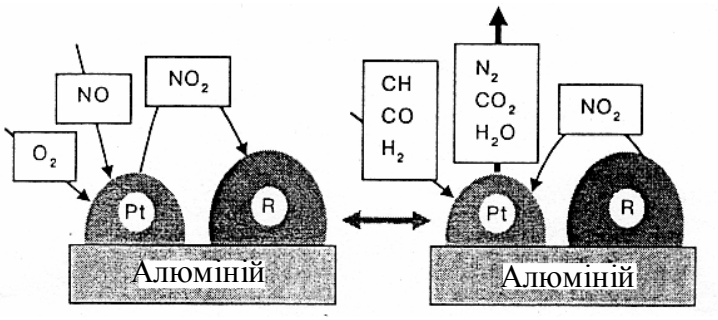


Рисунок 10.1 – Схема роботи каталізатора накопичувального типу:
ліворуч – у циліндрах двигуна згоряє бідна горюча суміш;
праворуч – суміш стехіометричного складу або збагачена

Сполучення усіх описаних вище технічних рішень забезпечує найзначнішу економію бензину (до 30 %) порівняно з традиційними двигуна-

ми фірми “Тойота”. Порівняльні їздові випробування автомобілів з двигуном D-4 та стандартними двигунами підтвердили такий видатний результат. Регулювання фаз газорозподілу дозволило отримати гнучку характеристику крутного моменту, що поліпшило динаміку автомобіля з перспективним двигуном. Можна очікувати, що *комбіноване вприскування* бензину при іскровому (чи іншому) типі запалення горючої суміші, що регулюється, а також інші розглянуті вище технічні рішення у найближчому майбутті знайдуть широке застосування на двигунах інших провідних фірм світу, в тому числі при використанні альтернативних чи композитних палив.

Останнім часом значну увагу приділяють також двопаливним ДВЗ (бензогазовим, бензометанольним) з метою як скорочення споживання високоякісних нафтових палив, так і підвищення рівня екологізації двигунів.

У найближчі роки новий флагман фірми “Volvo” автомобіль “Volvo S-80 Bi-Fuel” буде виготовлятися з ДВЗ, здатним ефективно функціонувати як на бензині, так і на стиснутому газі чи на газі у рідкому стані. Його 5-циліндровий 20-клапанний двигун потужністю 100 кВт обладнуватиметься додатково відповідною паливною апаратурою, а під днищем автомобіля буде встановлено чотири резервуари: три баки загальною місткістю 100 л для газу (метану) та 30-літровий бензобак. Двигун запускають на бензині. Для переключення на газ досить натиснути кнопку на панелі керування. При повній заправці автомобіль може проїхати до 600 км: 300 з них – на газі, а 330 – на бензині. При роботі на природному газі, як вище відзначалося, до навколишнього середовища надходить значно менша кількість екологічно шкідливих речовин, знижуються викиди й CO_2, що сприяє зменшенню так званого “парникового” ефекту. З конвеєрів фірми “Форд”, яка є однією з найпотужніших фірм США, вже у 1997 році зійшло 250 тис. пікапів “Рейнджер” і стільки ж седанів “Таурус”, що оснащені двома силовими агрегатами: метанольним двигуном і бензиновим ДВЗ. Американська фірма “Крайслер” планує до 2005 року збирати щорічно біля 200 тис. автомобілів з біпаливними силовими агрегатами.

10.2.2. Турбодизелі для легкових автомобілів

Розвиток технологій електронно-керованого безпосереднього вприскування дизельного пального під величезним тиском (до 130 МПа) у КЗ викликав появу нового покоління легкових автомобілів з дизелями, що

оснащені системою турбонаддуву з регульованим напрямним апаратом турбіни й проміжним охолодженням наддувочного повітря (турбодизелями).

В авангарді стоять всесвітньо відомі автомобільно-моторні концерни “Daimler-Benz AG” та “BMW AG”.

Фірма “Daimler-Benz” ще у 1998 році почала випускати дизельні автомобілі типів A160CDI й A170CDI. У них використовується загальна паливна магістраль з ПНВТ, падивоподача здійснюється крізь електронно-керовані форсунки, що дозволяє більш точно та в широкому діапазоні регулювати початкову фазу вприскування і хід самого процесу. Центрально розташована форсунка реалізує двофазне вприскування, коли за першою порцією палива вигоряє основна, що зменшує жорсткість процесу згоряння. Витрата дизельного палива не перевищує 5 л на 100 км приміської їзди.

Для концерну “BMW” кінець XX сторіччя також пройшов під знаком дизелізації деяких модифікацій легкових автомобілів. На автомобілі “BMW 320 d” установлений 4-циліндровий турбодизель потужністю 100 кВт при n = 4000 хв$^{-1}$ (максимальний крутний момент $M_{кр}$ = 280 Н×м при n = 1750 хв$^{-1}$). Цей двигун – один з найбільш форсованих для легкового класу. В ньому використовується безпосереднє двофазне вприскування палива у КЗ, 4 клапани на циліндр малої розмірності (2 впускних: один наповнює циліндр потоком повітря зверху, а інший створює у КЗ вихор, додаючи потік повітря збоку). Необхідну характеристику крутного моменту забезпечує ТК з регульованим напрямним апаратом турбіни. Динаміка цього автомобіля значно краща, ніж на традиційному дизельному варіанті: швидкість до 100 км/год досягається за 9,9 с; максимальна швидкість ходу становить 207 км/год. Витрата палива по міському циклу дорівнює 7,4 л / 100 км, а середня за містом на шосе – 5,7 л / 100 км. На автомобілях “BMW 530 d” та “BMW 730 d” установлюється такого ж конструктивного оформлення 6-циліндровий турбодизель.

На розглянутих турбодизелях нового покоління фірм “Daimler-Benz” та “BMW” значно знижено викиди токсидів з ВГ, перш за все, за рахунок двофазного керованого вприскування палива й підвищення його ефективності згоряння та зниження температур у зоні вигоряння у зв’язку з проміжним охолодженням наддувочного повітря (знижуються викиди не тільки CO, C_nH_m, а й NO_x).

Поява 4-, 6-, 8-циліндрових турбодизелів нового покоління дозволить збільшити частку дизельних легкових автомобілів до 10…15 % від усього масового виробництва легкових автомобілів.

На рис.10.2 наведено дані щодо перспектив екологізації автомобільних двигунів на найближче десятиріччя. Ординати відмічають часткові обсяги щорічних випусків ДВЗ (у %) від загальних обсягів за роками.

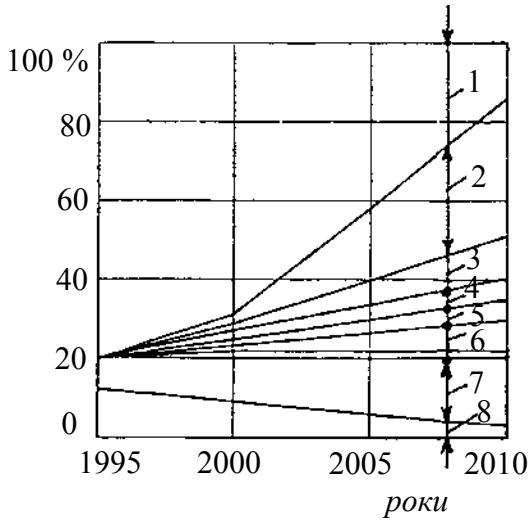


Рисунок 10.2 – Двигуни автомобілів легкового класу різних рівнів екологізації:

1 – традиційні ДВЗ; 2 – безпосереднє вприскування бензину; 3 – гнучке керування фазами й підйомом клапанів газорозподілення; 4 – мотори малого літражу з наддувом; 5 – на альтернативних паливах; 6 – кероване згоряння паливної суміші; 7 – дизелі з безпосереднім вприскуванням; 8 – передкамерні дизелі

10.2.3. Оцінка перспектив використання електромобілів

Сьогодні електромотор поступається ДВЗ як силовий агрегат мобільних енергетичних установок. Проте він має суттєві переваги як з точки зору питомої потужності, компактності, простоти, так і кращої характеристики крутного моменту, який у електродвигуна, на відміну від ДВЗ, є максимальним при найнижчих обертах ротора, тобто у момент початку руху.

Основною поки що невирішеною проблемою при створенні електромобілів є використання акумуляторних батарей як джерел електроенергії. Сьогодні всі типи акумуляторних батарей набагато поступаються за питомою енергоємністю та вартістю звичайному паливному баку традиційного автомобіля. Акумулятори, а це сотні кілограмів додаткової ваги, займають значну частину вільного простору машини. Фірми займаються альтернатиними акумуляторами й отримують значну державну підтримку, але до кінцевих результатів поки що далеко.

Ряд фахівців звертають увагу на тупиковість (на їх думку) ситуації з використанням акумуляторів як джерел енергії для мобільних силових

установок, перш за все автомобілів, сільгоспмашин тощо. Підкреслюється, що ніякого поліпшення екологічності силових установок акумулятори не принесуть, оскільки вони живитимуться від енергосистем, що забруднюють атмосферу значно більше, ніж, наприклад, автомобілі (мова йдеться про ТЕЦ та ін.). Саме виробництво та утилізація гігантської маси акумуляторних батарей (якщо вони замінять ДВЗ) – гранично небезпечні.

В останні роки проводяться інтенсивні пошукові роботи зі створення так званих “гібридних” мобільних енергоустановок.

10.2.4. Гібридні енергоустановки (екомобілі)

Такі енергоустановки можуть включати: електропривод (акумуляторні батареї, батареї конденсаторів, тягові електродвигуни, блок керування) та ДВЗ з генератором; електропривод і тепловий двигун чи паливні елементи [6]. Причому як для теплового двигуна, так і для паливних елементів може використовуватися однаковий “екологічно чистий” енергоносій – водень, природний газ, високоякісний бензин.

Якщо обладнати легковий автомобіль, наприклад, електродвигуном 30 кВт, що допускає короткочасне перевантаження, високообертовим економічним ДВЗ з генератором такої ж потужності й невеликою акумуляторною батареєю, а також динамічним накопичувачем типу ультраконденсатора, можна отримати транспортний засіб з експлуатаційними характеристиками вищими, ніж у окремо взятих автомобілів з ДВЗ або електромобілів.

Автомобіль з гібридною енергоустановкою може рухатися в екологічно чистих зонах міста на електротязі, при різких прискореннях чи гальмуваннях використовувати ультраконденсатори, а на автострадах або за необхідності на зупинці запускати ДВЗ-генератор, тим самим підживлюючи свою енергосистему. При русі автомобіля реалізується рекуперативне гальмування, яке зберігає до 20 % енергії, забезпечується відносна екологічна чистота й необмежений запас ходу при досить простому дозаправленні системи. Однак такий силовий агрегат стає переускладненим, а ДВЗ все ж забруднює атмосферу, хоча і менше.

Взагалі, можливо зовсім не використовувати тепловий двигун. Існують так звані “fuel cells” – *паливні елементи*, що перетворюють водень в електричний струм шляхом його каталітичного окислення без згоряння.

Вони практично не викидають шкідливих речовин і мають відносно невелику масу – якраз те, що й потрібно для гібридної енергоустановки. Проблема полягає лише в тому, що паливні елементи, які поки що використовуються в аерокосмічній техніці, дуже дорогі для рядового застосування, а водень досить складно і, певною мірою, небезпечно зберігати на автомобілі. Лідерами у розробці паливних елементів вважається канадська фірма “Ballard”, з якою співробітничають “Mersedes-Benz” і “Chrysler”.

Проект “Chrysler-Delphi” виглядає цікавим: гібридна енергоустановка (без теплового двигуна) з використанням паливних елементів, що працюють на продуктах конверсії бензину. Автомобіль приводиться до руху двома електромоторами з використанням невеликої акумуляторної батареї і паливного бака. Батарею паливних елементів розміщено посередині поздовжньо, а під капотом обладнано чотири агрегати каталітичного риформінгу. Бензин з бака подається до випарника, що підігрівається, а потім окислюється у першому реакторі, який являє собою металеву ємкість зі свічкою запалювання. Завдяки обмеженому доступу повітря відбувається часткове окислення бензину з утворенням H_2 та CO. У другому проміжному реакторі CO взаємодіє з водяною парою та в присутності каталізатора перетворюється у CO_2 та H_2. Завершується процес риформінгу у третьому реакторі. У результаті з бензину виробляється водень, що перетворюється у паливних елементах в електрику, а попутно виробляється CO_2, H_2O та N. Температура робочого тіла у системі конверсії становить 80 °C. Надлишкова теплота з системи вилучається через автомобільний радіатор. Очікується, що витрата бензину автомобілем не перевищуватиме 3 л / 100 км. Фірма “Chrysler” планує створити експериментальні зразки на початку XXI сторіччя і проводити далі на них серйозні дослідження. Над подібними гібридними екосистемами працюють фірми “Daimler-Benz”, “Honda”, “Volvo” та ін. Насьогодні такі розробки вважаються найбільш перспективними [6].

Гібридні енергоустановки можуть по-різному комбінувати електротягу, теплові двигуни, паливні елементи.

Послідовний гібрид являє собою електромобіль, у якому ДВЗ не зв’язаний прямо з колесами і використовується тільки для обертання вала генератора. Недолік такої схеми – необхідність застосування генератора у доповнення до тягових моторів. Зате можливо використати, наприклад, високообертовий адіабатний ДВЗ відносно малого літражу, з гранично низь-

кою експлуатаційною витратою палива та мінімальними рівнями викидів шкідливих речовин до навколишнього середовища.

Паралельний гібрид відрізняється тим, що кінематичний зв'язок з ведучими колесами мають і ДВЗ, і електромотор. Такий гібрид – по суті, автомобіль з допоміжним електромотором (за комбінованою схемою, коли електромотор відіграє роль силового агрегату схеми навантаження автомобіля). Гібрид може бути розташований або між ДВЗ та КПП, або у трансмісії. Основні недоліки паралельної схеми – наявність звичайної автомобільної трансмісії з неминучими механічними втратами, а також робота ДВЗ при неекономічних перехідних процесах. Тому більш перспективною вважається послідовна схема гібридної силової установки, в тому числі з використанням паливних елементів.

Третя схема називається *СПЛІТ*. Подібно послідовній схемі у ній є генератор, тяговий електродвигун, ДВЗ. Аналогічно паралельній схемі вихідні вали всіх машин зв'язані, але не жорсткою конструкцією, а завдяки несиметричному планетарному диференціалу. Такий підхід дозволяє, з одного боку, забезпечити тепловому двигуну практично постійний режим роботи, а з іншого – перерозподіляти потік потужності між трьома машинами й ведучими колесами автомобіля без зайвих втрат.

Можливою може стати і четверта гібридна схема, у який ДВЗ-генератор замінено паливними елементами.

Шведська фірма "Volvo" створила експериментальну модель автомобіля з гідридною енергоустановкою "Volvo ECC"; тут останні букви означають "Environmental Conceit Car", що можна умовно перекласти "концепція екологічно чистого автомобіля". Як вважають автори даної розробки, це прообраз "автомобіля майбутнього". У нього два двигуни – електричний, що живиться від акумуляторних нікель-кадмієвих батарей, та газотурбінний, що використовує дизельне пальне. Двигуни можуть функціонувати незалежно або доповнюючи один одного. В умовах міста "Volvo ECC" буде використовувати електродвигун, а на заміських шосе – газотурбінний. Система керування з ЕОМ підключає автоматично газотурбінний дизель, коли запас енергії в акумуляторних батареях знижується до 20 %. З ДВЗ з'єднаний генератор, що застосовується для підзарядки акумуляторних батарей на ходу. З цією ж метою використовується й енергія, що рекуперується під час гальмування автомобіля. При використанні ДВЗ автомо-

біль “Volvo ECC” може здолати 670 км на одній заправці бака дизпальним; на електричній тязі без дозаправлення пробіг становить 150 км. Розгін з місця до 100 км/год здійснюється за 13 с, а максимальна швидкість автомобіля сягає 175 км/год.

Центр альтернативних силових установок у Рюссельсхайлі (Німеччина), створений на базі дослідницького центру компанії “Adam Opel AG”, розробив перспективну модель автомобіля “Opel Zafira Fuel-Cell”, де в як паливо використовується H_2. У задній частині салону обладнана воднева мініелектростанція. Електрика виробляється у ході окислення водню, а побічним продуктом реакції є вода. Збагачений воднем газ виробляється прямо на борту машини з метанолу, який зберігається у 54-літровому баку. Електроустановка являє собою батарею паливних елементів, кожний з яких складається з катода й анода, розділених полімерною мембраною. Водень подається на анод, а кисень (з відфільтрованого стиснутого повітря) – на катод. Електрохімічна реакція при температурі 80…90 °С у присутності каталізаторів дозволяє отримати на виході кожного паливного елемента різницю потенціалів 0,7…0,9 В. Батареї елементів досить, щоб заживити 50-кіловатний електродвигун, який приводить у рух передні колеса. Електродвигун спроможний розігнати машину до 120 км/год. Запасу метанолу досить, аби забезпечити пробіг автомобіля без дозаправлення практично такий, як і з традиційним бензиновим двигуном. При цьому рівень викиду NO_x в атмосферу практично знижується до нуля, а викиди CO_2 – у два рази менші, ніж у автомобіля з бензиновим двигуном.

У Росії також робляться спеціальні міські екоавтомобілі з комбінованими гібридними енергоустановками, що являють собою сполучення буферного джерела електроенергії та ДВЗ.

Використання комбінованої установки дозволяє суттєво поліпшити екологічні показники й паливну економічність автомобілів. Це пояснюється тим, що при використанні буферного енергоджерела й тягового електропривода суттєво змінюються умови роботи теплового двигуна.

По-перше, з’являється можливість оптимізувати роботу, наприклад ДВЗ, як щодо паливної економічності, так і щодо екологічних характеристик ВГ поза залежністю від умов експлуатації.

По-друге, значно зменшується потрібна потужність ДВЗ при одночасному поліпшенні тягових і динамічних показників силової установки, оскільки пікові навантаження при розгоні, замість ДВЗ, сприймає на себе буферне енергоджерело та тяговий електроприлад.

По-третє, наявність буферного енергоджерела й тягового електропривода дозволяє повертати енергію до буферного джерела при гальмуванні, що надає можливість в умовах міського руху економити до 20 % енергії.

Нарешті, за рахунок буферного джерела екомобіль може рухатись у нормальному циклі з виключеним ДВЗ на відстань до 25…30 км, що забезпечує його повну екочистоту при їзді у центрі міста, а також в умовах замкнених приміщень. Використання як буферне енергоджерело тягових конденсаторних батарей, створених на основі останніх досягнень фізичної хімії та хімічної технології, забезпечує швидке зарядження буферного енергоджерела від електромережі протягом 10 хв. На середньостатистичному плечі маршруту автомобіля, яке не перевищує запасу ходу від буферного джерела, та при можливості його підзарядження на стоянці чи під час завантаження автомобіля тепловий двигун може не працювати взагалі. При цьому він практично стає резервним джерелом, яке забезпечує потенціальну можливість розширення сфери дії екомобіля.

Перелічені позитивні властивості екомобіля дозволяють ефективно використовувати його як міський автомобіль і суттєво поліпшити екологічну ситуацію у містах. Крім того, технічні рішення, закладені в екомобіль, підвищують його керованість, ресурс, вирішують проблему надійного пуску без стартера. В умовах сільського господарства можливе застосування *комбінованої енергоекоустановки* як автономного джерела електроенергії для господарських чи побутових цілей.

Енергоустановка екомобіля містить ДВЗ, електромеханічний та статичний перетворювачі електроенергії, а також буферне джерело електроенергії. Тепловий двигун забезпечує середню потужність, необхідну для руху у заданому експлуатаційному циклі (згідно моделлю експлуатації). Електромеханічний перетворювач поєднує в собі функції електрогенератора й тягового електродвигуна. За функціями, що виконуються, за масою,

габаритами він займає місце механічної КПП, однак додає силовому агрегату нові функції щодо обміну енергії з буферним джерелом; це дозволяє рекуперувати енергію під час гальмування і зняти пікові навантаження з ДВЗ у режимах інтенсивного розгону. Статичний перетворювач електроенергії виконується на основі силових напівпровідникових приладів та здійснює керування потоками енергії у тяговому приводі екомобіля. Буферне джерело електроенергії зберігає рекуперовану при гальмуванні електроенергію, а також забезпечує потрібну динаміку розгону екомобіля.

Розрахунки, що враховують питомі витрати електроенергії у міському циклі руху, свідчать, що потрібна середня потужність ДВЗ для екомобіля у 4…5 разів менша від потужності, необхідної для автомобіля того ж класу. Експлуатаційна витрата моторного палива (без підзарядки енергоакумулювальних пристроїв від електромережі) для повністю завантаженого російського екомобіля М-2141-ЕК становить 3,0…4,0 л на 100 км пробігу у міському циклі. При цьому рівні викидів СО знижуються на 70 %, а бенз-апірена – на 80 % та більше.

Науково-виробничим підприємством “ЕЛОТ” разом з АО “Москвич” розроблено ряд міських екомобілів на основі модульних тягових електроагрегатів, що дозволяють забезпечити суттєву частку малотонажних та індивідуальних транспортних перевезень у містах при значному зменшенні рівня шкідливої дії екомобілів на навколишнє середовище. У табл.10.1 наведені, як приклад, порівняльні дані щодо технічних рівнів екомобіля М-2141-ЕК з базовим легковим автомобілем М-2141. Ці дані показують, що для створення транспортного заходу майбуття з високими паливно-екологічними показниками придатна гібридна силова установка, яка забезпечуватиме потрібну динамічну потужність розгонів і гальмувань, а також матиме достатню енергоємність для експлуатації.

Підкреслимо, що гібридні енергоустановки слід розглядати не як проміжні тимчасові (перехідні) рішення для заміни автомобілів з ДВЗ на електромобілі, а зовсім інакше – як цілком самостійне глобальне конструктивне рішення, на шляху до якого електромобілі самі стають проміжним етапом [6].

Таблиця 10.1 – Порівняльні технічні дані екомобіля М-2141-ЕК з базовим автомобілем з ДВЗ

Показники технічного рівня	Легковий автомобіль М-2141	Екомобіль М-2141-ЕК
Двигун внутрішнього згоряння:		
установлена потужність, кВт	56,3	22
маса, кг	135	70
Пристрій зчеплення – маса, кг	5	відсутній
Коробка передач – маса, кг	40	відсутній
Стартер – маса, кг	7	відсутній
Електромеханічний перетворювач:		
установлена потужність, кВт	–	40
маса, кг	–	62
Статичний напівпровідниковий перетворювач:		
установлена потужність, кВт	–	40
маса, кг	–	25
Буферне енергоджерело:		
енергоємність, кВт×год	–	6
маса, кг	–	120
Споряджена маса автомобіля, кг	1070	1155
Витрата палива на 100 км, л (при відсутності підзарядки від електромережі)	8,5	3,5
Час розгону до швидкості 100 км/год, с	18,0	16,0
Вміст СО у ВГ, %	1,5	0,5 / немає*
Відносний рівень викиду бенз-а-пірену	1	0,25 / немає*
Вартість, тис. доларів США	7,0	16,0
Вартість км пробігу, доларів США	0,20	0,16

* Примітка: при русі з виключеним ДВЗ

Найпростіший та у достатній мірі апробований шлях – це пристосування під гібридні енергоустановки вже існуючих автомобілів з добрим співвідношенням власної маси та вантажності. Більш складною, проте такою, що допускає застосування легких високообертових, наприклад, адіабатних, ДВЗ, які працюють тільки в економічному стаціонарному режимі, є послідовна гібридна схема. І, нарешті, технічне рішення, у якому поєднані функції акумуляторної батареї та ДВЗ-генератора, – це схема з паливними елементами й ультраконденсаторами.

Таким чином, відзначається, що на початку XXI сторіччя відбуваєть-

ся народження високоефективних й *екологічно чистих* транспортних засобів з електроприводом та гібридними електроекоустановками, що містять у своїй конструкції високоекономічні ДВЗ та паливні елементи [6].

У перспективних схемах гібридних енергоустановок передбачено використати конденсатори і маховики, що являють собою інерційні акумулятори енергії, коли кінетична енергія, накопичена маховиком, може передаватися приводу електродвигунів (тягових). Так звані ультраконденсатори можуть суттєво поліпшити здатність бортової енергосистеми сприймати короткочасні пікові навантаження. Сучасні маховики, що є роторами з композитних матеріалів й обертаються з частотою до 36000 хв$^{-1}$ у вакуумованому корпусі на магнітних підвісках, можуть запасати достатньо енергії. При цьому термін служби таких енергоакумулювальних пристроїв може складати десятки років, а їхня маса – від 60 до 200 кг. Звичайно маховик можна відокремити від ДВЗ і використовувати для рекуперації енергії під час гальмування й розгону автомобіля. Практично застосування гібридної силової системи забезпечує роботу ДВЗ на усталених режимах, тобто з виключенням режимів, що спричиняють підвищений викид токсидів з ВГ ДВЗ [7]. Тому використання гібридного силового агрегату з механічним (інерційним) накопичувачем енергії і дає можливість суттєво зменшити викиди шкідливих речовин порівняно з традиційними ДВЗ.

Контрольні запитання та завдання

1. Сформулюйте основні проблеми екологізації перспективних ДВЗ.
2. Як ви розумієте шляхи підвищення ефективності спалювання збіднілих горючих сумішей у двигунах з іскровим запалюванням? Як це вплине на токсичність ВГ?
3. Чому регулювання фаз газорозподілу впливає на токсичність викидів ДВЗ?
4. Якими ви бачите конструктивні особливості перспективного автомобільного двигуна?
5. Як оцінити схему дизеля з рециркуляцією ВГ, збагачених киснем?
6. Охарактеризуйте перспективи використання альтернативних палив для потреб екологізації.
7. Як безпосереднє комбіноване вприскування бензину впливає на

токсичність викидів з ВГ?

8. Які особливості мають турбодизелі нового покоління для легкового автотранспорту?

9. Чи має перспективу використання електромоторів замість ДВЗ на мобільних енергоустановках?

10. Що таке гібридні енергоустановки, наприклад, екоавтомобілі?

11. Перелічіть позитивні властивості екоавтомобіля.

12. Чи можливе створення екологічно чистих енерготранспортних установок?

13. Які перспективи мають інерційні акумулятори енергії?

14. Порівняйте технічні дані автомобіля з традиційним ДВЗ та екомобіля гібридного типу.

ОСНОВНА ЕКОЛОГІЧНА ТЕРМІНОЛОГІЯ

Анабіоз – тимчасове повне або часткове призупинення життєдіяльності організму, що пов'язано з наставанням несприятливих умов (природних чи інших).

Антропогенні фактори – фактори, що виникають у результаті людської діяльності.

Безпека екологічна – ступінь захищеності екосистеми, людини від екологічного ураження, що визначається значенням екологічного ризику.

Бенз-а-пірен (бенз(а)пірен) – вважається індикаторною речовиною для всієї групи канцерогенних ароматичних вуглеводнів, оскільки має найбільшу стабільність серед них; у той же час є найбільш сильним (агресивним) канцерогеном з тих, що потрапляють до навколишнього середовища; тому визначають наявність цих вуглеводнів, як правило, за бенз-а-піреном;

Білий дим – дим відпрацьованих газів двигуна силової установки, забарвлення якого зумовлене вмістом неспаленого рідинного палива.

Біоакумуляція – накопичення техногенних забруднювачів у організмах, що викликає необоротність трофічних уражень.

Біосфера – глобальна екосистема, особливо активна оболонка Землі, будова й енергетика якої визначаються діяльністю живих організмів; це найбільш молода динамічна зона Землі.

Біоцентризм (екоцентризм) – переконання, згідно з яким (у протилежність антропоцентризму): а) науково-технічний прогрес не зменшує залежність людини від екологічних законів природи; б) вирішення екологічних проблем не може бути зведене до охорони навколишнього середовища, оскільки вимагає перебудови всіх сфер діяльності і поведінки людей та відновлення регулювальної функції біосфери.

Блакитний дим – димність ВГ двигуна, забарвленість якої зумовлена вмістом частинок неспаленого масла або їх сумішшю з частинками недопаленого палива.

Вантаж генетичний – наявність та накопичення у популяціях людей негативних генетичних змін, що ведуть до збільшення частоти спадкових захворювань, спричинених екологічними ураженнями.

Відпрацьовані гази – викиди продуктів згоряння палива з циліндрів двигуна по закінченні індикаторної роботи

Викиди ДВЗ – речовини, що потрапили до атмосфери з двигуна – з

систем випуску, живлення паливом, змащення й вентиляції картера;

Вуглеводні у відпрацьованих газах – група вуглеводнів, що утворилися у результаті недопалення палива у циліндрах ДВЗ (C_nH_m).

Гази парникові – CO_2, метан та інші, що викликають потепління клімату у результаті накопичення їх в атмосфері та перешкод довгохвильовому тепловипромінюванню з поверхні Землі.

Генотип – сукупність генів організму.

Генофонд – сукупність генотипів всієї популяції.

Двооксид вуглецю – CO_2.

Двооксид сірки – SO_2.

Димність ВГ двигуна – показник, що характеризує ступінь поглинання потоку світла, яким просвічують відпрацьовані гази.

Екоавтомобіль – транспортний засіб майбутнього, токсичність викидів якого наближається до екологічно чистого рівня.

Екологізація ДВЗ – розробка та запровадження у виробництво ДВЗ таких конструктивних та інших рішень, які забезпечуватимуть оптимізацію токсичних характеристик при заданому технічному рівні двигунів.

Екосистема – складова екології, що характеризується єдністю людства й навколишнього середовища.

Екорозвиток – екологічно спрямований соціально-економічний розвиток, коли зростання добробуту людей не супроводжується погіршенням стану навколишнього середовища та деградацією природних екосистем.

Емісія – в екології викид речовин, у тому числі токсидів з відпрацьованими газами.

Захворювання екологічні (екогенні) – захворювання, що спричинені несприятливими екологічними умовами.

Імператив екологічний – звернена до людства нагальна вимога (подібна моральному закону) обмежити та зупинити природозгубну експансію, а також зіставляти антропогенний тиск з екологічною витривалістю біосфери.

Канцерогени – представлені одним з найсильніших – (бенз-а-піреном) останній є одним із конденсованих ароматичних вуглеводнів та міститься у твердих частинках ВГ (сажа, смоли і т.д.), неспалених C_nH_m.

Каталітичний нейтралізатор – прилад, який вбудовують у випускний колектор ДВЗ для знешкодження токсидів ВГ, перш за все, NO_x, CO,

C_nH_m; при цьому ініціюються хімічні каталітичні реакції відновлення (нейтралізації NO_x) та окислення (нейтралізації CO, C_nH_m).

Квоти забруднення навколишнього середовища – дозволені часткові кількості викидів у атмосферу забруднювачів техногенного характеру, які регламентуються обов'язковими національними чи міжнародними нормативними актами.

Кислотні опади – атмосферні опади (дощ, туман, сніг, роса), які містять техногенні домішки, через які їхня кислотність перевищує нормальний рівень (pH < 5,6).

Контамінаційний еквівалент енергії – загальна маса техногенних забруднень (з урахуванням їх приведеної токсичності), яка припадає на одиницю енергії, що споживається у даній технології чи галузі виробництва.

Коеволюція – паралельна, спільна, сполучена еволюція людства та природи.

Кумуляція – накопичення порцій речовин, що посилює їх дію, в тому числі підсумовування шкідливих ефектів від різних токсидів у ВГ.

Ліцензування природовикористання – система платних державних дозволів на експлуатацію природних ресурсів.

Моніторинг екологічний – комплексна система спостережень, оцінок та прогнозів змін стану навколишнього середовища під впливами антропогенних дій.

Монооксид вуглецю – CO.

Нормативи на рівні токсичності ВГ ДВЗ – допускаються для двигунів різних типів та призначень на основі стандартів.

Озоновий шар – шар атмосфери на висоті 10…50 км з максимумом озону (O_3) на висоті 20…25 км (тут густина озону – у 10 разів більша, ніж біля поверхні Землі). Цей шар перешкоджає ультрафіолетовому опромінюванню Землі Сонцем; руйнування озонового екрану порушує екорівновагу біля поверхні нашої планети.

Сажа – твердий вуглець, що виділяється у циліндрах та ВГ ДВЗ у результаті термічного розпаду молекул вуглеводнів палива в умовах значної нестачі кисню.

Сполуки свинцю – токсичні; тетраетилсвинець додають до бензину, звідки він з ВГ проникає в організм людини (через органи дихання, нако-

пичується у кістках, печінці, нирках) і дуже повільно виходить з нього; сказане стосується етилованого бензину.

Тверді частки – викидаються з двигуна разом з ВГ; складаються як з продуктів спрацювання деталей ДВЗ, так і з часток недопалених вуглеводнів у твердій та рідкій фазах; містять адсорбовані канцерогени.

Термічний нейтралізатор – функціонує для допалювання CO, C_nH_m, які містяться у ВГ; нейтралізація використовує метод безполум'яного окислення.

Токсична характеристика ДВЗ – залежність вмісту токсидів, твердих частинок у ВГ від характеристик робочого процесу, регулювань, конструктивних характеристик двигуна та ін..

Токсичність викидів ДВЗ – здатність викидів чинити шкідливий вплив на людей, тварин тощо.

Ураження екологічні – нанесення шкоди екосистемам, а також людині в результаті різких або тривалих і стійких змін екологічних умов.

Чорний дим – димність ВГ двигуна, забарвленість якої зумовлена вмістом часток сажі.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Білявський Г.О., Падун М.М., Фурдуй Р.С. Підручник. Екологія. – К.:Либідь, 1995. – 365 с.
2. Мазур И.И., Молдаванов О.И. Курс инженерной экологии: Учебник для вузов / Под ред. И.И. Мазура. – М.: Высш. шк., 1999. – 447 с.
3. Розанов С.И. Общая экология: Учебник для техн. напр. и спец.: СПб: Изд-во “Лань”, 2001. – 288 с.
4. Преждо В.В., Ткач Г.А. и др. Экологический словарь: Учеб. пособие. – Харьков: ХДАМГ Минобразования Украины, 1999. – 416 с.
5. Мікитюк О.М., Злобін О.З., Бровдій В.М. та ін. Екологія людини: Підручник для студентів ВНЗ. – Харків: Ранок, 1998. – 208 с.
6. Семиноженко В.П., Канило П.М. и др. Энергия. Экология. Будущее. – Харьков: Прапор, 2003. – 464 с.
7. Гутаревич Ю.Ф. Охрана окружающей среды от загрязнения выбросами двигателей. – К.: Урожай, 1989. – 224 с.
8. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие.: –Владимир, Владим. гос. ун-т, 2000. – 256 с.
9. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М., Машиностроение, 1973. – 200 с.
10. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М., Машиностроение, 1981. – 160 с.
11. Звонов В.А., Козлов А.В., Кутенёв В.Ф.. Экологическая безопасность автомобиля в полном жизненном цикле. –М., НАМИ, 2001. – 248 с.
12. Разлейцев Н.Ф.. Основы теории горения в двигателях внутреннего сгорания: Текст лекций. – Харьков: ХПИ, 1977. – 44 с.
13. Методічні вказівки до практичних занять “Розрахунки кількості оксидів азоту у відпрацьованих газах по методу М.Ф. Разлєйцева для випробувальних циклів України та Європи для студентів спеціальності 7.090210 “Двигуни внутрішнього згоряння” /Укл. А.П. Марченко.– Харків: ХДПУ, 1997. – 10 с.
14. Автомобильный справочник. Bosch: Пер. с англ. – М.: Изд-во “За рулем”, 2000. – 896 с.
15. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. –

Харьков, Изд. центр НТУ “ХПИ”, 2003. – 244 с.

16. Шеховцов А.Ф. Компьютерные системы управления ДВС: Учеб. пособие. – Харьков: ХГПУ, 1995. – 256 с.

17. Конструктивные отличия и особенности технической эксплуатации ДВС в условиях стран Азии, Африки и Латинской Америки. Основы климатической приспособленности ДВС. Ч.1 / Кол. авт.; Под ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: УМК ВО, 1988. – 236 с.

18. Канило П.М., Бей И.С., Ровенский А.И. Автомобиль и окружающая среда. – Харьков: Прапор, 2000. – 304 с.

19. Луканин В.Н., Буслаев А.П. и др. Автомобильные потоки и окружающая среда: Учеб. пособие / Под ред. В.Н. Луканина. – М.: ИНФРА-М, 1998. – 408 с.

20. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф.И. Абрамчук, А.П.Марченко и др.; Под ред. А.Ф.Шеховцова. – К.: Тэхника, 1992. – 272 с.

21. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. – 169 с.

22. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков/ А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драгин и др. Под ред. В.П. Папонова и А.М. Минеева. – М.: НИЦ “Инженер”, 2000. – 332 с.

23. Льотко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.

24. Звонов В.А., Заиграев Л.С. Анализ европейских норм на выбросы вредных веществ с отработавшими газами автомобильных дизелей // Автошляховик України. – 1996. – № 2. – С. 2-5.

25. Новиков Л.А. и др. Моделирование рабочего процесса и эмиссии окислов азота (NO_x) малотоксичного дизеля с рециркуляцией отработавших газов, обогащенных кислородом // Двигателестроение. – 1996. – № 1. – С. 13-18.

26. Звонов В.А. Методика расчета образования окислов азота в цилиндре карбюраторного двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Изд-во при Харьк. ун-те. – 1977. – Вып. 27. – С. 46-53.

27. Разлейцев Н.Ф. Особенности и закономерности образования оки-

слов азота в дизелях // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Изд-во при Харьк. ун-те. – 1995. – Вып. 55. – С. 158-172.

28. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. – М.: Агропромиздат, 1991. – 208 с.

29. Разлейцев Н.Ф. Кинетическое уравнение динамики образования и выгорания сажи в цилиндре дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Изд-во при Харьк. ун-те. – 1977. – Вып. 26. – С. 10-18.

30. Разлейцев Н.Ф., Парсаданов И.В., Прохоренко А.А. Влияние параметров топливоподачи на токсичность автомобильного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков. Изд-во при Харьк. ун-те. – 1995. – Вып. 55. – С. 154-158.

31. Автомобілі з бензиновими двигунами і газодизелями: особливості конструкції і технічного обслуговування / К.Є. Долганов, Н.Г. Говорун та ін. – К.: Техніка, 1991. – 123 с.

32. Базові нормативи плати за забруднення навколишнього середовища України: Методика визначення розмірів плати і стягнення платежів за забруднення навколишнього середовища України / Під ред. В.Я. Шевчука. – К., 1993. – 22 с.

33. ГОСТ 17.2.2.05-97. Атмосфера. Нормы и методы определения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. Взамен 17.2.2.05-86; Введ. 01.07.99. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – Минск, 1998. – 9 с.

34. ГОСТ 17.2.2.05-98. Атмосфера. Нормы и методы определения дымности отработавших газов дизелей тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. Взамен 17.2.2.02-86; Введ. 01.07.99. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, Минск, 1999. – 13 с.

35. Марченко А.П., Строков А.П., Минак А.Ф., Осетров А.А., Линьков О.Ю.. Токсичность отработавших газов дизеля при использовании топлив растительного происхождения // Двигатели внутреннего сгорания, 2002. – Харьков: Изд. центр НТУ “ХПИ”. – № 1. – С. 22-25.

36. Марченко А.П., Минак А.Ф., Слабун И.А., Осетров А.А., Линьков О.Ю., Марков К.В., Аскрепов Д.Н. Результаты исследований рабочего процесса и токсичности дизеля, работающего на топливах растительного про-

происхождения // Двигатели внутреннего сгорания, 2003. – Харьков: Изд. центр НТУ “ХПИ”. – № 1-2. – С. 33-40.

37. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. – Уфа: Изд-во МГТУ, 2002. – 375 с.

38. Зельдович Я.Б. Теория горения газов. Теория горения и взрыва. – М.: Наука, 1981. – С 306-346.

39. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении. – М. - Л.: Изд-во АН СССР, 1947. – 147 с.

40. Кумагаи С. Горение: Пер. с яп. – М.: Химия, 1980. – 256 с.

41. Николаенко А.В., Салова Т.Ю. Моделирование кинетики образования оксидов азота в дизелях // Двигателестроение. – 1998. – № 1. – С. 35-37.

42. Основы практической теории горения / Под ред. В.В. Померанцева. – Л.: Энергия, 1973. – 264 с.

43. Сполдинг Д.Б. Горение и массообмен. – М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.

44. Указатель: Правила ЕЭК ООН. Директивы ЕЭК и стандарты ISO в области двигателестроения. – М.: САТР-фонд, 1998. – 88 с.

45. Льюис Б., Эльбе Г. Горение, пламя и взрывы в газах. – М.: Мир, 1968. – 592 с.

46. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени / Под ред. Н.А. Чигир. – М.: Машиностроение, 1981. – 407 с.

47. Толшин В.И., Якунчиков В.В. Режимы работы и токсичные выбросы отработавших газов судовых дизелей. – М.: МГВАТ, 1999. – 190 с.

48. Соколик А.С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. – М.: Изд-во АН СССР, 1960. – 428 с.

49. Лушпа А.И. Основы химической термодинамики и кинетики химических реакций. – М.: Машиностроение, 1981. – 240 с.

50. Звонов В.А. Образование загрязнений в процессах сгорания. – Луганск: Изд-во Восточноукраинского гос. ун-та, 1998. – 126 с.

51. Жегалин О.И., Лупачев П.Д. Снижение токсичности автомобильных двигателей. – М.: Транспорт, 1985. – 120 с.

52. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. – М.: ВО “Агропромиздат”, 1991. – 208 с.

53. Смайліс В.І. Малотоксичні дизелі. – Л.: Машинобудування, 1973.

– 128 с.

54. Снакин В.В. Экология и охрана природы: Словарь-справочник. – М.: Academia, 2000. – 384 с.

55. Редзюк А.М., Гутаревич Ю.Ф. Нормування екологічних показників ДТЗ: розвиток, стан і перспективи // Автошляховик України. – 2001. – № 4. – С. 2-9.

56. Россинский В.М., Мажаеков В.М. Экологические свойства автомобильных топлив // Автомобильная промышленность, 1995. – № 9. – С. 31-34.

57. Кройссенбруннер Р. Концепция дизеля с низкой эмиссией вредных веществ и низким расходом топлива на примере фирмы AVC “LEADER”// Доклад на симпозиуме фирмы AVL List GmbH. Москва, 5-7 декабря 1995 года.

58. Eyzat P., Gmibet J.C. A New look at Nitrogen Oxides Formation in Internal Combustion Engines. – “SAE Paper 680124”, 1968. – 17 p.

59. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М.: Машгиз, 1962. – 271 с.

60. Прохоров Ю.К.. Разработка и экспериментальное исследование математической модели рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания. Диссертация на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Л., 1977. – 250 с.

61. Семенов Н.Н. Развитие теории цепных реакций и теплового воспламенения. – М.: Знание, 1969. – 94 с.

62. Нейман К. Кинетический анализ процесса сгорания в дизеле// Двигатели внутреннего сгорания, – 1938. т. IV. – С. 242-257.

63. Семенов Н.Н. Тепловая теория горения и взрыв // Успехи физических наук. – 1940, –XXIII. – Вып. 3. – С. 251-292.

64. Гладков О.А., Лерман Е.Ю. Создание малотоксичных дизелей речных судов. – Л., 1990. – 112 с.

65. Лихачев В.А., Попов В.М. Работа дизеля на метаноле с двойной системой топливоподачи // Двигателестроение.– 1986. – № 8. – С. 47-50.

66. Матиевский Д.Д., Вагнер В.А. Осуществление присадки водорода к топливу и ее влияние на показатели работы дизеля // Двигателестроение. – 1985. – № 2. – С. 53-56.

67. Сейданов В.О. и др. Экспериментальное исследование работы дизеля 6ЧН15/18 с системой термохимической обработки топлива // Двигате-

лестроение. – 1991. – № 12. – С. 5-6.

68. Васильев И.П. Улучшение технико-экономических и экологических показателей дизелей с применением в камере сгорания локальной турбулентности заряда и катализатора: Диссертация на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Луганск, 1992.

69. Банников Н.Г. Улучшение экологических показателей дизеля маневрового тепловоза: Диссертация на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Луганск, 1988.

70. Хватов В.Ф., Потапов А.И. Методы и приборы контроля вредных выбросов автомобилей в составе передвижной диагностической лаборатории. – Л.: ЛДНТП, 1990. – 32 с.

71. Рекламный проспект “Измерительный комплекс для определения массовых выбросов твердых частиц от дизельных двигателей. Минитуннель МТ-1”. – Луганск: НИИПЭ ВНУ. – 8 с.

72. Рекламный проспект “Дымомер AVL Smoke Motor 415”. – ABL ГмбХ Москва. – 4 с.

73. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды / Р.В. Малов, В.И. Ерохов, В.А. Щерина и др. – М.: Транспорт, 1982. – 200 с.

74. Основы теории рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания: Учеб. пособие / В.Г.Дьяченко. – К.: УМКВО, 1988. – 95 с.

75. Нормы (стандарты эмиссии) – Европейский Союз / Подг. В.Т. Бордуков // Двигателестроение. – 2003. – № 1. – С. 38-39; № 2. – С 56-57.

76. Новиков Л.А. и др. О введении обязательной сертификации судовых дизелей на соответствие выбросам NO_x // Двигателестроение. – 1998. – № 1. – С. 39-41.

77. Новиков Л.А. и др. Новые ГОСТы России на дымность и вредные выбросы судовых, тепловозных и промышленных дизелей // Двигателестроение. – 1996. – №№ 3-4. – С. 61-63.

78. Новиков Л.А. Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей// Двигателестроение.– 2002. –№ 2. – С. 23-27; № 3. – С. 32.34.

79. Карташевич А. и др. Совершенствование системы подачи дополнительного воздуха во время переходного процесса автотракторных дизелей с наддувом // Двигателестроение, 1996. – № 1. – С. 56-59.

80. Толшин В.И., Якунчиков В.В.. Снижение токсичных выбросов

среднеоборотного судового дизеля в переходных режимах // Двигателестроение. – 1998. – № 4. – С. 37-41.

81. Толшин В.И. Форсированные дизели. Переходные режимы. Регулирование. – М.: Машиностроение, 1995. – 250 с.

82. Євстифєєв Б.В. та ін. // Двигунобудування. – 1999. – № 1. – С. 23-25.

83. Мероприятия по оптимизации выброса выхлопных газов двигателями MTU на железных дорогах Германии // ETR: Eisenbahn techn. Rdsch, 1996, Bd. 45, № 1-2, S. 61.

84. Модернизация силовой установки тепловоза. Пат. США № 5195485, 1993.

85. Куприн Н.П. Перспективы развития двигателей внутреннего сгорания: Исследование строительных и дорожных машин. – Воронеж, 1996. – С. 56-60.

86. Новиков Л.А. и др. Механизм влияния состава водотопливных эмульсий на смесеобразование в дизелях с неразделенными открытыми камерами сгорания // Двигателестроение. 1996. – № 1. – С. 35-40.

87. А.М.Данилов и др. Присадки к дизельным топливам России (ассортимент и назначение) // Двигателестроение. – 2000. – № 1. – С. 21-22.

88. Медведев Ю.С., Починок В.М.. Разработка современных конструкций каталитических нейтрализаторов отработавших газов // Двигателестроение. – 2001. – № 2. – С. 10-12.

89. Новоселов А.Л. и др. Оценка эффективности очистки отработавших газов дизелей в каталитических нейтрализаторах // Двигателестроение, 2000. – № 3. – С. 35-36.

90. Толщин В.И. и др. Рециркуляция ОГ как средство снижения оксидов азота судового дизель-генератора / Двигателестроение. – 2000. – № 4. – С. 20-21.

91. Філіпов А.З. Промислова екологія: Навч. посібник. – К.: Вища школа, 1995. – 82 с.

92. Лурье В.А. Мангушев В.А. и др. Автомобильные двигатели // Двигатели внутреннего сгорания. Итоги науки и техники, ВИНИТИ АН СССР, 1995. – 282 с.

93. Гутаревич Ю.Ф., Климчук О.Д. и др. Снижение токсичности выбросов при эксплуатации автомобиля. – К.: Тэхника, 1981. – 88 с.

94. Смирнов И.В. и др. Режимы работы автобусного привода с ГМП и различными типами регуляторов двигателя в городских условиях движения// Труды ВКЭИавтобуспрома. – Львов, 1981. – С. 74-84.

95. Терещук А.Г. Анализ режимов работы и возможности уменьшения дымности отработавших газов дизеля // Автомобильная промышленность. – 1978. – № 9. – С. 12-15.

96. Чернышов Г.Д. и др. Исследование эксплуатационных режимов работы двигателей ЯМЗ // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 10. – С. 5-7.

97. Звонов В.А., Заиграев Л.С. Оценка ущерба от вредных выбросов в атмосферу двигателями внутреннего сгорания // Экология и ресурсосбережение. – 1994. – № 2. – С 9-18.

98. Охрана окружающей среды: модели социально-экономического прогноза / Д.П. Ананиашвили и др. – М.: Экономика, 1982. – 224 с.

99. Петриченко Р.М., Уваров С.Н. Экономический ущерб воздействия отработавших газов ДВС // Двигателестроение. – 1986. – № 10. – С. 49-50.

100. Фурса В.В., Звонов В.А. и др. Структура и характер экономического ущерба, наносимого отработавшими газами ДВС // Двигателестроение. – 1985. – № 11. – С. 42-44.

101. Шеховцов А.Ф., Парсаданов И.В. Комплексный критерий качества и конкурентоспособности автотракторных ДВС по расходу топлива и токсичности выбросов // Двигуни внутрішнього згоряння: Вісник ХДПУ. Зб. наук. праць, 1996. – Вип. 60. – С. 25-30.

102. Временная типовая методика определения экономической эффективности осуществления природоохранных мероприятий и оценки экономического ущерба, причиняемого народному хозяйству загрязнением окружающей среды / А.С. Быстров и др. – М.: Экономика, 1986. – 96 с.

103. Шульга М.В. Экологическое законодательство Украины. – Харьков: Консум, 1997. – 223 с.

104. Закон Украины “Про транспорт”// Автошляховик України. – 1995. – № 1. – С. 2-4.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА. 3
ВСТУП. 5
ГЛАВА 1. ГЛОБАЛЬНА ПАЛИВНО-ЕКОЛОГІЧНА ПРОБЛЕМА СЬОГОДЕННЯ Й ДВЗ. 7
1.1. Захист навколишнього середовища від токсичних викидів ДВЗ – глобальна проблема сьогодення. 8
1.2. Нагальна необхідність екологізації ДВЗ. 11
1.3. Проблеми та напрямки екологізації ДВЗ. 14
Контрольні запитання та завдання. 17
ГЛАВА 2. ФІЗИКО-ХІМІЧНІ ОСНОВИ УТВОРЕННЯ ТОКСИДІВ У ДВЗ. 18
2.1. Загальна теорія горіння. 18
2.2. Особливості горіння вуглеводневих палив у ДВЗ. 29
2.3. Закономірність та механізми утворення токсидів та канцерогенів у ДВЗ. 37
2.3.1. Загальний механізм утворення вуглеце-вмісних токсичних елементів у ВГ ДВЗ. 37
2.3.2. Механізм утворення монооксиду вуглецю. 38
2.3.3. Механізм утворення вуглеводнів. 40
2.3.4. Механізм утворення канцерогенного вуглеводню. . . 43
2.3.5. Механізм утворення сажових часток. 46
2.3.6. Особливості утворення твердих часток у ВГ. 48
2.3.7. Механізм утворення оксидів азоту. 49
2.3.7.1. Механізм утворення термічного оксиду азоту. 50
2.3.7.2. Механізм утворення оксидів азоту із азот-вмісних домішок палива. 52
2.3.7.3. Механізм утворення “швидкого” оксиду азоту. 53
2.3.8. Механізм утворення оксидів сірки. 55
2.3.9. Механізм утворення оксиду та інших сполук свинцю. 55
2.3.10. Оцінка ступеня сумісної небезпеки дії механізмів утворення токсидів у ВГ ДВЗ. 55
Контрольні запитання та завдання. 57
ГЛАВА 3. ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОКСИЧНОСТІ ДВЗ РІЗНИХ ТИПІВ. 59
3.1. Токсичність бензинових двигунів. 59
3.2. Токсичність дизелів. 67
Контрольні запитання та завдання. 72

ГЛАВА 4. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ СТВОРЕННЯ ТОКСИЧНИХ ВИКИДІВ ДВЗ. 74
4.1. Математичне моделювання токсидоутворення у бензинових ДВЗ. 74
4.1.1. Математичне моделювання процесів утворення NO_x у бензинових двигунах. 75
4.1.1.1. Математичне моделювання утворення NO_x “термічного” виду. 76
4.1.1.2. Особливості визначення “швидких” оксидів азоту. 84
4.1.2. Математичне моделювання процесів утворення NO_x та сажі у дизелях. 85
4.1.2.1. Рівняння випаровування палива у циліндрі дизеля на ділянці паливоподачі. 86
4.1.2.2. Рівняння згоряння палива у циліндрі дизеля. . . 97
4.1.2.3. Узагальнене рівняння процесу дифузійного горіння у дизелях. 109
4.1.2.4. Закономірності та особливості утворення оксидів азоту у дизелях. 115
4.1.2.5. Рівняння динаміки утворення й вигоряння сажі у циліндрі дизеля. 127
Контрольні запитання та завдання. 135
ГЛАВА 5. ЕКОВИПРОБУВАННЯ ДВЗ. 137
5.1. Методологія ековипробувань ДВЗ. 137
5.1.1. Принципові особливості ековипробувань ДВЗ. 137
5.1.2. Види ековипробувань ДВЗ. 142
5.1.3. Стандартизація випробувань ДВЗ на токсичність. 145
5.1.4. Особливості об’єктів ековипробувань ДВЗ. 147
5.2. Методи та засоби випробувань ДВЗ на токсичність. . . . 148
5.2.1. Ековипробування ДВЗ у складі силових установок у стандартизованих умовах. 148
5.2.2. Вимірювання при ековипробуваннях ДВЗ. 154
5.2.2.1. Газовий аналіз відпрацьованих газів. 154
5.2.2.2. Ековипробування на канцерогени (бенз-а-пірен) у викидах ДВЗ. 175
5.2.2.3. Ековипробування на визначення твердих частинок у ВГ дизелів. 181
5.2.2.4. Ековипробування на визначення димності відпрацьованих газів. 186

5.2.3. Визначення кількості основних токсидів у викидах ВГ ДВЗ. 194
5.2.4. Дослідницькі ековипробування. 198
5.3. Діагностичний експлуатаційний контроль ДВЗ на токсичність. 207
5.3.1. Принципи екодіагностування ДВЗ. 207
5.3.2. Визначення діагностичного тесту. 210
5.3.3. Побудова оптимізаційного алгоритму контролю працездатності за результатами ековипробувань. . . 212
5.3.4. Вибір режимів екодіагностування ДВЗ. 213
Контрольні запитання та завдання. 214
ГЛАВА 6. НОРМУВАННЯ ТОКСИДІВ ДВЗ. 216
6.1. Загальні положення нормування токсидів ДВЗ. 216
6.1.1. Види нормування. 217
6.1.2. Нормовані токсиди та інші речовини. 218
6.1.3. Ненормовані речовини з токсичними властивостями. 220
6.1.4. Перерахунки нормованих значень токсидів у ВГ ДВЗ. 221
6.1.5. Нормативні документи. 226
6.2. Нормування екологічних показників дорожніх транспортних засобів з ДВЗ. 228
6.3. Стандарти на екологічні показники двигунів позадорожньої техніки. 244
Контрольні запитання та завдання. 253
ГЛАВА 7. ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ДВЗ. 254
7.1. Екологізація ДВЗ за рахунок оптимізації робочого процесу. 254
7.1.1. Оптимізація сумішоутворення та згоряння. 256
7.1.1.1. Розшарування заряду. 256
7.1.1.2. Безпосереднє вприскування палива у двигунах з іскровим запалюванням. 261
7.1.1.3. Вибір камери згоряння. 263
7.1.2. Оптимізація паливоподачі. 266
7.1.3. Пошук раціональних параметрів робочого процесу, конструктивних характеристик, що безпосередньо впливають на токсичність ДВЗ. 269
7.1.3.1. Двигуни з самоспалахуванням. 269
7.1.3.2. Двигуни з іскровим запалюванням. 275
7.1.4. Вдосконалення перехідних процесів. 278

7.1.5. Поліпшення екологічних характеристик ДВЗ на частинних режимах шляхом відключення частини циліндрів. 289
7.1.6. Використання екологічних присадок до моторних палив. 292
7.1.6.1. Застосування водопаливних емульсій. 292
7.1.6.2. Спеціальні присадки до моторних палив. 299
7.1.7. Приклад комплексного вирішення проблеми екологізації робочого процесу. 300
7.2. Екологізація ДВЗ за рахунок нейтралізації їхніх викидів з використанням комп'ютерних технологій керування. 317
7.2.1. Засоби зовнішньої нейтралізації викидів ДВЗ. 317
7.2.1.1. Конструкції сучасних нейтралізаторів ВГ ДВЗ. 318
7.2.1.2. Конструкції сучасних вловлювачів твердих часток з ВГ. 333
7.2.1.3. Напрямки поліпшення конструкцій ПСФ та нейтралізаторів. 336
7.2.2. Рециркуляційні засоби для зниження викидів NO_x. 339
7.2.2.1. Принципові особливості рециркуляції ВГ ДВЗ. 339
7.2.2.2. Загальна схема рециркуляції ВГ ДВЗ. 341
7.2.2.3. Ефективність рециркуляційних засобів. 342
7.2.3. Комп'ютерні блоки керування рівнем токсичності (КБК токсичністю) ДВЗ. 345
7.2.3.1. Вимоги до КБК токсичністю. 346
7.2.3.2. Особливості та принципові схеми КБК рівнем токсичності ДВЗ. 347
7.2.3.3. Приклади комп'ютерних систем комплесного керування робочим процесом та рівнем токсичності викидів з ВГ сучасних ДВЗ. 350
7.3. Екологізація ДВЗ при їх виготовленні та експлуатації. 355
7.3.1. Вплив технологічних відхилень при виготовленні та експлуатації ДВЗ на їхні екологічні показники. . . 355
7.3.2. Вплив технічного стану двигунів на їхні екологічні показники при тривалій експлуатації. 360
7.3.3. Оптимізація експлуатаційних факторів – напрямок зниження токсидів у ВГ ДВЗ. 364

7.3.3.1. Вплив майстерності водія (оператора) на кількість шкідливих викидів двигуном енергетичної установки та оптимізація параметрів керування нею 364
7.3.3.2. Вплив завантаження автомобіля на кількість шкідливих викидів з ВГ. 368
7.3.3.3. Вплив дорожніх умов на кількість шкідливих викидів двигунами транспортних засобів. 371
Контрольні запитання та завдання. 379
ГЛАВА 8. КОМПЛЕКСНА ПАЛИВНО-ЕКОЛОГІЧНА ОЦІНКА СУЧАСНИХ ДВЗ. 381
8.1. Оцінка екологічної шкоди від негативних впливів ВГ ДВЗ на навколишнє середовище. 381
8.2. Комплексний паливо-екологічний критерій якості ДВЗ та їх конкурентоспроможність при експлуатації. 383
8.2.1. Моделі експлуатації ДВЗ різних призначень. 383
8.2.1.2. Моделі експлуатації дизелів сільськогосподарських колісних та гусеничних машин. 385
8.2.1.2. Модель експлуатації дизеля зернозбирального комбайна. 388
8.2.1.3. Модель експлуатації дизеля вантажного автомобіля. 390
8.2.2. Методика комплексної оцінки паливної економічності й токсичності ВГ ДВЗ за моделями їх експлуатації. 393
8.3. Приклади використання комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок ефективності екологізації ДВЗ. 400
8.3.1. Комплексна оцінка ефективності використання менш токсичних альтернативних палив. 400
8.3.2. Комплексна оцінка ефективності екологізації перспективних ДВЗ вітчизняного виробництва. 404
Контрольні запитання та завдання. 406
ГЛАВА 9. ПРАВОВІ ОСНОВИ ЕКОЛОГІЗАЦІЇ ДВЗ. 408
9.1. Роль права у регулюванні екологічних взаємовідносин природи і суспільства. 408
9.2. Державна екологічна політика в Україні. 411
9.3. Законодавчі акти в Україні щодо захисту навколишнього середовища, в тому числі атмосферного повітря. 412
9.3.1. Закон України “Про охорону навколишнього середовища”. 412
9.3.2. Закон України “Захист атмосферного повітря”. 415

9.3.3. Закон України “Про транспорт”. 416
9.3.4. Закон України “про альтернативні джерела енергії” та Указ Президента України “Про заходи щодо розвитку виробництва палива із біологічної сировини”. 417
9.4. Правові гарантії екологізації ДВЗ. 418
Контрольні запитання та завдання. 419
ГЛАВА 10. ПЕРСПЕКТИВИ ЕКОЛОГІЗАЦІЇ ДВЗ. 420
10.1 Проблеми екологізації перспективних ДВЗ. 420
10.1.1. Ефективне спалення збіднілих горючих сумішей у двигунах з іскровим запалюванням. 421
10.1.2. Регулювання фаз газорозподілення впродовж робочих характеристик двигунів. 422
10.1.3. Поглиблення утилізації теплоти ВГ на основі вдосконалення ГТН та термокаталітичної конверсії рідинних вуглеводневих палив. 422
10.1.4. Оптимізація конструктивних параметрів ДВЗ. 423
10.1.5. Розробка і застосування високоефективних методів та засобів нейтралізації NO_x у ВГ. 423
10.1.6. Перспективи використання екологічно чистіших альтернативних палив. 424
10.1.6.1. Спиртові палива. 424
10.1.6.2. Рідинні синтетичні палива. 425
10.1.6.3. Водневе паливо. 425
10.1.6.4. Газові альтернативні палива. 426
10.1.6.5. Відновлювані джерела енергії на основі олій. 429
10.1.6.6. Водопаливні емульсії. 431
10.2. Малотоксичні мобільні енергетичні установки майбутнього. 432
10.2.1. ДВЗ підвищеної ефективності з безпосереднім комбінованим вприскуванням бензину. 432
10.2.2. Турбодизелі для легкових автомобілів. 435
10.2.3. Оцінка перспектив використання електромобілів. . 437
10.2.4. Гібридні енергоустановки (екомобілі). 438
Контрольні запитання та завдання. 445
ОСНОВНА ЕКОЛОГІЧНА ТЕРМІНОЛОГІЯ. 447
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ. 450

ВІДОМОСТІ ЩОДО АВТОРІВ

МАРЧЕНКО Андрій Петрович

Проректор з наукової роботи, завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” та академік Академії Наук Вищої Школи України, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з екології, вторинного тепловикористання та оптимізації робочого процесу перспективних ДВЗ, Лауреат нагороди Ярослава Мудрого АН ВШ України.

ПАРСАДАНОВ Ігор Володимирович

Професор кафедри ДВЗ Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”, доктор технічних наук, керівник наукового напрямку з оптимізації еколого-економічних показників перспективних ДВЗ.

ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Леонід Леонідович

Ректор, завідувач кафедри загальної хімічної технології, процесів та апаратів Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” та академік Академії педагогічних наук та Вищої Школи України, професор, доктор технічних наук, керівник наукової школи з енергозберігаючих технологій, Лауреат Державної премії України.

ШЕХОВЦОВ Анатолій Федорович

Виконуючий обов’язки завідувача кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”, заслужений діяч науки та академік Академії Наук Вищої Школи України, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з надійності та тривалої міцності деталей перспективних ДВЗ, Лауреат нагороди Ярослава Мудрого АН ВШ України.

Навчальне видання

МАРЧЕНКО Андрій Петрович
ПАРСАДАНОВ Ігор Володимирович
ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Леонід Леонідович
ШЕХОВЦОВ Анатолій Федорович

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Серія підручників у 6 томах

Том 5

ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ДВЗ

За редакцією А.П. Марченка
А.Ф. Шеховцова

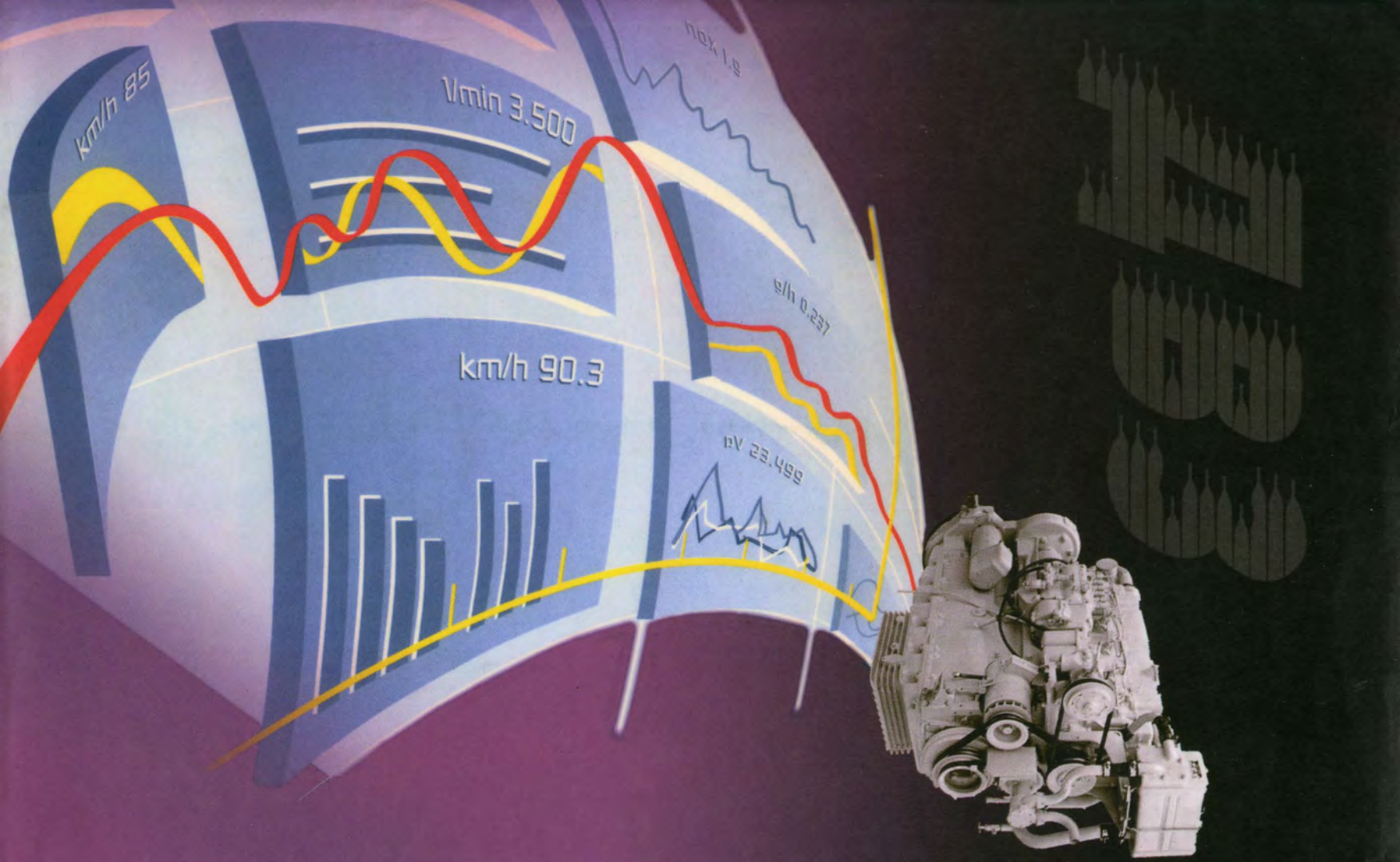
Редактори: О.С. Самініна
Л.А. Копієвська

План 2004 р., п.11/

Підписано для друку Формат Папір
Друк – ризографія. Гарнітура. Times. Ум. друк. арк.
Обл. – вид. арк. 23,3. Тираж 500 прим.
Зам. № Ціна договірна

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000.
Видавничий центр НТУ "ХПІ". 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ "ХПІ"
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21



ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ