

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Шуба Євгеній Васильович

УДК 621.43.057

ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ТА ПОЛІПШЕННЯ ПАЛИВНОЇ
ЕКОНОМІЧНОСТІ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ В РЕЖИМАХ МАЛИХ
НАВАНТАЖЕНЬ І ХОЛОСТОГО ХОДУ

Спеціальність: 05.05.03 — «Двигуни та енергетичні установки»

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник: Гутаревич Юрій Феодосійович,
заслужений діяч науки і техніки
України, доктор технічних наук,
професор

Київ – 2016

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	4
ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1	
ДО РОЗРОБКИ МЕТОДУ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТА ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНІВ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ В РЕЖИМАХ МАЛИХ НАВАНТАЖЕНЬ І ХОЛОСТОГО ХОДУ	13
1.1. Роль часткових навантажувальних режимів та холостого ходу при експлуатації двигунів з іскровим запалюванням.....	13
1.2 Аналіз відомих методів поліпшення паливної економічності та екологічних показників в режимах холостого ходу і малих навантажень.....	19
1.3 Інтенсифікації процесу згоряння в двигунах з іскровим запалюванням використанням добавок водню та водневмісних сполук.....	22
1.4 Висновки до розділу 1.....	39
РОЗДІЛ 2	
ФІЗИЧНІ ТА РОЗРАХУНКОВІ ПЕРЕДУМОВИ ДЛЯ СТВОРЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА В РЕЖИМАХ МАЛИХ НАВАНТАЖЕНЬ І ХОЛОСТОГО ХОДУ ЗА ДОБАВКИ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ ДО ПОВІТРЯНОГО ЗАРЯДУ	42
2.1 Особливості робочого процесу за роботи бензинового двигуна в режимах малих навантажень і холостого ходу.....	42
2.2 Фізико-хімічні властивості та особливості отримання водневмісного газу.....	51
2.3 Вплив добавки водневмісного газу до повітряного заряду на показники сумішоутворення бензинового двигуна	55
2.4 Висновки до розділу 2.....	64
РОЗДІЛ 3	
УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОБАВКИ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ НА ПРОЦЕС ЗГОРЯННЯ ТА НА ПОКАЗНИКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ І ТОКСИЧНОСТІ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ	66
3.1 Вибір математичної моделі процесу згоряння.....	66
3.2 Уточнена методика розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи з добавкою водневмісного газу	72

3.3 Висновки до розділу 3.....	78
--------------------------------	----

РОЗДІЛ 4

МЕТА, ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ ЗА РОБОТИ З ДОБАВКОЮ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ	79
---	----

4.1. Мета і задачі експериментальних досліджень	79
---	----

4.2. Програма та об'єкти експериментальних досліджень.	80
---	----

4.3. Методика експериментальних досліджень	86
--	----

4.4. Прилади та обладнання, що використовувались при проведенні експериментальних досліджень	95
--	----

4.5. Результати експериментальних досліджень двигунів з різними системами живлення за роботи з добавкою водневмісного газу	108
--	-----

4.6 Висновки до розділу 4.....	132
--------------------------------	-----

РОЗДІЛ 5

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ДОБАВКИ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ	134
---	-----

5.1. Результати досліджень паливної економічності та екологічних показників бензинових двигунів за роботи з добавкою водневмісного газу.....	134
--	-----

5.2. Результати досліджень впливу добавки водневмісного газу на робочий процес двигуна з іскровим запалюванням.	155
--	-----

5.3. Визначення похибок вимірювань експериментальних величин	161
--	-----

5.4 Висновки до розділу 5.....	171
--------------------------------	-----

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	173
-------------------------	-----

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	176
---------------------------------	-----

ДОДАТОК А.....	189
----------------	-----

ДОДАТОК Б	191
-----------------	-----

ДОДАТОК В.....	204
----------------	-----

ДОДАТОК Г	208
-----------------	-----

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

НТУ	– Національний транспортний університет
ЗР	– забруднюючі речовини
ВГ	– відпрацьовані гази
КТЗ	– колісний транспортний засіб
СЖ	– система живлення
ШВ	– шкідливі викиди
БД	– бензиновий двигун
ДВЗ	– двигун внутрішнього згоряння
ХХ	– холостий хід
ЄЕК ООН	– Європейська економічна комісія Організації Об'єднаних Націй
СО	– монооксид вуглецю
СО ₂	– двооксид вуглецю
С _m Н _n	– вуглеводні
NO _x	– оксиди азоту
Н ₂ /О ₂	– водневмісний газ

ВСТУП

Актуальність теми. У наш час і найближчому майбутньому двигуни внутрішнього згоряння залишатимуться основним джерелом енергії для колісних транспортних засобів. Ці двигуни є одними із основних забруднювачів навколишнього середовища і споживачів палив нафтового походження. Найбільш поширеними є двигуни з іскровим запалюванням, які найчастіше використовують у якості силових установок легкових автомобілів. Незважаючи на досить високий технічний рівень сучасних двигунів цього типу, їм притаманні певні недоліки зумовлені в першу чергу способом регулювання потужності (дроселюванням). Одним із основних недоліків цих двигунів є те, що в режимах малих навантажень і холостого ходу погіршуються паливна економічність та екологічні показники.

Так як ці режими найбільш характерні для експлуатації автомобілів у містах, то погіршення екологічних показників двигунів становить значну загрозу для здоров'я населення. Тому дуже актуальним є пошук шляхів зниження токсичності автомобільних двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу. Разом з тим постійне збільшення автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння і зменшення світових запасів нафти зумовлює необхідність пошуку і впровадження енергозберігаючих технологій і використання альтернативних палив.

Для України, яка залежна від імпорту нафти з інших країн ця проблема досить гостра. У зв'язку з цим в нашій державі прийнято ряд офіційних документів, що повинні сприяти розвитку наукових досліджень спрямованих на зменшення споживання палив нафтового походження і підвищення екологічності автомобільного транспорту. Згідно розпоряджень Кабінету Міністрів України «Про схвалення Концепції Державної цільової економічної програми розвитку автомобільного транспорту на період до 2015 року» та «Про схвалення Транспортної стратегії України на період до 2020 року» одними із основних завдань перед галуззю автомобільного транспорту є підвищення рівня екологічності та енергоефективності транспортних засобів шляхом застосування

міжнародних екологічних норм для транспортних засобів і моторних палив, забезпечення використання енергоефективних, екологічно безпечних та альтернативних видів рідкого та газового палива, запровадження механізму стимулювання споживання альтернативних видів рідкого та газового моторного палива, [1, 2.]. У Постанові Кабінету Міністрів України від 7 вересня 2011 р. N 942 до переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 року увійшли дослідження спрямовані на розвиток технологій використання нових видів палива, скидних енергоресурсів, відновлюваних та альтернативних джерел енергії, а також технологій очищення та запобігання забрудненню атмосферного повітря [3].

У наукових установах і вищих навчальних закладах України та інших країн світу проводять дослідження спрямовані на пошук шляхів покращення паливної економічності та екологічних показників автомобільних двигунів. Найбільш перспективними є заходи, які можливо реалізувати в умовах експлуатації без значних конструкційних змін двигунів. Одним із напрямів, що легко впровадити в умовах експлуатації є інтенсифікація процесу згоряння в двигунах використанням активуючих добавок. До таких добавок належить водень або речовини, які містять його в своєму складі. Однією з таких добавок є водневмісний газ, який складається з молекул і атомів водню і кисню. Цей газ отримують електролізом водних розчинів лугів або кислот і подають у впускний трубопровід двигуна до повітряного заряду. Використанню добавки водневмісного газу для покращення показників роботи різних типів автомобільних двигунів присвячено ряд наукових робіт. Аналіз досліджень показав, що добавка водневмісного газу приводить до зменшення витрати палива і зниження концентрацій продуктів неповного згоряння у відпрацьованих газах двигунів. Науково-технічна задача по раціональному використанню водневмісного газу для поліпшення показників бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу, яка визначила напрямок дисертаційного дослідження є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась згідно плану наукових робіт Національного транспортного

університету на 2013 - 2015 роки “Використання альтернативних палив та удосконалення систем регулювання та живлення двигунів колісних транспортних засобів”, державна реєстрація № 0112U008409, інвентарні номери 0213U008208 та 0214U008214 та в 2015 - 2016 роках за держбюджетною темою “Поліпшення паливної економічності та екологічних показників двигунів автомобілів добавкою водневмісного газу до повітряного заряду”, державна реєстрація № 0115U002291, інвентарний номер 0215U002517

Метою дослідження є поліпшення паливної економічності та екологічних показників бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

Для досягнення вказаної мети в роботі вирішуються наступні **задачі**:

1. Проведення стендових експериментальних досліджень бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи в режимах малих навантажень і холостого ходу для визначення впливу різних за величиною добавок водневмісного газу до повітряного заряду на паливну економічність та екологічні показники двигунів.
2. Визначення оптимальної добавки водневмісного газу за роботи бензинових двигунів в різних режимах.
3. Розробка методики визначення економічного ефекту від добавки водневмісного газу з врахуванням витрат енергії на його отримання.
4. Визначення впливу добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші в двигунах з іскровим запалюванням.
5. Визначення масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигунів за роботи на бензині та на бензині з різними за величиною добавками водневмісного газу до повітряного заряду.
6. Індицирування робочого процесу бензинових двигунів за роботи на бензині та на бензині з оптимальною добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

7. Визначення ступеня невідтворності послідовних робочих циклів двигуна за роботи в режимі малих навантажень на бензині та на бензині з оптимальною добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

8. Уточнення методики розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи в режимі малих навантажень з добавкою водневмісного газу.

9. Визначення характеристик активного тепловиділення і тепловикористання за роботи двигуна на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

Об'єкт дослідження. Об'єктом дослідження є вплив різних за величиною добавок водневмісного газу до повітряного заряду на показники роботи бензинових двигунів з різними системами живлення в режимах малих навантажень і холостого ходу.

Предмет дослідження. Предметом дослідження є енергетичні, паливо-економічні та екологічні показники бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи в режимах малих навантажень і холостого ходу з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

Методи дослідження. Експериментальним методом досліджували:

- паливну економічність та екологічні показники бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи з різними за величиною добавками водневмісного газу в режимах малих навантажень і холостого ходу;
- з використанням планування двофакторного експерименту досліджували вплив добавки водневмісного газу на показники роботи двигуна MeM3 – 245 в широких межах швидкісних і навантажувальних режимів;
- отримали індикаторні діаграми бензинового двигуна за роботи на бензині і з оптимальною добавкою водневмісного газу.

Розрахунковим методом визначали:

- масові викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигунів за роботи на бензині і з добавкою водневмісного газу в режимах малих навантажень і холостого ходу;
- вплив добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші;

- поліноміальні залежності, що описують паливно-економічні та енергетичні показники двигуна за роботи на бензині і з добавкою водневмісного газу в широких межах навантажувальних і швидкісних режимів;

- характеристики тепловикористання і активного тепловиділення в бензиновому двигуні MeM3 – 245 за роботи на бензині і з добавкою водневмісного газу;

- температуру в циліндрі двигуна в кожний момент робочого циклу за роботи на бензині і з добавкою водневмісного газу;

- розраховано ступінь невідтворності послідовних робочих циклів за роботи двигуна на бензині і з оптимальною добавкою водневмісного газу.

Наукова новизна одержаних результатів:

Встановлено, що добавка водневмісного газу приводить до поліпшення паливної економічності бензинових двигунів з різними системами живлення в режимах малих навантажень і холостого ходу, зменшення сумарних масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами в режимах холостого ходу та зменшення викидів продуктів неповного згоряння в навантажувальних режимах.

Встановлено, що добавка водневмісного газу не впливає на ефективність роботи каталітичного трикомпонентного нейтралізатора.

Встановлено, що добавка водневмісного газу інтенсифікує процес згоряння, при цьому скорочуються усі три фази згоряння та зменшується ступінь невідтворності послідовних робочих циклів, що позитивно впливає на індикаторні показники двигуна.

Практичне значення одержаних результатів. Практичну цінність одержаних результатів становлять:

- експериментальні залежності зміни паливо-економічних, енергетичних та екологічних показників бензинових двигунів від величини добавки водневмісного газу;

- поліноміальні залежності, що дозволяють визначити вплив добавки водневмісного газу на паливо-економічні та енергетичні показники двигуна в широких межах швидкісних і навантажувальних режимів;

- рекомендації щодо вибору доцільної величини добавки водневмісного газу в залежності від режиму роботи двигуна;

- методика визначення економічного ефекту від добавки водневмісного газу з врахуванням витрат енергії на його отримання;

- методика визначення впливу добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші;

- уточнена методика розрахунку робочого процесу бензинового двигуна, що дозволяє дослідити особливості процесу згоряння в двигуні при використанні добавки водневмісного газу.

Експериментальні залежності зміни паливо-економічних, енергетичних та екологічних показників бензинових двигунів від величини добавки водневмісного газу, рекомендації щодо вибору доцільної величини добавки водневмісного газу в залежності від режиму роботи двигуна та особливості розрахунку робочого процесу бензинових двигунів за роботи з добавкою водневмісного газу прийняті до використання в ДП «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування», Інституті газу НАН України та ТОВ «Екотюнінг» (додаток Г).

Особистий внесок здобувача. Робота [109] написана здобувачем одноосібно. У роботах написаних у співавторстві здобувачеві належать: [107, 108] – створення експериментальної установки і обробка результатів стендових випробувань двигуна MeM3 – 245 за роботи в режимі холостого ходу з добавкою водневмісного газу; [110, 111] – проведення стендових випробувань бензинових двигунів із системами впорскування палива та зворотнім зв'язком за роботи в режимі, що відповідає середній точці Європейського їздового циклу, з добавкою водневмісного газу, опрацювання результатів стендових випробувань і розробка методики визначення економічного ефекту від добавки водневмісного газу з врахуванням витрат енергії на його отримання; [90] – розробка методики визначення впливу добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші

бензинового двигуна з карбюраторною системою живлення; [101] – створення експериментальної установки для проведення індицирування двигуна і уточнення методики розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи в режимі малих навантажень з добавкою водневмісного газу; [57] – аналіз літературних джерел за тематикою дослідження; [105] – обробка результатів стендових випробувань бензинового двигуна з системою впорскування та зворотнім зв'язком за роботи в режимі малих навантажень з добавкою водневмісного газу.

Апробація результатів дисертації. Результати досліджень представлені на:

- LXX-LXXI щорічних наукових конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ, 2014 - 2015 рр., м. Київ;
- міжнародній українсько-польській конференції «Покращення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів та двигунів», НТУ, 2014 р., м. Київ;
- VII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», ЖДТУ, 2014р., м. Житомир;
- 13-й міжнародній науково-технічній конференції «Наука – образованию, производству, экономике», БНТУ, 2015, м. Мінськ
- міжнародній українсько-польській конференції «Покращення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів та двигунів», НТУ, 2015 р., м. Київ;
- науково-практичній конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів», Військова академія, 2015 р., м. Одеса;
- VIII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», ВНТУ, 2015 р., м. Вінниця.

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи опубліковано в шістнадцяти наукових працях, серед яких сім у фахових виданнях України: три статті у науково-технічному збірнику “Вісник Національного транспортного університету”; дві в науковому журналі «Сучасні технології в машинобудуванні»

та транспорту» Луцького національного технічного університету; одна в Віснику Житомирського державного технологічного університету; одна в збірнику наукових праць Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка.

Крім того, опубліковано наукові праці апробаційного характеру: дві статті в польському збірнику «SYSTEMY I ŚRODKI TRANSPORTU SAMOCHODOWEGO», та п'ять тез доповідей: дві з яких в збірнику тез LXX-LXXI-ої наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ, 2014-2015 рр., м. Київ; одна в матеріалах 13-ої міжнародної науково-технічної конференції «Наука – образованию, производству, экономике» БНТУ, 2015, м. Мінськ; одна в матеріалах науково-практичної конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів», Військова академія, 2015 р., м. Одеса; одна в матеріалах VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», ВНТУ, 2015 р., м. Вінниця. Отримано два свідоцтва про реєстрацію авторських прав на твір (додаток В).

РОЗДІЛ 1

ДО РОЗРОБКИ МЕТОДУ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТА ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНІВ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ В РЕЖИМАХ МАЛИХ НАВАНТАЖЕНЬ І ХОЛОСТОГО ХОДУ

1.1. Роль часткових навантажувальних режимів та холостого ходу при експлуатації двигунів з іскровим запалюванням

Робота двигунів внутрішнього згоряння на транспорті характеризується значною непостійністю потужності, що споживається, а відповідно й режимів роботи самого двигуна. Тому при розробці нових типів і моделей двигунів, при вдосконаленні їх систем і вузлів дослідники і конструктори спираються на аналіз умов, в яких буде працювати даний двигун. Особливе значення такий аналіз має при вирішенні питань паливної економічності і токсичності.

В процесі експлуатації автомобільних двигунів значну роль відіграють режими малих навантажень і холостого ходу, особливо під час руху автомобілів у великих містах. Слід відмітити, що дослідження режимів роботи автомобільних двигунів в умовах експлуатації інтенсивно проводили в 80-х роках минулого століття, але в зв'язку зі зростанням інтенсивності дорожнього руху і збільшенням енергетичних показників сучасних двигунів роль режимів малих навантажень і холостого ходу зростає.

В роботі [4] наведені результати досліджень проведені на автомобілі ГАЗ-24 «Волга» під час руху в місті Києві. Встановлено, що близько 20 % часу двигун працює в режимі самостійного холостого ходу і понад 35 % - в режимі примусового холостого ходу, 78 % часу займають режими з відкриттям дросельної заслінки до 50 % і частотою обертання не більше 3000 хв⁻¹. Найбільш поширеною є частота обертання 1300 – 2500 хв⁻¹.

Аналіз досліджень режимів роботи двигуна ЗІЛ-130 автобуса ЛАЗ-695Н в умовах інтенсивного міського руху [5, 6] показав, що двигун автобуса 40,5 % часу працював в режимах активного і примусового холостого ходу. Приблизно 45% часу роботи на навантажувальних режимах двигун працював з відкриттям

дросельних заслінок до 20%. Розподілення швидкісних режимів таке, що 95% часу двигун працював з частотою обертання колінчастого вала до 2200 хв^{-1} і близько 60% часу роботи двигуна припадає на частоти до 1500 хв^{-1} .

Режими роботи двигунів вантажних автомобілів, що працюють у місті, відрізняються від режимів автобусних двигунів. В КАДІ (зараз НТУ) досліджувались режими роботи двигуна автомобіля ЗІЛ-130 [7]. При русі по міським вулицям з інтенсивним рухом двигун більше 75 % часу працював на часткових режимах з відкриттям дросельних заслінок до 42,5 % . При цьому 56% часу використовувався швидкісний режим від 1300 до 2000 хв^{-1} .

Значення середнього крутного моменту, що використовується в різних умовах експлуатації [8], складає для двигуна автомобіля ЗІЛ-130 39 – 61 %, автомобіля ГАЗ-53 38 – 55 %, автомобіля ЗІЛ-151 35 – 42 % максимального крутного моменту.

При експлуатації автобусів у міських умовах близько 30 % часу двигун працює в режимі активного холостого ходу. Навантаження, що складають третину від максимальної на швидкісному режимі, використовуються до 65 % часу, при цьому споживається близько 30 % палива. Середньою частотою обертання колінчастого вала, за часом роботи, є частота 1500 хв^{-1} – за витратою палива – близько 1650 хв^{-1} [9].

В роботах [10, 11] зазначено, що основними режимами при експлуатації бензинових двигунів є часткові навантажувальні та швидкісні режими і режими холостого ходу, які характеризуються нестабільністю роботи двигуна.

В ДП «ДержавтотрансНДІпроект» проведено дослідження впливу швидкісних режимів руху сучасних автомобілів в умовах міста Києва в різні дні тижня і години доби [12] на споживання палив і мастильних матеріалів. Встановлено, що середня швидкість за час руху протягом двох тижнів службового легкового автомобіля в м. Києві становила близько 33 км/год.

На рис. 1.1 показаний фрагмент запису швидкості руху і витрати палива автомобіля Mazda 6 2.0 5AT на ділянці шляху під час руху в м. Києві.

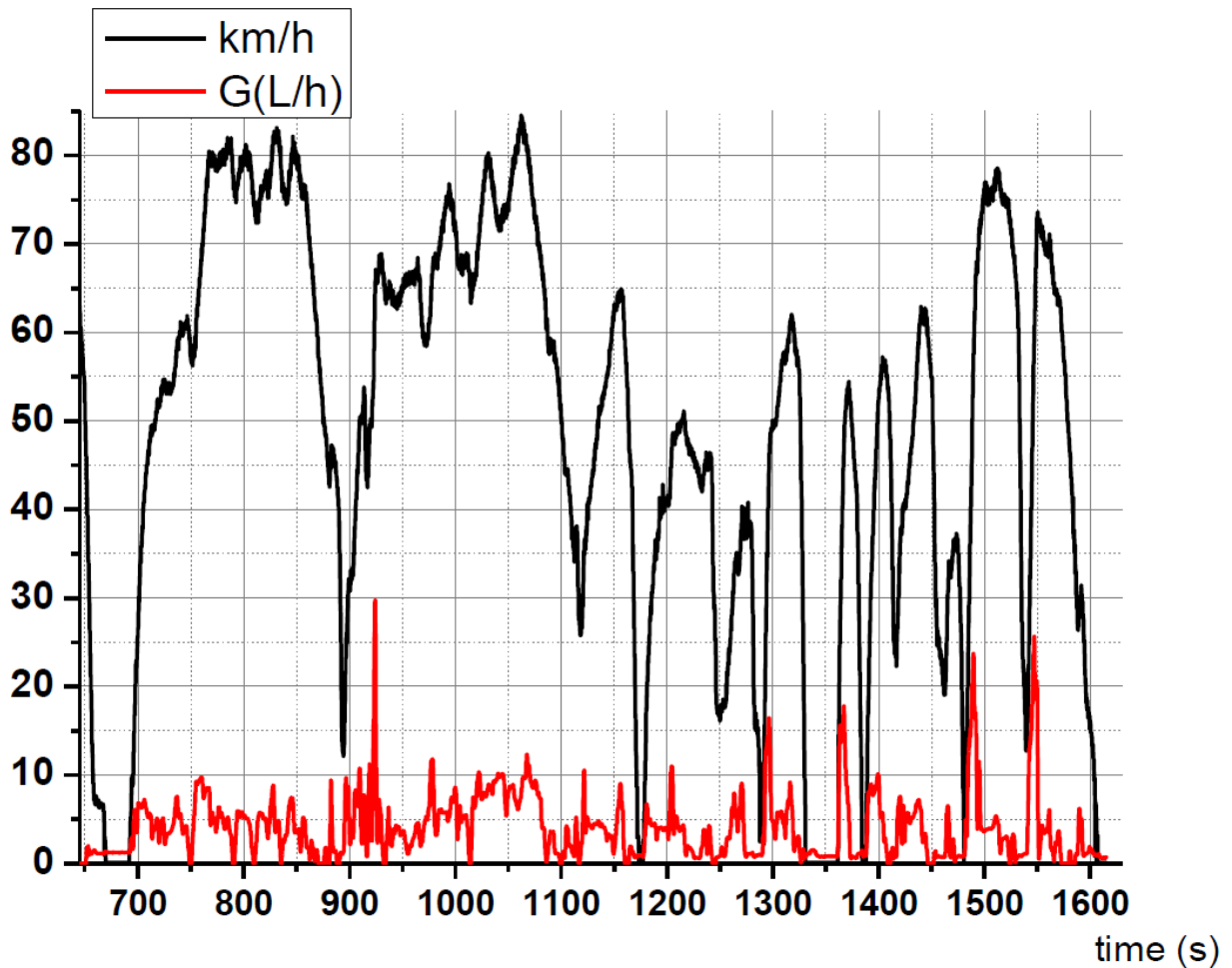


Рисунок 1.1 - Приклад (фрагмент) запису даних швидкості (км/год) та годинної витрати палива (л/год) автомобіля Mazda 6 2.0 5AT в координатах від часу (сек) для двох поїздок

Як видно з рисунку, під час руху автомобіля Mazda 6 2.0 5AT в умовах міста, значне місце займають ділянки на яких швидкість автомобіля становить 0 км/год. В цей час двигун автомобіля працює в режимах холостого ходу. Тривалий час автомобіль рухається зі швидкостями менше 40 км/год.

Слід зазначити, що під час руху в ранкові години з великою кількістю заторів на дорогах середня швидкість руху не перевищує 15 км/год. Витрата палива на ділянці 2-3 км з середньою швидкістю руху 15 км/год буде перевищувати витрату палива при русі з постійною швидкістю більше 40 км/год до чотирьох разів і дорівнюватиме руху з постійною швидкістю більше 40 км/год на ділянці 8-12 км.

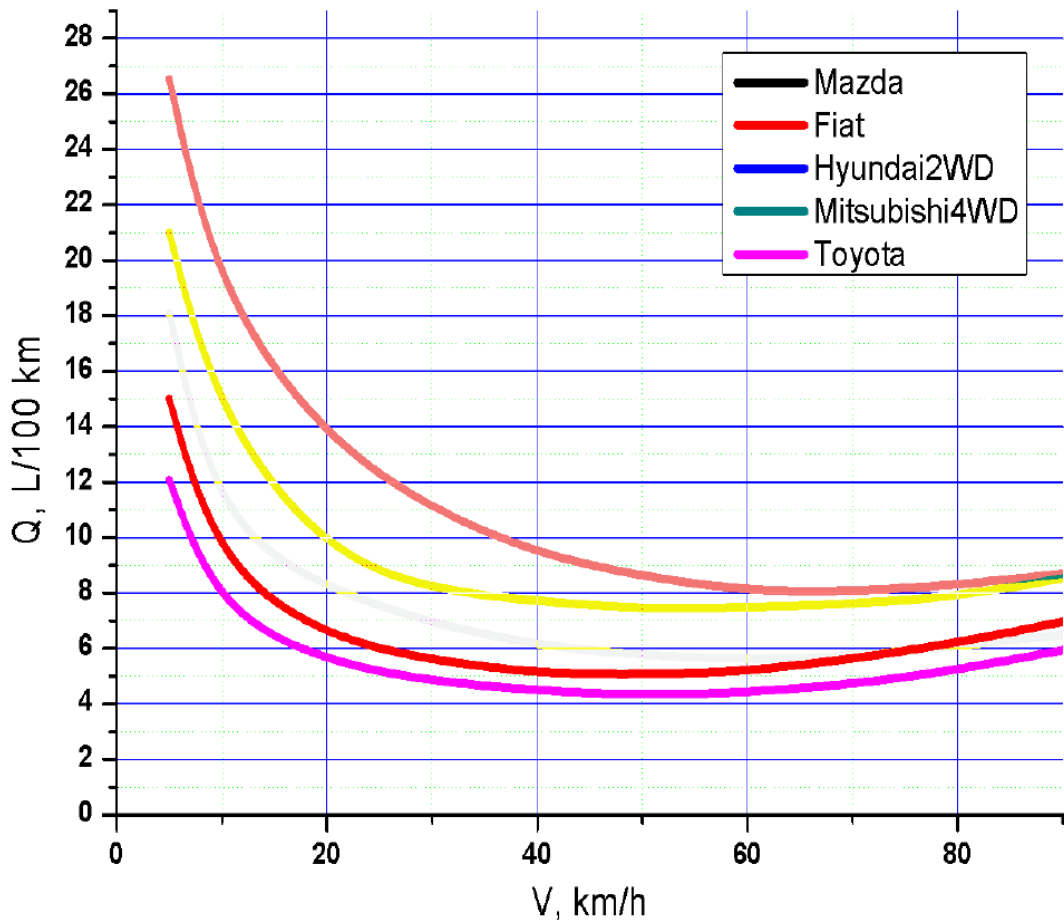


Рисунок 1.2 - Паливні характеристики сталого руху сучасних автомобілів в м. Києві

Як видно з рис. 1.2, найбільша витрата палива припадає на ділки руху автомобіля з швидкостями менше 20 км/год.

В роботах [13-15] розглянута методика збору і обробки інформації про експлуатаційні режими двигуна і наведені результати дорожніх режимометричних випробувань двигуна в умовах експлуатації. В табл. 1.1 наведений приклад експлуатаційних режимів двигуна в координатах $\Delta p_k - n_e$ з розподілом часу роботи двигуна ВАЗ – 2103 при русі автомобіля в місті.

З наведених даних можна бачити, що в міських умовах найбільш характерні режими холостого ходу і малих навантажень з розрідженням у впускному трубопроводі 59,85 і 73,15 кПа і частотою обертання колінчастого вала 800 та 2000 хв^{-1} .

Таблиця 1.1 - Розподіл часу роботи двигуна ВАЗ-2103 при русі автомобіля в місті, %

Розрідження у впускному трубопроводі, Δp_{ki} , кПа	Частота обертання колінчастого вала n_{ej} , хв^{-1}								Σ
	800	1400	2000	2600	3200	3800	4400	5000	
6,65	0,36	1,74	5,16	4,65	3,48	1,49	0,62	0	17,50
19,95	0,18	1,56	5,01	3,30	1,85	0,73	0,29	0	12,92
33,25	0,11	0,87	3,12	1,89	1,09	0,25	0,11	0	7,44
46,55	0,18	0,69	2,03	2,69	1,23	0,07	0,15	0	7,04
59,85	25,34	1,23	2,4	2,03	1,23	0,29	0,11	0	32,63
73,15	0,36	3,49	7,88	4,68	2,21	0,25	0,04	0,04	18,95
86,45	0	0,15	0,54	1,05	1,31	0,36	0,11	0	3,52
Σ	26,53	9,73	26,13	20,29	12,41	3,45	1,42	0,04	100

На основі результатів досліджень режимів руху автомобілів в різних країнах розроблені їздові цикли, які відображають розподіл режимів руху автомобіля в різних умовах. Для України характерні умови, які відображені в Європейському їздовому циклі. Даний цикл триває 1180 секунд і складається з двох частин, у першій описуються режими руху у місті (780 секунд), а в другій рух по замському шосе (400 секунд). Переважаючим є рух по місту з невисокою швидкістю і постійно змінними прискореннями і уповільненнями, на який припадає 96,5 % викидів C_mH_n і 75 % NO_x . Найбільше викидів C_mH_n відбувається на початку руху при холодному старті, що пов'язано з неефективною роботою каталітичного нейтралізатора, а найвищі викиди NO_x характерні для різких прискорень під час розгону. Для замського руху характерні найбільші викиди CO , що складають 61 % за цикл. Розподіл викидів CO_2 становить 44 % для першої і 56 % для другої частини циклу [16]. Аналіз режимів руху за Європейським їздовим циклом показав, що середня швидкість руху автомобіля за цикл становить 42,24 км/год, а 20,42 % часу автомобіль не рухається взагалі [17]. В табл. 1.2

наведено розподіл основних режимів руху автомобіля за часом та викидами ШР в Європейському їздовому циклі та федеральному циклі США [18].

Таблиця 1.2 - Режими руху автомобіля за європейським та американським їздовим циклом

Режими роботи	Час роботи в режимі, %	Викиди шкідливих речовин, %		
		CO	C _m H _n	NO _x
	Європейський цикл			
Холостий хід	39,2	23,74	13,21	1,7
Розгін	18,5	32,08	29,29	57,0
Рівномірний рух	29,5	31,01	23,45	35,0
Уповільнення	12,8	14,17	31,35	6,3
	Федеральний цикл США			
Холостий хід	18,2	15,0	16,0	0,1
Розгін	36,9	45,0	42,2	41,0
Рівномірний рух	10,8	13,5	10,4	25,7
Уповільнення	34,1	26,5	31,4	33,2

Як видно з таблиці, значну частину часу руху автомобіля за Європейським їздовим циклом займає режим холостого ходу, який є несприятливим з точки зору паливної економічності.

Як видно з наведених результатів досліджень, режими малих навантажень і холостого ходу займають значне місце в процесі експлуатації автомобільних двигунів. Оскільки режими холостого ходу і малих навантажень є несприятливими з точки зору паливної економічності та екологічних показників, необхідно застосовувати заходи, які покращують робочий процес двигунів в цих режимах.

1.2 Аналіз відомих методів поліпшення паливної економічності та екологічних показників в режимах холостого ходу і малих навантажень

Робочий процес двигуна за роботи в режимах малих навантажень і холостого ходу характеризується підвищеною нестабільністю процесу згоряння, що спричиняється підвищенням вмістом залишкових газів і погіршенням процесу сумішоутворення. В результаті цього для бензинових двигунів необхідно переходити на збагачені паливоповітряні суміші, що негативно впливає на їх паливну економічність і токсичність. Іншою причиною погіршення екологічних показників бензинових двигунів є неефективна робота системи нейтралізації відпрацьованих газів (ВГ) у цих режимах.

Основними токсичними компонентами при роботі двигуна в режимах малих навантажень і холостого ходу є продукти неповного згоряння, незгорілі вуглеводні (C_mH_n) і оксид вуглецю (CO). Існує багато методів, що дозволяють покращити паливну економічність і екологічні показники бензинових двигунів у даних режимах, серед них відключення групи циліндрів [19], інтенсифікація процесу згоряння, робота двигуна на Perezbidnenniy palyvopovitryaniy sumishi, zastosuvannya regulovanih faz gazorozpodilu,.

Про доцільність застосування методу регулювання потужності відключенням групи циліндрів або окремих циліндрів в режимах малих і середніх навантажень зазначено в роботі академіка Чудакова Є. А. [20]. Відмічено, що застосування даного методу регулювання потужності призводить до підвищення паливної економічності бензинових двигунів.

В роботах [21, 22] досліджено вплив комбінованого методу регулювання потужності на паливну економічність та екологічні показники бензинового двигуна. Суть даного методу полягає в тому, що регулювання потужності двигуна здійснюється не лише дроселюванням, а й відключенням групи циліндрів. Застосування відключення групи циліндрів призводить до скорочення тривалості процесу згоряння за рахунок зменшення тривалості першої і другої фаз згоряння, підвищується коефіцієнт використання теплоти при максимальному тиску. Також

підвищується індикаторний ККД і зменшується потужність механічних втрат, зменшується необхідна індикаторна потужність, необхідна для отримання однакової ефективної потужності. В результаті збільшення ефективного ККД поліпшується паливна економічність двигуна.

Іншим напрямком покращення показників бензинових двигунів є їх робота на перезбідненій суміші. Відомо, що індикаторний ККД робочого циклу двигуна зростає з підвищенням ступеня стискання і збідненні паливоповітряної суміші повітрям і рециркульованими відпрацьованими газами. При цьому надлишкове повітря і відпрацьовані гази призводять до зниження втрат на газообмін в часткових навантаженнях, а також зниження температури згоряння, внаслідок чого зменшуються втрати теплоти на дисоціацію і в стінки циліндра, знижується ймовірність детонації і утворення NO_x [23]

Разом з тим практична реалізація робочого процесу на збідненій суміші потребує рішення ряду проблем, пов'язаних з втратою паливної економічності внаслідок погіршення умов запалювання заряду, зниження швидкості згоряння при одночасному підвищенні міжциклової нестабільності, підвищення вмісту у відпрацьованих газах C_mH_n . В процесі вирішення цих проблем намітилися різні шляхи впливу на процес згоряння збіднених сумішей.

При використанні перезбіднених сумішей доцільно застосовувати заходи, що створюють додаткову турбулізацію заряду для інтенсифікації переносу теплоти із зони горіння в свіжий заряд і збільшення площі поверхні фронту полум'я, що призводить до підвищення швидкості і повноти згоряння.

В роботі [24] наведено результати досліджень впливу додаткової турбулентності, яка створювалась за допомогою дефлектора, що встановлювався у впускний канал, на показники двигуна з ексцентрично розміщеним клапаном. В результаті встановлено, що за рахунок додаткової турбулізації заряду граничне значення α , що відповідає стійкій роботі двигуна, підвищилось з 1,23 до 1,43, а при $\alpha = 1,27$ питома витрата палива знизилась на 5%.

При використанні пристрою [25], що встановлюється у тарілці впускного клапана для генерації мікротурбулізації свіжого заряду, міжциклова

нестабільність згоряння при $\alpha = 1,33$ подібна з тією, що спостерігається при роботі двигуна зі звичайними клапанами на суміші при $\alpha = 1$. Встановлення даного пристрою при стехіометричному складі суміші супроводжувалось зменшенням оптимального кута випередження запалювання на $10 - 20^\circ$. Використання даного пристрою призводить до покращення паливної економічності на $9 - 15\%$.

Позитивний вплив на процес згоряння інтенсифікації дрібномасштабної турбулентності заряду підтверджено в роботі [26]. Дослідження проведені на двигуні з плоскою камерою згоряння, центрально розміщеною свічкою запалювання і тангенційним впускним каналом при двох значеннях максимальної висоти підйому впускного клапана. Встановлено, що при зменшенні підйому клапана з 10,3 до 2,5 мм направлений рух заряду практично не змінюється, а інтенсивність турбулентності зростає в результаті чого збільшується швидкість вигорання палива. Отримані результати свідчать про те, що перехід на регулювання потужності двигуна шляхом зменшення підйому клапана замість звичайного дроселювання призводить до покращення паливної економічності і розширення меж ефективного збіднення суміші.

Одним із напрямів покращення процесу згоряння при переході на перезбіднені суміші є використання систем запалювання з більшою енергією і тривалістю процесу запалювання, а також підвищеною дисперсією джерел запалювання. Це пояснюється тим, що при роботі на бідній суміші, що характеризується низькою швидкістю поширення полум'я, необхідно щоб займання виникало в багатьох точках заряду одночасно. Це може бути реалізовано або рухом заряду суміші через єдине джерело запалювання або розподіленням їх по об'єму заряду [27]. При підвищенні тривалості утворення іскри між електродами свічки запалювання, вона впливає на значно більшу кількість горючої суміші. Дослідження показали, що збільшення відстані між електродами свічі і зростання тривалості іскроутворення значно підвищують межі збіднення паливної суміші. Застосовуючи свічку запалювання з підвищеною енергією і збільшеною до 5 мкс тривалістю іскроутворення можна підвищити

межу збіднення суміші на 10 – 15 % і збільшити вдвічі допустиму величину рециркуляції відпрацьованих газів. Викиди CO і C_mH_n при цьому знижуються незначно. Це пояснюється тим, що при використанні горючої суміші, яка сильно розбавлена надлишковим повітрям і залишковими газами, поширення фронту полум'я по всьому заряду не встигає відбутись за відведений для цього проміжок часу. Одним із способів збільшення енергії запалювання є використання системи запалювання за допомогою струменя плазми. Випробування на двигуні з бідною сумішшю показали, що метод запалювання струменем плазми забезпечує можливість підвищення межі збіднення суміші і скорочення тривалості згорання. В результаті при використанні даного типу запалювання зростає потужність двигуна і зменшується питома витрата палива, дещо знижується емісія CO і зростають викиди C_mH_n і NO_x .

В роботі [28] наведені результати досліджень по інтенсифікації процесу згорання, шляхом використання плазмових джерел запалювання в двигуні, що працює на пропані з різними складами суміші. В результаті досліджень процесу згорання встановлено, що при стехіометричному складі суміші тривалість початкової фази така ж як і при роботі із штатною системою запалювання. Але при переході на збіднені суміші тривалість початкової фази скорочується з використанням плазмового запалювання. Також розширюються межі ефективного збіднення досягаючи $\alpha = 1,92$. При цьому відсутні пропуски запалювання. Викиди NO_x і C_mH_n приблизно однакові для обох типів систем, але швидкий ріст викидів C_mH_n при плазмовій системі запалювання починається при бідніших сумішах.

1.3 Інтенсифікація процесу згорання в двигунах з іскровим запалюванням використанням добавок водню та водневмісних сполук

Використання активуючих добавок, що інтенсифікують процес згорання і, як наслідок, покращують паливну економічність і екологічні показники автомобільних двигунів є дуже перспективним, оскільки даний метод не потребує зміни конструкції двигуна і його можна реалізувати в умовах експлуатації. До

таких активуючих добавок належать речовини, швидкість згоряння яких вища, ніж основного палива. Найбільш перспективним є використання в якості добавки водню, так як швидкість його згоряння в 9 разів вища, ніж швидкість згоряння бензину [29, 30.]. Порівняння моторних властивостей бензину і водню наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 - Моторні властивості водню і бензину [29]

Властивість	Водень	Бензин
Енергія запалювання, МДж	0,02	0,25
Відстань гасіння, см	0,06	> 0,25
Температура запалювання, °C	630	530
Межі запалювання, % (по об'єму)	4,7 – 74,2	0,59 – 6,0
Коефіцієнт дифузії, см ² /с	0,63	0,08
Швидкість поширення полум'я, см/с	270	30
Нижча теплотворна здатність, кДж/кг	120×10^3	$44,0 \times 10^3$
Стехіометрична кількість повітря на 1 кг палива, кг/кг	34,2	14,95
Теплотворність горючої суміші при $\alpha=1$		
В суміші з повітрям, кДж/м ³	3180	3710
В суміші з киснем, кДж/кг	$1,34 \times 10^4$	-
Температура кипіння, °C	-252,61	32 - 186

Енергоємність водню перевищує нафтові палива в 2,5...3 рази, спирти - в 5...6 разів, аміак - у 7 разів. Водень у суміші з повітрям спалахує у широкому діапазоні до коефіцієнту надміру повітря рівному 10. При згорянні водню практично не утворюються шкідливі речовини, але при деяких складах водневоповітряної суміші можуть утворюватися оксиди азоту[29].

Вплив добавки водню на показники двигунів внутрішнього згоряння досліджено в ряді робіт [27 - 51]. Існує декілька методів зберігання водню на борту автомобіля. Одним із варіантів використання водню для покращення

показників автомобільних двигунів є зберігання його на борту автомобіля за допомогою металогідридних акумуляторів і використання в якості добавки до бензину [31]. Випробування проведені на бензиновому двигуні з робочим об'ємом 2,45 л і ступенем стиску 8,2 показали, що по мірі збільшення концентрації водню в бензоводневій паливній композиції збільшується ефективний ККД двигуна при цьому склад суміші, що відповідає максимальному ККД зміщується в бік бідних сумішей. При роботі з добавкою водню знижуються концентрації оксиду вуглецю і незгорілих вуглеводнів. Так як використання добавки водню дозволяє значно збіднити суміш максимальна температура в циліндрі знижується, а тому концентрації оксидів азоту також знижуються. Випробування мікроавтобуса з даним двигуном на стенді з біговими барабанами показали, що при роботі на бензоводневих паливних композиціях знижується витрата палива і покращуються екологічні показники.

В Інституті проблем машинобудування АН України були проведені дослідження ефективних показників і токсичності ВГ двигунів ГАЗ - 24 і ВАЗ – 2101, які показали, що при живленні двигуна бензином з 5% добавкою водню (по масі від сумарної витрати палива) і коефіцієнті надміру повітря $\alpha = 1,05$ максимальна потужність зберігається на рівні потужності базового двигуна. При цьому знижується витрата бензину, значно зменшується емісія оксидів вуглецю і вуглеводнів, покращується паливна економічність [29].

У роботах [32-35] досліджено особливості процесу згоряння в бензинових двигунах при додаванні водню до паливоповітряної суміші. Результати експериментальних досліджень показали, що невеликі добавки водню в бензоповітряну суміш призводять до наступних особливостей протікання процесу згоряння:

- відбувається скорочення тривалості всіх фаз згоряння;
- в 2-й фазі згоряння вплив 5% добавки водню на середню швидкість поширення полум'я можна порівняти з підвищенням швидкісного режиму на 50%;

- в третій фазі згоряння вплив малих добавок водню більш значний, ніж підвищення швидкісного режиму.

В роботі [36] проведено випробування двигуна з іскровим запалюванням за роботи з мікродобавкою водню в область міжелектродного зазору свічки. В результаті встановлено, що добавка водню покращує процес запалювання і скорочує першу фазу згоряння, розширюються межі ефективного збіднення суміші. Дослідження, проведені в режимах малих навантажень і холостого ходу, в яких присутні пропуски запалювання, показали, що використання мікродобавки водню, яка не перевищує 1 % від витрати бензину, зменшує кількість циклів з пропусками запалювання.

У роботі [37] проведено випробування автомобіля ВАЗ – 21102, з обладнанням у відповідності з нормами Євро-2, за методикою 83-05 ЄЕК ООН, які показали, що застосування системи добавки водню дозволяє знизити масові викиди в середньому C_mH_n на 30%, CO на 40% при збереженні на тому ж рівні викидів NO_x і CO_2 , що практично наближає показники до норм Євро-3.

Результати досліджень наведені в [38] свідчать про те, що невелика добавка водню призводить до підвищення ККД бензинового двигуна і зниження питомої витрати палива.

Енергетичні і екологічні показники автомобільного двигуна за роботи на бензоводневих паливних сумішах досліджувалися у роботі [39]. Розглянуто питання найбільш доцільного регулювання двигуна і встановлено, що найбільший ефект використання добавок водню до бензину отримується при роботі двигуна на малих і середніх навантаженнях. При роботі на Perezbіднених сумішах з добавкою водню паливна економічність двигуна, в порівнянні з роботою на бензині, поліпшилася на 8 – 40 %, а токсичність відпрацьованих газів суттєво знизилась.

В роботах [40-42] зазначено, що найбільший позитивний ефект від добавки водню в бензиновому двигуні досягається на бідних сумішах. Зокрема, підвищується середній ефективний тиск в циліндрі двигуна, знижуються викиди CO і C_mH_n , а за роботи на Perezbіднених сумішах знижуються і викиди NO_x . При

роботі на суміші близькій до стехіометричної знижуються викиди вуглеводнів, а викиди CO і NO_x зростають.

В роботі [43] наведені результати досліджень впливу добавки водню, отриманого електролізом води на борту автомобіля, який надходить у впускний трубопровід бензинового двигуна. В результаті встановлено, що при стехіометричній суміші добавка призводить до незначного покращення показників роботи двигуна. Встановлено, що потужність затрачена на виробництво водню перевищує величину, на яку зросла потужність двигуна.

Проводилися дослідження впливу додавання водню до зрідженого нафтового газу (ЗНГ) на процес згоряння [44]. За допомогою спеціальної експериментальної установки було досліджено вплив різних добавок водню на швидкість згоряння ЗНГ з повітрям при різних значеннях коефіцієнта надміру повітря (рис.1.3).

Результати досліджень показали, що при суміші з $\alpha=1,07$, добавка 5% водню від маси палива збільшує нормальну швидкість згоряння на 70%. У бідній суміші при $\alpha=1,47$, аналогічна по масі добавка підвищує нормальну швидкість на 61%.

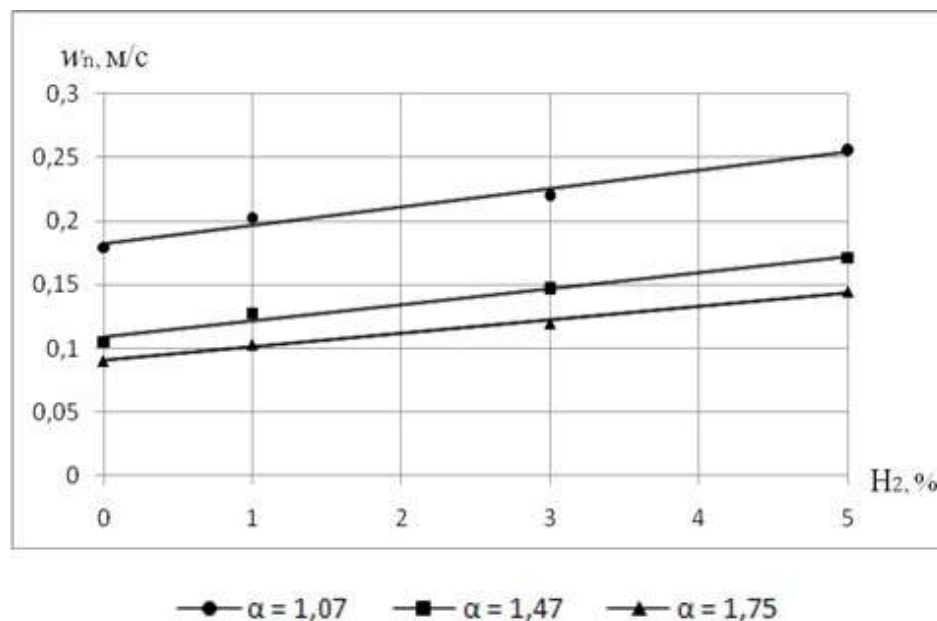


Рисунок 1.3 - Вплив добавок водню (0...5%) на нормальну швидкість згоряння суміші ЗНГ з повітрям при різних значеннях коефіцієнта надміру повітря

Отримані експериментальні дані дозволяють стверджувати, що добавка водню в суміш ЗНГ з повітрям дозволяє значно прискорити процес згоряння. Також було встановлено, що при наявності в паливоповітряній суміші вільного водню значно підвищується стабільність запалювання.

У роботах [45-47] досліджено вплив добавки невеликої кількості водню на робочі показники бензинового і газового двигуна. Із отриманих даних можна зробити висновок про ідентичність механізму впливу добавки водню як на бензоповітряну так і на метаноповітряну суміш. Так добавка водню призводить приблизно до однакового зростання швидкості згоряння і зниження $C_m H_n$, як при додаванні до бензину, так і при додаванні до стисненого природного газу.

Особливості робочого процесу дизеля при роботі з частковим заміщенням дизельного палива воднем досліджено в роботах [48-49.]. В роботі [50] розглянуто 2 способи подачі водню в двигун і розроблено відповідні системи паливоподачі. Перший спосіб передбачає рівномірне насичення дизельного палива воднем у змішувальній камері форсунки і впорскування насиченого воднем палива в циліндр. Відносна маса водню, що додається, складає 0,1 % циклової маси палива.

Друга система забезпечує подачу водню безпосередньо в циліндр двигуна через спеціально сконструйовану клапан-форсунку з електронним приводом, із запалюванням робочої суміші за рахунок самозапалювання порції палива, що подається через основну паливну систему. Дана система дає можливість організувати робочий процес з 10 % добавкою водню по масі до дизельного палива.

В ході досліджень тракторного дизеля 6 ЧН 13/14 з добавками водню двома способами досліджувались якісна і кількісна зміни протікання внутрішньоциліндрових процесів, що визначають показники потужності, паливної економічності і екологічні показники. При випробуваннях дизеля, оснащеного першою системою паливоподачі, досягнуто зниження питомої витрати палива на 5 – 8 %, викидів сажі на 30 – 50 %.

При подачі водню безпосередньо в циліндр отримано різке зниження викидів сажі – в 2 – 4 рази, витрати палива на 30 – 40 %, а також зменшення емісії оксидів азоту.

Разом з тим, використання водню обмежене певними факторами, такими як безпека зберігання, відсутність компактних генераторів водню великої продуктивності та ін. У зв'язку з цим постійно ведеться пошук способів замінити водень на дешевший газ, технологія виробництва якого простіша і легко адаптується для масового виробництва. До таких газів можна віднести так звані водневмісні гази, наприклад, синтез-газ, гримучий газ (газ Брауна), ацетилен та ін. [51].

Одним із варіантів заміни чистого водню є використання синтез-газу, який отримують методом парової або повітряної конверсії метану (з використанням каталізаторів) на борту автомобіля. Основними складовими цього газу є водень і оксид вуглецю [52].

В роботі [53] наведені результати досліджень по використанню добавки синтез-газу в двигуні, що працює на метані. В результаті встановлено, що добавка синтез-газу призводить до зменшення концентрацій оксидів азоту і оксидів вуглецю (CO і CO_2), зниження витрати палива, особливо в режимах середніх і малих навантажень. Концентрації незгорілих вуглеводнів збільшилися в 1,5 рази.

Іншим способом отримання водневмісного газу на борту автомобіля є термокatalітичне перетворення метанолу [54]. В даній роботі наведені результати досліджень по використанню водневмісного газу в якості добавки до повітряного заряду дизеля. Отримані результати свідчать, що добавка даного газу позитивно впливає на паливну економічність та екологічні показники дизеля, зокрема знижується димність на 45 %, зменшуються викиди оксидів азоту на 16 %, витрата палива знижується в середньому на 8,5 %.

В роботі [55] зазначено, що використання добавки синтез-газу, отриманого з метанолу позитивно впливає на роботу двигунів з іскровим запалюванням. Зокрема покращується процес згоряння і розширюються межі ефективного збіднення суміші. Даний газ отримують на борту автомобіля з використанням

теплоти відпрацьованих газів. Одним з недоліків даних систем є те, що в режимах малих навантажень і холостого ходу температура відпрацьованих газів недостатня для конверсії метанолу в синтез-газ.

Вплив добавки синтез-газу, отриманого методом парового риформінгу етанолу на борту автомобіля, на показники бензинового двигуна досліджували в роботі [56]. В результаті встановлено, що добавка синтез-газу призводить до підвищення термічного ККД, зниження викидів NO_x і C_mH_n і зростання викидів CO .

Про можливість використання водневмісних сполук, у тому числі і синтез-газу, для покращення робочих показників дизелів зазначено в роботі [57]

Значний інтерес для дослідників становить використання водневмісного газу, отриманого в результаті електролізу водних розчинів лугів. Цей газ складається з водню і кисню (H_2/O_2) і який ще називають гримучий газ або газ Брауна. В зарубіжних наукових виданнях опубліковано ряд робіт, присвячених даному питанню.

В роботі [58] досліджено вплив добавки газу H_2/O_2 на експлуатаційні характеристики дизеля. Двигун був випробуваний при постійній частоті обертання 1500 хв^{-1} з додаванням різної кількості H_2/O_2 (1 – 6 %) при трьох різних рівнях навантаження 19 кВт, 22 кВт і 28 кВт. У цьому експерименті використаний чотирициліндровий дизель Hino WO4D. Газ H_2/O_2 отримували в киснево-водневому генераторі EP-500 електролізом води. Для того, щоб спростити установку, електролізер був підключений до 24 В зовнішнього джерела живлення. Потужність, необхідна для отримання газу H_2/O_2 , включена у витрати енергії на двигун.

В результаті досліджень встановлено, що добавка газу H_2/O_2 призводить до збільшення термічного ККД. При введенні 6,1 % повного дизельного еквіваленту водневмісного газу у дизель термічний ККД збільшився на 2,6 % при 19 кВт, на 2,9 % при 22 кВт і на 1,6 % при 28 кВт (рис. 1.4).

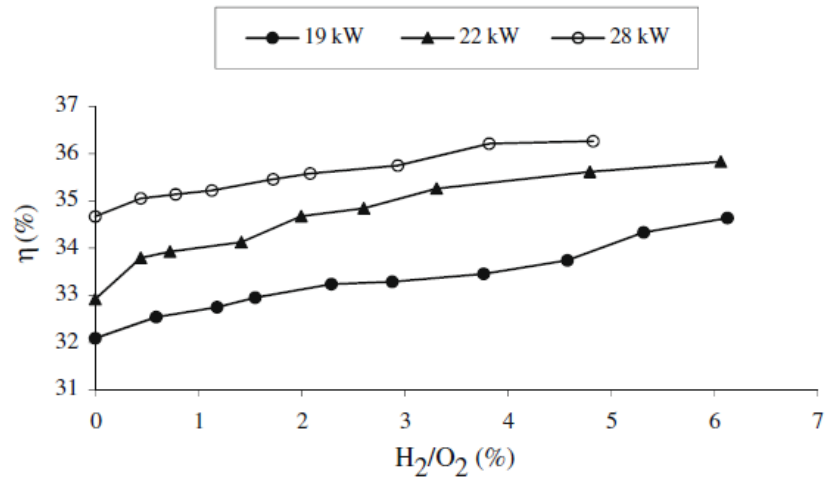


Рисунок 1.4 - Зміна термічного ККД дизеля за роботи з добавкою H_2/O_2

Збільшення термічного ККД подібне до збільшення ККД в результаті додавання чистого водню.

Встановлено, що добавка газу H_2/O_2 знижує загальну величину витрати палива двигуна при всіх використаних режимах навантаження. Зниження загальної витрати палива автори пояснюють за рахунок кращого згоряння отриманої суміші внаслідок вищої швидкості полум'я водню.

Питома витрата палива скоротилися на 7,3 %, 8,1 % і 4,8 % при 19 кВт, 22 кВт і 28 кВт відповідно (рис. 1.5).

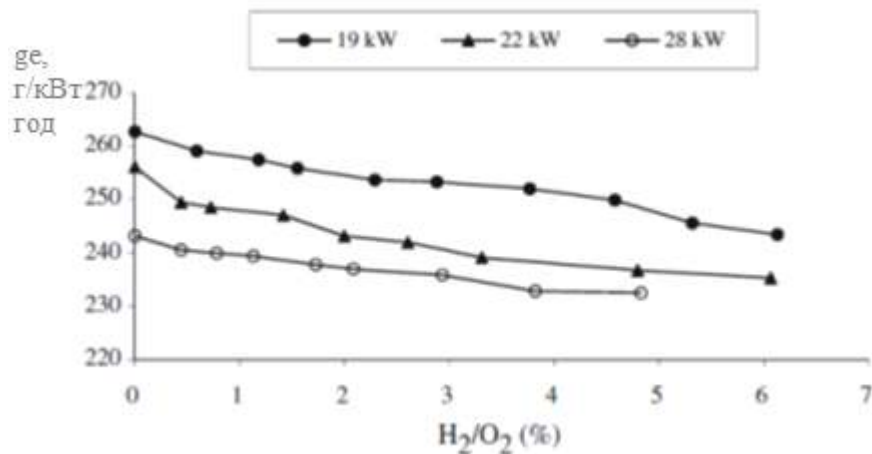


Рисунок 1.5 - Зміна питомої витрати палива дизелем за роботи з добавкою H_2/O_2 .

Темп зростання економії палива починає падати з додаванням більше 4 % суміші H_2/O_2 і неістотний вииграш в економії палива спостерігається з добавкою суміші H_2/O_2 більше 5 %. Це вказує на те, що понад 5 % добавки, суміш H_2/O_2 діє в якості палива, а не добавки.

Було встановлено зменшення концентрацій C_mH_n , CO_2 і CO у відпрацьованих газах за рахунок кращого згоряння, в той час як концентрації NO_x збільшились за рахунок більш високої температури, досягнутої під час згоряння (рис. 1.6 – 1.9).

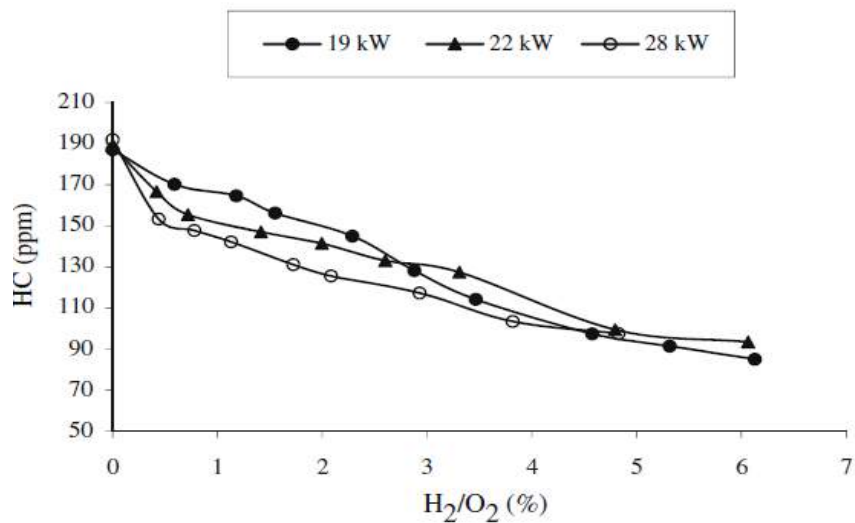


Рисунок 1.6 - Зміна концентрацій C_mH_n у відпрацьованих газах дизеля за роботи з добавкою H_2/O_2

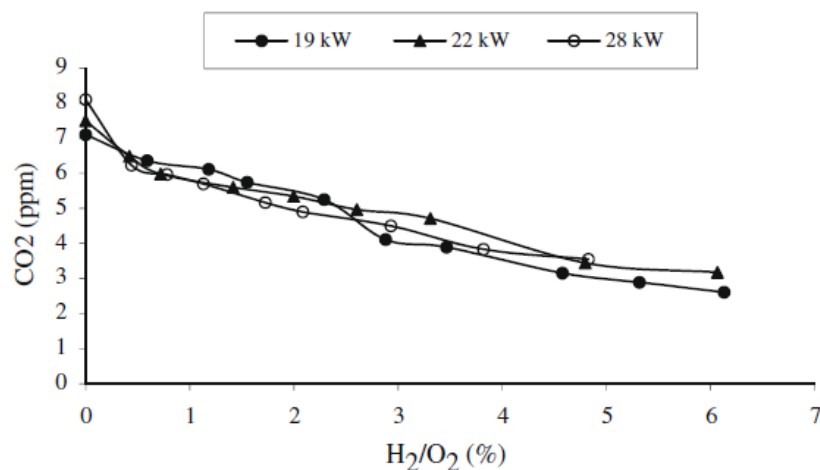


Рисунок 1.7 - Зміна концентрацій CO_2 у відпрацьованих газах дизеля за роботи з добавкою H_2/O_2

Хоча концентрації CO для дизеля відносно низькі, якщо подавати в двигун H_2/O_2 сума CO ще менше. Це пов'язано з відсутністю вуглецю в водневому паливі, а також роботі на бідній суміші.

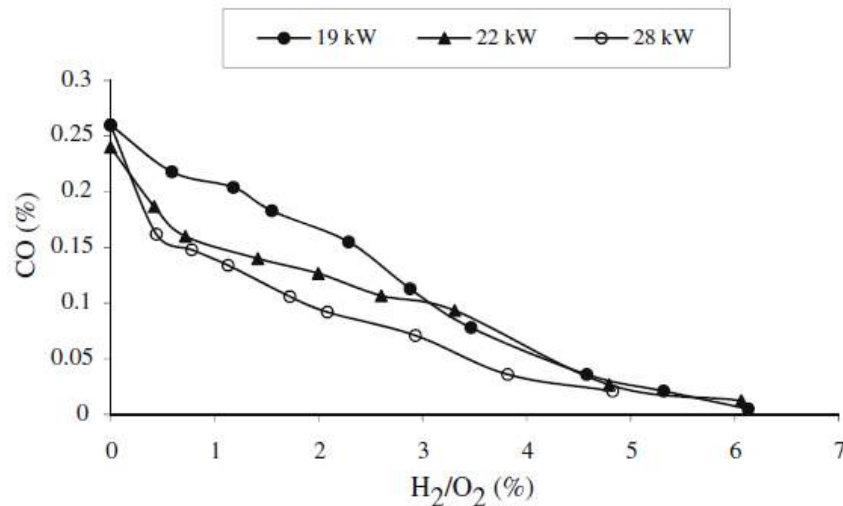


Рисунок 1.8 - Зміна концентрацій CO у відпрацьованих газах дизеля за роботи з добавкою H_2/O_2

Вищі співвідношення повітря-паливо в поєднанні з кращим згорянням за рахунок більш високої швидкості полум'я водню призвели до підвищення пікового тиску і температури.

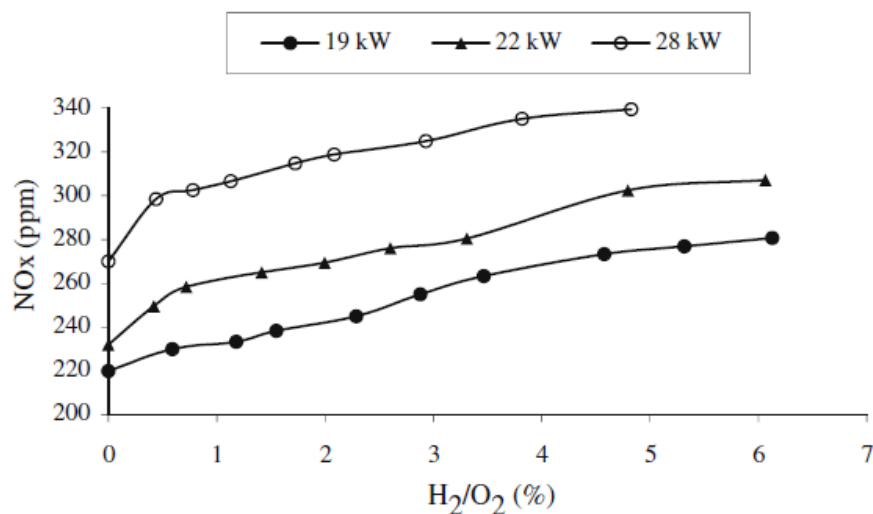


Рисунок 1.9 - Зміна концентрацій NO_x у відпрацьованих газах дизеля за роботи з добавкою H_2/O_2

Висока температура і наявність більшої кількості кисню в отриманій суміші призвели до зростання викидів NO_x .

Дослідження впливу добавки газу H_2/O_2 на показники бензинового двигуна були проведені в роботі [59]. В якості об'єкта досліджень використана спеціальна одноциліндрова установка.

В результаті додавання газу H_2/O_2 встановлено збільшення крутного моменту в порівнянні з роботою на чистому бензині (Рис.1.10).

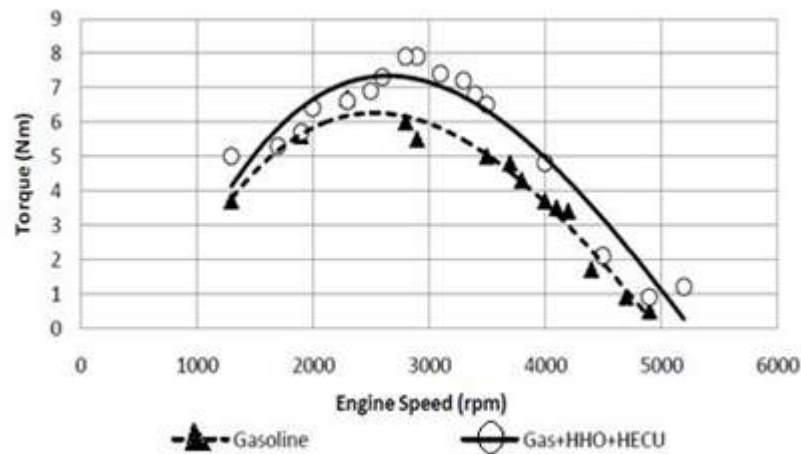


Рисунок 1.10 - Зміна крутного моменту від частоти обертання двигуна

Зниження питомої витрати палива становить в середньому 16,3 % (Рис. 1.11).

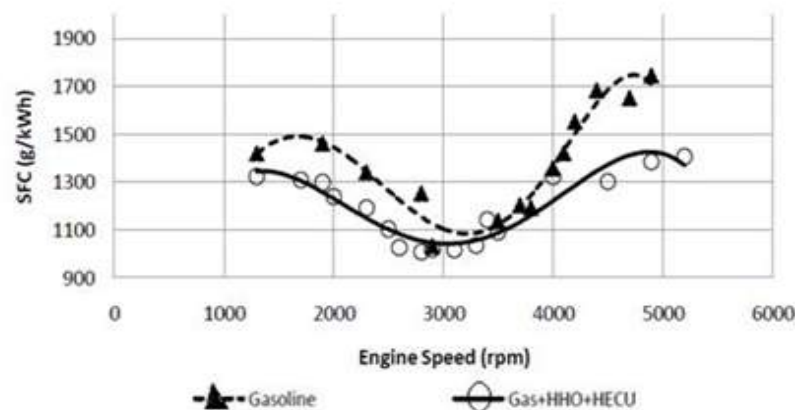


Рисунок 1.11 - Зміна питомої витрати палива від частоти обертання двигуна

В результаті додавання газу H_2/O_2 спостерігалось зниження викидів вуглеводнів на 6,7 %, викиди оксидів вуглецю знизилися на 14,4 % порівняно з роботою на чистому бензині.

В роботах[60-63] проводилися дослідження впливу добавки водневмісного газу на показники бензинових двигунів. В роботі [60] досліджували вплив добавки водневмісного газу на показники чотирициліндрового двигуна з іскровим запалюванням робочим об'ємом 1,5 літра автомобіля Ford Laser 1989 року. Добавку газу H_2/O_2 змінювали від 0 до 0,45 % по об'єму повітря. В результаті досліджень встановлено, що добавка водневмісного газу приводить до підвищення крутного моменту і потужності двигуна, зменшення питомої витрати палива і зниження концентрацій незгорілих вуглеводнів у відпрацьованих газах. В роботі [61] проведено дослідження бензинового двигуна робочим об'ємом 100 cm^3 за роботи з добавкою водневмісного газу при різних навантаженнях (рис. 1.12 – 1.16)

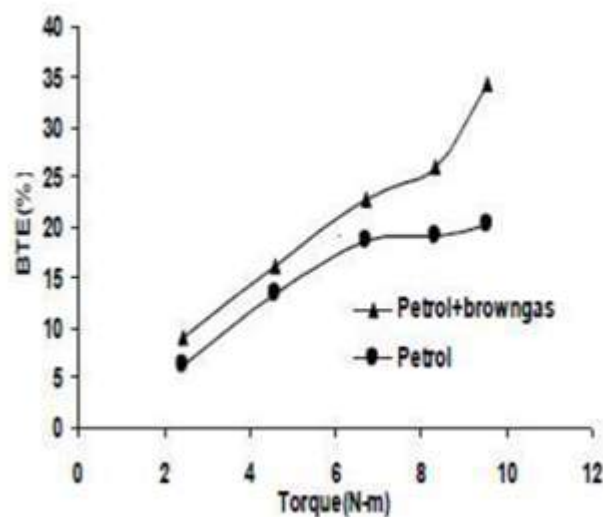


Рисунок 1.12 - Порівняння термічного ККД за роботи на бензині і на бензині з добавкою H_2/O_2 до повітряного заряду

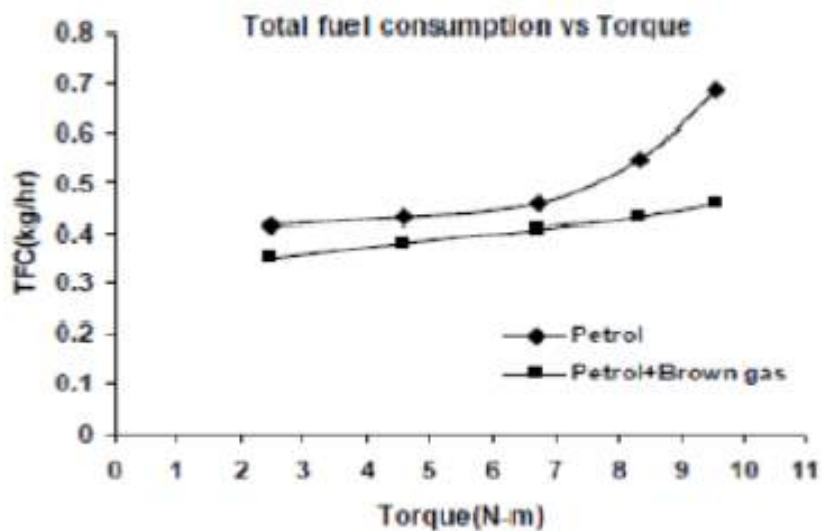


Рисунок 1.13 – Вплив добавки H_2/O_2 на годинну витрату палива бензинового двигуна

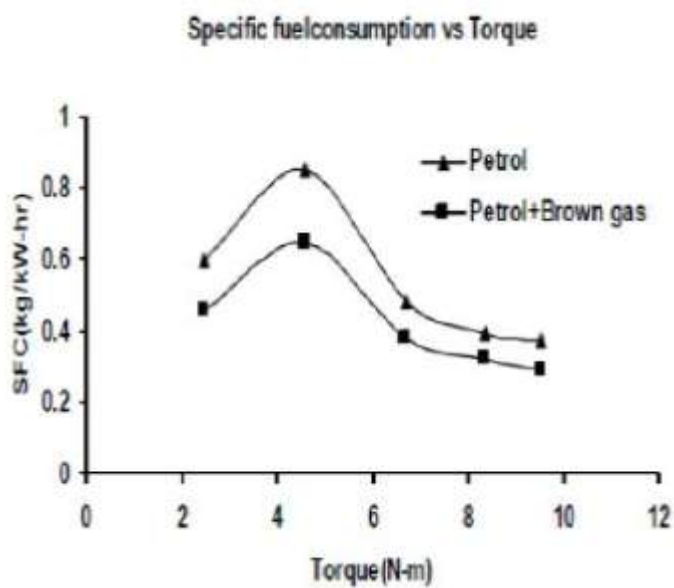


Рисунок 1.14 – Вплив добавки H_2/O_2 на питому витрату палива бензинового двигуна

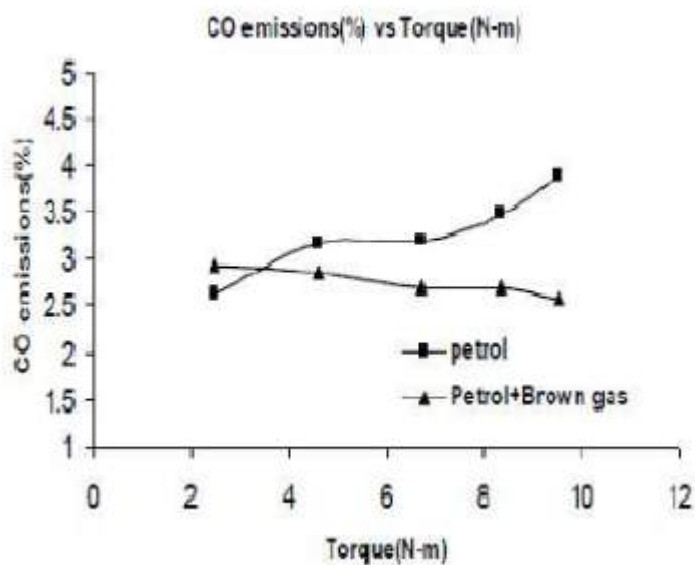


Рисунок 1.15 – Вплив добавки H_2/O_2 на концентрації CO у відпрацьованих газах бензинового двигуна

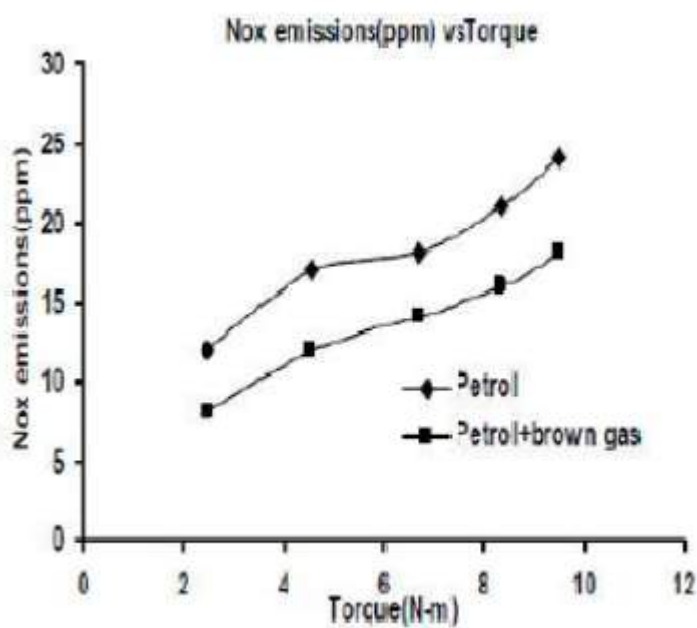


Рисунок 1.16 – Вплив добавки H_2/O_2 на концентрації NO_x у відпрацьованих газах бензинового двигуна

Встановлено, що добавка водневмісного газу призводить до підвищення потужності двигуна, зменшення годинної і питомої витрат палива, зниження

концентрацій оксиду вуглецю і оксидів азоту. Найкращий позитивний ефект спостерігали в режимах малих навантажень.

В роботі [64] досліджувався вплив добавки водню і кисню в співвідношенні 2 до 1, як при добавці продуктів електролізу води у впускний трубопровід бензинового двигуна. Відмічено, що добавка водню призводить до підвищення крутного моменту двигуна і найбільш ефективна при роботі на бідній суміші. Добавка кисню на роботу двигуна не вплинула, але дещо знизились концентрації NO_x .

Результати досліджень впливу добавки водню і кисню на показники чотиритактного бензинового двигуна наведені в роботах [65-67]. У даних дослідженнях водень і кисень подавались через окремі форсунки у впускний колектор. Встановлено, що добавка водню і кисню призводить до менших викидів CO і C_mH_n , ніж при добавці лише водню. Позитивний ефект спостерігався лише при невеликих добавках суміші, збільшення кількості водню і кисню призводить до погіршення показників роботи двигуна.

В роботі [68] досліджували вплив добавки водню і кисню (H_2/O_2), а також водню і кисню і додаткового повітря у впускний трубопровід на показники бензинового двигуна з карбюраторною системою живлення. Водень і кисень отримували електролізом дистильованої води і зберігали в ємності під тиском 3,5 бар. Водневмісний газ подавали через форсунку у впускний колектор після карбюратора. Величина добавки регулювалась за допомогою електромагнітного клапана, відкриття якого відбувається від сигналу електронного блоку управління системою подачі водню і кисню. Вхідним параметром для блоку управління є сигнал від витратоміру повітря, що надходить у двигун. Добавка підтримувалась на рівні 1,95 % по масі від витрати бензину на всіх режимах, що використовувались при випробуванні. В обох випадках відбувалося зниження витрати бензину та зменшення концентрацій незгорілих вуглеводнів. Концентрації CO при добавці лише водню і кисню зростають, а при добавці додаткового повітря концентрації CO знижуються за рахунок збіднення суміші. За

допомогою програмного комплексу AVL була створена імітаційна модель двигуна для дослідження процесу згоряння в двигуні (рис. 1.17).

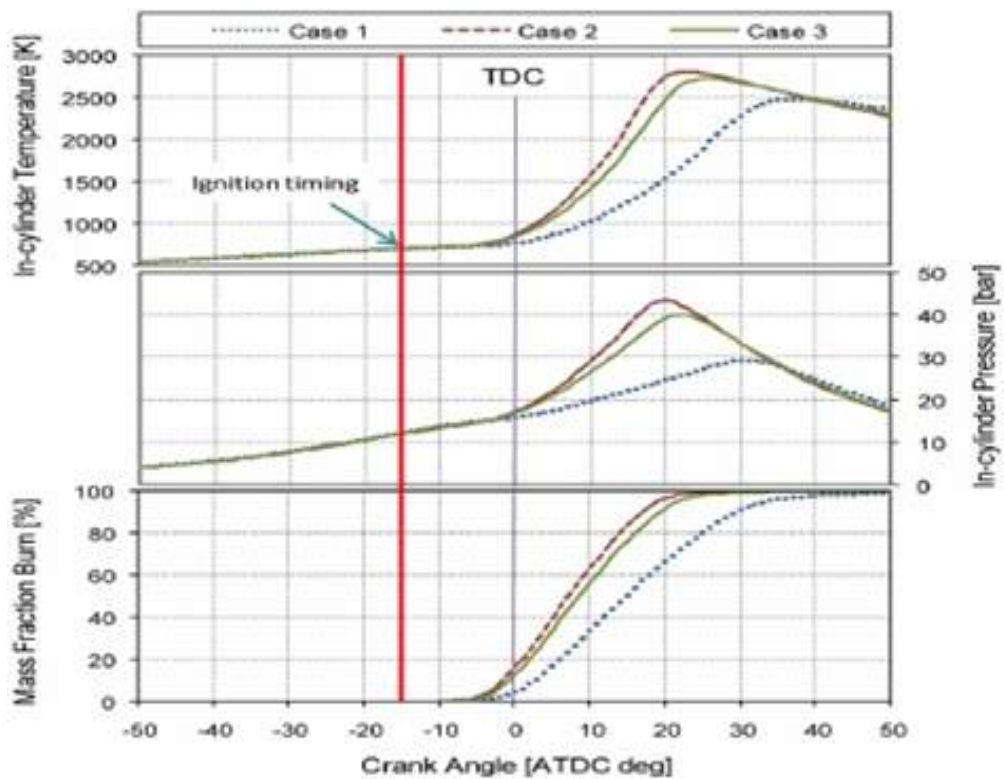


Рисунок 1.17 – Моделювання процесу згоряння в бензиновому двигуні за роботи на бензині (Case 1), на бензині з добавкою H_2/O_2 (Case 2), на бензині з добавкою H_2/O_2 і додаткового повітря (Case 3)

В результаті розрахунку встановлено, що при добавці H_2/O_2 підвищується максимальний тиск і температура циклу, скорочується тривалість процесу згоряння.

Дослідження впливу добавки водневмісного газу H_2/O_2 на показники двигуна з іскровим запалюванням, що працює на бензині і на зрідженому нафтовому газі проведено в роботі [69]. Випробування проведено при різних швидкісних режимах холостого ходу. Встановлено, що добавка H_2/O_2 призводить до зниження витрати бензину і ЗНГ та зменшення викидів шкідливих речовин.

Аналізуючи проведені дослідження можна зробити висновок, що використання в якості добавки водневмісного газу отриманого електролізом води є перспективним для зниження токсичності й поліпшення паливної економічності бензинових двигунів. Але ряд питань все ще залишається недослідженими, зокрема, не вивчено вплив додавання суміші H_2/O_2 на роботу системи зворотного зв'язку, не визначена оптимальна величина добавки при роботі двигуна в різних режимах, зокрема в режимах малих навантажень і холостого ходу, не визначено, як оцінювати ефективність добавки водневмісного газу з врахуванням витрат енергії на його отримання, не встановлено вплив добавки на тривалість фаз згоряння в двигунах з іскровим запалюванням, не визначено, як впливає добавка H_2/O_2 на ступінь невідтворності послідовних робочих циклів.

1.4 Висновки до розділу 1

1. Аналіз раніше проведених досліджень показав, що в процесі експлуатації автомобільних двигунів значне місце займають режими малих навантажень і холостого ходу. Режими малих навантажень і холостого ходу є досить несприятливими для бензинових двигунів з точки зору паливної економічності та екологічних показників, а тому є необхідним і актуальним пошук і застосування заходів, які покращують роботу двигунів в цих режимах.

Для поліпшення показників роботи бензинових двигунів застосовують заходи, які покращують протікання робочого процесу. Одним із перспективних методів поліпшення робочого процесу є інтенсифікація процесу згоряння в двигуні. Найбільш перспективними методами інтенсифікації є ті, що не потребують зміни конструкції двигуна і які легко реалізувати в умовах експлуатації.

2. Одним із методів інтенсифікації процесу згоряння в двигуні є використання активуючих добавок, швидкість згоряння яких вища, ніж основного палива. Особливої уваги заслуговує використання в якості добавки водню, оскільки він має високу швидкість згоряння і при його згорянні майже не

утворюються шкідливі речовини. Але так як його отримання в достатній кількості і зберігання на борту автомобіля є досить складними і затратними, широкого застосування набули речовини, що містять водень у своєму складі. До таких речовин відноситься водневмісний газ H_2/O_2 , який отримують в результаті електролізу води.

3. Аналіз досліджень по використанню добавки H_2/O_2 показав, що добавка водневмісного газу позитивно впливає на показники двигунів різних типів. Зокрема виявлено, що за роботи бензинових двигунів і дизелів з добавкою водневмісного газу знижується витрата палива і зменшуються викиди продуктів неповного згоряння.

4. Разом з тим, у літературних джерелах не виявлено досліджень результатами яких є встановлення оптимальної добавки водневмісного газу за роботи двигунів в різних режимах.

5. З літературних джерел не встановлено, як оцінюється ефективність добавки на показники паливної економічності з врахуванням витрат енергії на отримання водневмісного газу.

6. Не виявлено досліджень впливу добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші в двигунах з іскровим запалюванням.

7. В літературі не виявлено результатів експериментальних досліджень по впливу добавки H_2/O_2 на процес згоряння в двигуні і на ступінь невідтворності послідовних робочих циклів.

8. У всіх виявлених джерелах при дослідженні впливу добавки водневмісного газу на екологічні показники двигунів вимірювали концентрації шкідливих речовин у ВГ і не розраховували масові викиди.

Метою дослідження є поліпшення паливної економічності та екологічних показників бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

Для досягнення мети в роботі вирішуються наступні **задачі**:

1. Проведення стендових експериментальних досліджень бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи в режимах малих навантажень і

холостого ходу для визначення впливу різних за величиною добавок водневмісного газу до повітряного заряду на паливну економічність та екологічні показники двигунів.

2. Визначення оптимальної добавки водневмісного газу за роботи бензинових двигунів в різних режимах.

3. Розробка методики визначення економічного ефекту від добавки водневмісного газу з врахуванням витрат енергії на його отримання.

4. Визначення впливу добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші в двигунах з іскровим запалюванням.

5. Визначення масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигунів за роботи на бензині та на бензині з різними за величиною добавками водневмісного газу до повітряного заряду.

6. Індицирування робочого процесу бензинових двигунів за роботи на бензині та на бензині з оптимальною добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

7. Визначення ступеня невідтворності послідовних робочих циклів двигуна за роботи в режимі малих навантажень на бензині та на бензині з оптимальною добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

8. Уточнення методики розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи в режимі малих навантажень з добавкою водневмісного газу.

9. Визначення характеристик активного тепловиділення і тепловикористання за роботи двигуна на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

РОЗДІЛ 2

ФІЗИЧНІ ТА РОЗРАХУНКОВІ ПЕРЕДУМОВИ ДЛЯ СТВОРЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА В РЕЖИМАХ МАЛИХ НАВАНТАЖЕНЬ І ХОЛОСТОГО ХОДУ ЗА ДОБАВКИ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ ДО ПОВІТРЯНОГО ЗАРЯДУ

2.1 Особливості робочого процесу за роботи бензинового двигуна в режимах малих навантажень і холостого ходу

При русі автомобілів у містах для двигунів характерні особливі умови роботи, а саме холостий хід і малі навантаження. Робочий процес бензинового двигуна за роботи в режимах малих навантажень і холостого ходу має певні відмінності, ніж при повному навантаженні. Зокрема, це стосується процесів газообміну, утворення робочої суміші і процесу згоряння.

За роботи двигунів з іскровим запалюванням в режимах малих навантажень і холостого ходу погіршуються їх паливна економічність і екологічні показники. Збільшення питомої витрати палива за роботи двигуна в режимах холостого ходу, малих навантажень і перехідних процесів в основному визначається погіршенням сумішоутворення, збільшенням відносних втрат теплоти в охолоджуючу рідину і оливу, температура яких в даних режимах знижується. При роботі двигуна в режимах малих навантажень збільшується відносна доля затрат корисної потужності на подолання механічних опорів, а за роботи в режимі холостого ходу вся потужність, що розвивається двигуном витрачається на подолання тертя, газообмін і на привід допоміжних механізмів. Усі зазначені фактори призводять до того, що питома витрата палива за роботи двигуна в режимах малих навантажень в 1,5...5 разів вища, ніж за роботи на номінальній потужності, що впливає на значення екологічних показників[70].

Режими малих навантажень і холостого ходу характеризуються високими розрідженнями у впускній системі двигуна. Внаслідок цього спостерігається збільшення попадання моторної оливи в надпоршневий простір, особливо при

зносі направляючих втулок впускних клапанів, поршневих кілець і циліндрів, що збільшує викиди токсичних речовин. При цьому концентрації оксиду вуглецю і вуглеводнів у відпрацьованих газах збільшуються не тільки на нетягових режимах, а і на початковій стадії навантажувальних режимів. Крім того, потрапляння моторної оливи в надпоршневий простір сприяє утворенню нагару на стінках камер згоряння, клапанах і поршнях, закопченню свічок, погіршенню антидетонаційних якостей і зниженню надійності роботи двигуна [71].

Режим холостого ходу характеризується зростанням викидів продуктів неповного згоряння. Зниження якості сумішоутворення і розподілення робочої суміші по циліндрах, зростання кількості залишкових газів в циліндрах двигуна погіршують процес згоряння, навіть при збагаченні робочої суміші.

Температура в камері згоряння в режимі холостого ходу не висока, тому вміст NO_x у відпрацьованих газах не значний. Особливо зростають концентрації C_mH_n в період пуску двигуна, так як в декількох перших циклах горіння не відбувається. При закритій повітряній заслінці викиди C_mH_n різко збільшуються [72].

При зниженні навантаження бензинового двигуна зменшується кількість заряду, що спричиняє два негативні з точки зору ефективності його роботи наслідки. Перший – це зниження індикаторного ККД циклу, а другий – збільшення втрат на дроселювання заряду. Через ці дві основні причини бензиновий двигун в умовах експлуатації має на 25 – 30 % гіршу паливну економічність ніж дизель [73].

Розглянемо причини зниження індикаторного ККД і наслідки впливу дроселювання на механічні втрати бензинового двигуна.

Як відомо, індикаторний ККД визначається термічним ККД теоретичного циклу і відносним ККД. Термічний ККД циклу бензинового двигуна залежить від ступеня стиску і складу суміші. Для ідеального циклу справедливе положення про те, що при підведенні теплоти при постійному об'ємі, ступені стиску і складі суміші зміна навантаження не впливає на ККД циклу. Але дане положення не відповідає теоретичному циклу, де враховується реальний склад робочого тіла і

теплоємності газів, що його складають, які визначають значення показника адіабати. Як відомо при дроселюванні збільшується коефіцієнт залишкових газів γ (рис. 2.1)[74].

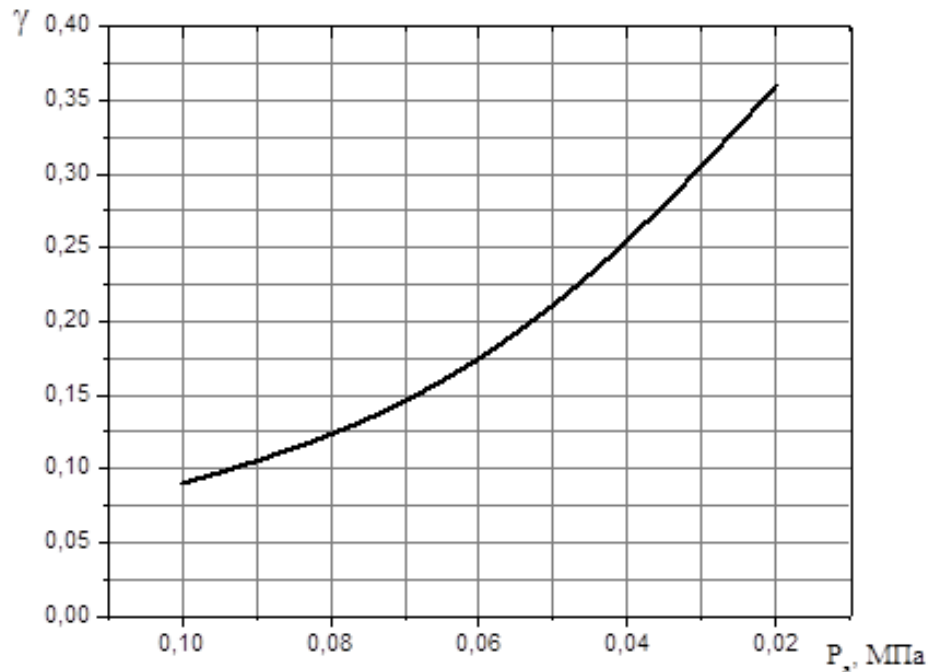


Рисунок 2.1 - Коефіцієнт залишкових газів при дроселюванні

Значення цього коефіцієнту в режимах холостого ходу досягає 0,4 [73]. При значному перекритті клапанів величина коефіцієнта може бути ще вище. В результаті цього доля трьохатомних газів у свіжому заряді може досягати 8% змінюючи ступень стиску до 3,5%. Тому впливаючи на властивості робочого тіла, дроселювання впливає і на термічний ККД циклу.

На термічний ККД теоретичного циклу суттєво впливає склад свіжої суміші [75]. При збагаченні суміші ККД різко знижується через невикористання всього тепла, яке вноситься з паливом. Із збідненням суміші термічний ККД збільшується не так інтенсивно, як при $\alpha < 1$. Теоретичним максимумом термічного ККД є ККД повітряного циклу.

Таким чином, можна стверджувати, що термічний ККД циклу при постійному ступені стиску суттєво залежить від α і має деяку залежність від ступеня дроселювання бензинового двигуна.

На зниження індикаторного ККД дійсного циклу при дроселюванні крім коефіцієнта α впливає п'ять інших факторів: тривалість згоряння; положення ділянки згоряння відносно ВМТ; характеристика тепловиділення; доля теплоти, що відводиться стінкам циліндра і доля теплоти, що виділилася після основної ділянки згоряння [76].

При дроселюванні змінюються такі параметри як коефіцієнти надміру повітря α і залишкових газів γ , маси заряду і швидкості його впуску в циліндр, температура стінок циліндра і камери згоряння.

Розглянемо детально вплив коефіцієнта залишкових газів на процес згоряння і особливо на його першу фазу. В деяких роботах [77-78] висловлене припущення про позитивний вплив залишкових газів, як ініціатора на початковій фазі згоряння багатих сумішей.

Із збільшенням дроселювання тривалість початкової фази згоряння змінюється не однозначно по частоті обертання вала, що пояснюється авторами різним впливом турбулентного обміну і γ на тривалість початкової фази при різних частотах обертання вала. Разом з тим, багато робіт свідчить про скорочення початкового періоду із збільшенням частоти обертання колінчастого вала (рис. 2.2) [79-80].

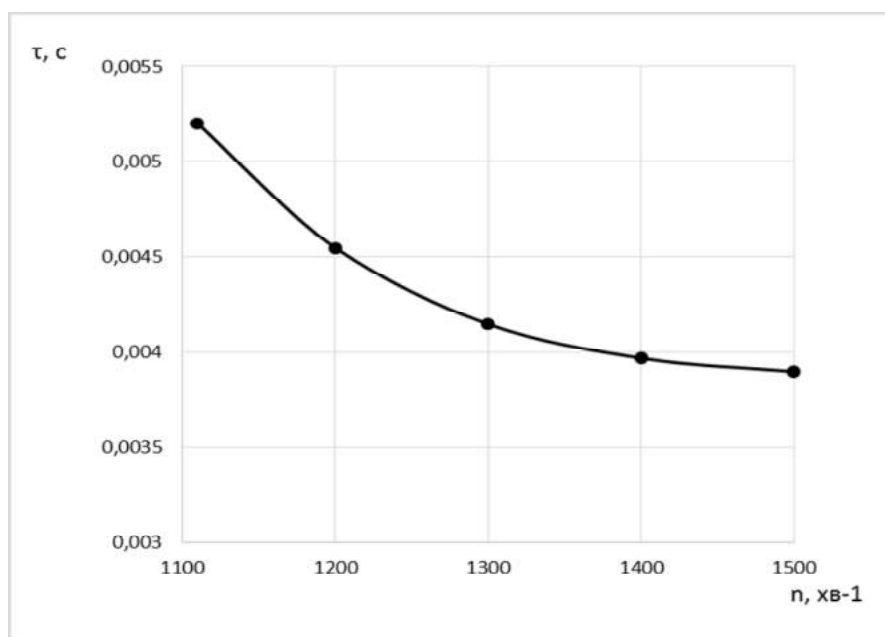


Рисунок 2.2 - Залежність тривалості згоряння від частоти обертання колінчастого вала

З іншого боку коефіцієнт γ при повному наповненні із збільшенням частоти обертання зростає (рис. 2.3) [74].

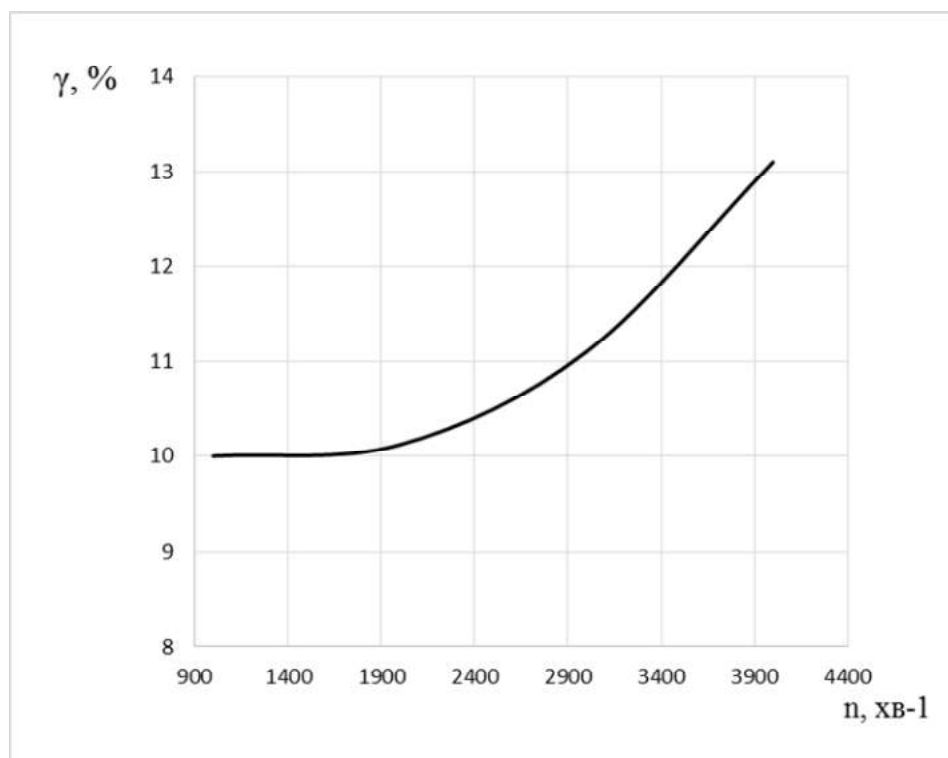


Рисунок 2.3 - Залежність коефіцієнта γ від частоти обертання колінчастого вала

Збільшення вмісту залишкових газів в суміші на 5 – 10%, за рахунок збільшення опору на впуску, значно погіршило робочий процес і скоротило межі стійкої роботи двигуна [75].

Дослідження, проведені на двигуні [81] і в бомбі [82] при різному складі суміші, показали, що тривалість початкового періоду процесу згоряння мінімальна при $\alpha = 0,8$. При відхиленні коефіцієнта надміру повітря і в бік збіднення і в бік збагачення суміші тривалість початкової фази зростає.

За роботи двигунів з іскровим запалюванням в режимах малих навантажень і холостого ходу збільшується кількість циклів з пропусками запалювання. В роботі [83] наведено результати статистичної обробки індикаторних діаграм роботи двигуна в режимі малих навантажень з дроселюванням заслінкою карбюратора і використанням індивідуальних заслінок. Дослідження показали, що при дроселюванні заслінкою карбюратора на долю циклів з пропусками процесу згоряння припадає близько 18 % із даного ряду послідовних циклів, в той час як при дроселюванні індивідуальними заслінками відсоток пропусків складає близько 3 %. Дане явище можна пояснити збільшенням коефіцієнта наповнення двигуна і турбулізації заряду внаслідок використання індивідуальних заслінок, що призводить до покращення умов запалювання і процесу згоряння.

Багатофакторними дослідженнями на одноциліндровій установці виявлено, що на затримку запалювання в першу чергу впливають такі параметри: коефіцієнт залишкових газів γ , коефіцієнт надміру повітря α і кут випередження запалювання θ [84]

Дослідження рециркуляції відпрацьованих газів показують, що із збільшенням ступеня рециркуляції зростає тривалість першої і другої фаз згоряння (рис. 2.4) [85].

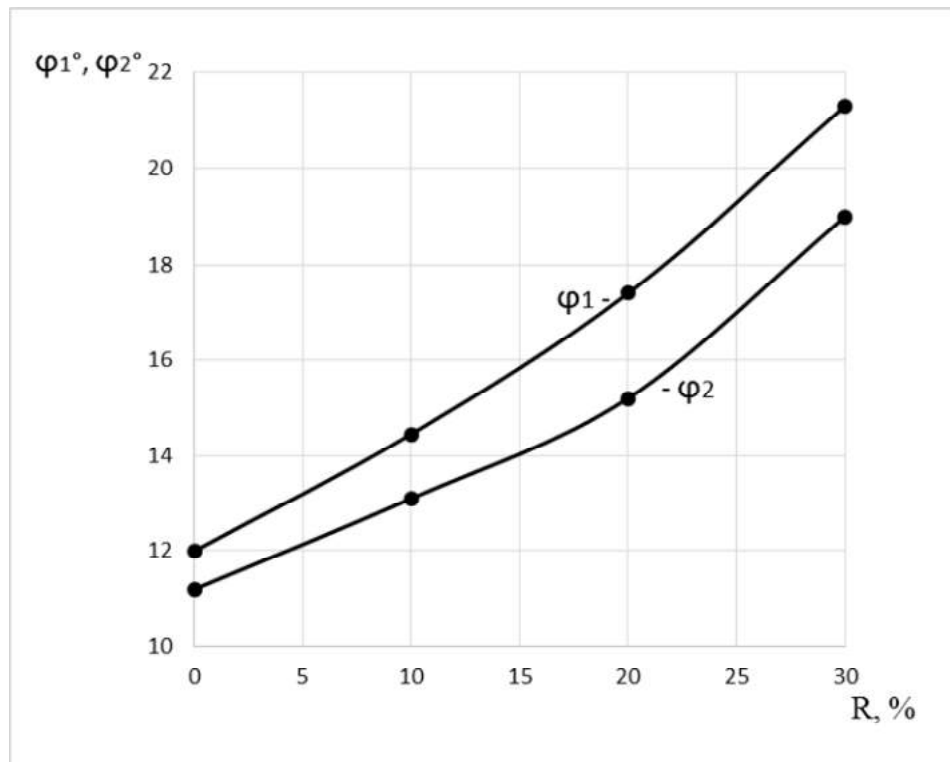


Рисунок 2.4 - Зміна показників процесу згоряння двигуна в залежності від рециркуляції.

φ_1 і φ_2 – тривалість початкової і основної фаз згоряння.

Узагальнюючи результати досліджень тривалості початкової фази згоряння можна стверджувати, що по мірі дроселювання вона зростає і головною причиною такого зростання є коефіцієнт залишкових газів. Великий вплив на тривалість початкової фази здійснює коефіцієнт α , який по мірі дроселювання має бути зменшений через зростання початкової фази.

В роботі [86] досить детально описані особливості всіх процесів двигуна з іскровим запалюванням в режимах малих навантажень і холостого ходу. Розглянемо детально процес впуску і його особливості за роботи в режимах малих навантажень і холостого ходу. На початку впуску впускний клапан відкривається з деяким випередженням до приходу поршня в ВМТ. Це дозволяє при великих навантаженнях до початку ходу поршня вниз, тобто до початку періоду основної фази впуску, підготувати прохідне січення впускного клапана. Випускний клапан в цей момент відкритий і відбувається фаза запізнення випуску. Інерційний момент, що створюється потоком відпрацьованих газів у випускному каналі, не

дозволяє відпрацьованим газам при повних навантаженнях поступати у впускну систему і в цей період навіть можливе потрапляння невеликої кількості свіжої суміші в випускную систему. В режимах малих навантажень і холостого ходу, коли у впускному трубопроводі тиск значно нижче атмосферного і інерційний момент відпрацьованих газів знижується через зменшення їх маси, можливе зворотне перетікання відпрацьованих газів у впускную систему.

На ділянці від ВМТ до НМТ відбувається основний впуск свіжого заряду суміші. Наступною фазою є запізнення впуску. Цю фазу визначає період запізнення закриття впускного клапана. Основним її завданням є збільшення маси заряду циліндра в режимах повних навантажень по зовнішній швидкісній характеристиці, тобто підвищення коефіцієнта наповнення двигуна, шляхом потрапляння в нього додаткової суміші за рахунок інерційних сил у впускному каналі.

У цій фазі газообміну двигуна в режимах максимальних навантажень по зовнішній швидкісній характеристиці, коли дросельна заслінка відкрита повністю і двигун працює при максимальній частоті обертання колінчастого вала, незважаючи на те, що поршень вже рухається вгору, за рахунок інерційного напору у впускному каналі продовжується надходження свіжої суміші в циліндр.

В режимах малих навантажень і холостого ходу характер руху потоків змінюється. Тиск і густина суміші у впускному трубопроводі низькі і інерційний наддув відсутній. Тому поршень в цій фазі виштовхує частину робочого заряду циліндра назад у впускную систему. Тобто спостерігається зворотне перетікання газів.

Загальна маса робочого заряду суміші в циліндрі складається з маси, що визначається положенням поршня в нижній мертвій точці, тобто маси свіжого заряду суміші, що поступив в період основного впуску і залишкових газів, яка збільшується на долю маси газів, що поступають в циліндри в результаті «дозарядки» або зменшується на долю маси заряду в результаті «зворотного перетікання» в період запізнення закриття впускного клапана і маси залишкових газів.

Маса залишкових газів в циліндрі після закриття впускного клапана буде включати масу продуктів згоряння від попереднього робочого циклу і визначається геометричними розмірами камери згоряння при положенні поршня в ВМТ.

Маса залишкових газів буде збільшуватись в режимах малих навантажень за рахунок газів, що поступили у впускний трубопровід і циліндр із випускного трубопроводу в період перекриття клапанів або зменшується за рахунок прямої продувки циліндрів у цей період в режимах середніх і повних навантажень.

Таким чином, запізнення закриття впускного клапана збільшує коефіцієнт наповнення, а значить і показники потужності двигуна при повному навантаженні за рахунок «дозарядки» циліндрів. В той же час зменшується період стискання, тобто дійсний ступінь стиску ϵ . Останній фактор разом з підвищенням коефіцієнта залишкових газів γ знижує ефективний ККД двигуна.

Далі розглянемо процеси згоряння і розширення, а також їх особливості в режимах малих навантажень і холостого ходу. В цих режимах процес згоряння проходить нестабільно з низькими швидкостями, недогоранням палива або із затягуванням процесу горіння на такті розширення до відкриття випускного клапана. Це призводить до більших втрат тепла через стінки циліндра і камери згоряння. При цьому в режимі холостого ходу частина незгорілої суміші потрапляє у випускну систему і може догорати в нейтралізаторі, що різко підвищує його температуру і може його пошкодити.

Режими активного та примусового холостого ходу характеризуються значним збільшенням тривалості періоду згоряння. Цей період, як правило, закінчується на такті розширення, при чому кут повороту колінчастого вала, що відповідає цьому періоду, збільшується при зростанні числа обертів примусового холостого ходу і при частоті обертання понад 1200 хв^{-1} період активного тепловиділення може не початись взагалі.

Збільшення періоду згоряння пояснюється зниженням швидкості окисних реакцій і енергії розряду свічки запалювання в цих режимах. Із теорії горіння

відомо, що швидкість хімічної реакції залежить від температури, тиску, кількості інертних компонентів, турбулентності суміші і енергії іскрового розряду.

В режимі холостого ходу тривалість згоряння тим більша чим вище розрідження у впускному трубопроводі і при деяких його значеннях період видимого згоряння відсутній. Однак це не означає, що процес згоряння припиняється повністю. По даним відеореєстрацій розвитку фронту полум'я горіння може не розповсюджуватись по всій камері згоряння, а охоплювати тільки суміш в зоні свічки, або фронт полум'я може розповсюджуватись з такими низькими швидкостями, що горіння закінчується за випускним клапаном. Дані хімічного аналізу показують наявність продуктів повного і неповного згоряння в випускній системі в режимах, де період видимого згоряння не відмічався по даним осцилограм [87].

2.2 Фізико-хімічні властивості та особливості отримання водневмісного газу

Одним із заходів, спрямованих на покращення паливної економічності і зниження токсичності автомобільних двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу, є використання в якості добавки водневмісного газу, який отримують шляхом електролізу води. Цей газ складається з молекул і атомів водню і кисню (H_2/O_2). Але існують і деякі суперечливі теорії щодо продуктів електролізу води. Наприклад, в [88] зазначається, що при використанні спеціальної конструкції електролізера в результаті електролізу води утворюється газ ННО, що складається не з молекулярного, а з атомарного водню і кисню. При цьому між атомами водню існує гіпотетичний “магнекулярний” зв’язок, а не ковалентний. В результаті такої структури даному газу приписують відмінні властивості, ніж у газі, що складається з 2 молекул водню і 1 молекули кисню. Зокрема, максимальна температура згоряння ННО досягає 9000 °С.

В даному дослідженні використаний електролізер стандартної конструкції, а тому продуктами електролізу є водень H_2 і кисень O_2 .

Основні фізико-хімічні властивості продуктів електролізу води – водню і кисню наведені в табл. 2.1 [89].

Таблиця 2.1. - Основні фізико-хімічні властивості продуктів електролізу води

Властивості	Водень (H ₂)	Кисень (O ₂)
Молекулярна маса	2,016	31,999
Мольний об'єм (при 0 °С і 760 мм рт. ст.), л	22,43	22,39
Температура, °С		
кипіння	-252,8	-182,97
плавлення	-259,2	-218,8
Густина (при нормальних умовах), кг/м ³	0,0099	1,429
Питома газова стала, Дж/(кг · град)	4135,36	260,28
Теплота, кДж/кг		
плавлення	58,66	13,83
пароутворення (при 1 атм)	454,62	215,78
Об'єм рідини, що утворюється із 1 м ³ газу (при 15 °С і 1 атм), л	1,166	1,150
Питома теплоємність (при 0 °С і 760 мм рт. ст.), кДж/(кг · град)		
c _p	14,28	0,913
c _v	10,14	0,654
c _p / c _v	1,407	1,4
Теплопровідність, кДж/(м · год · град)	0,587	0,860

Водень при згорянні в повітрі або в чистому кисні згоряє з утворенням води. При співвідношенні H₂ : O₂ = 2 : 1 утворюється гримуча суміш, що вибухає при пропусканні електричної іскри чи підпалюванні. В присутності каталізаторів (платина, нікель, залізо і т. д.) воднево-киснева суміш вибухає при незначному нагріванні. Поступове підвищення тиску газів до 150 атм не викликає вибуху. Суміші водню з киснем і повітрям вибухонебезпечні в широкому інтервалі концентрацій H₂ (табл. 2.2)

Таблиця 2.2. - Характеристики суміші водню з киснем і повітрям

Суміші водню	Межі вибуховості, % H ₂		Температура самозапалювання, °C	Максимальна швидкість поширення полум'я, см/с
	нижня	верхня		
З киснем	4,5	95	450	890
З повітрям	4,1	74,2	510	260

В табл. 2.3. наведено максимальні температури полум'я, які досягають в процесі згоряння водню в повітрі і кисні.

Таблиця 2.3. - Максимальні температури полум'я при згоранні водню в повітрі і кисні

Суміші водню	Вміст H ₂ , %	t _{max} , °C
З повітрям	31,6	2045
З киснем	73,0	2525
	78,0	2660
	82,0	2425

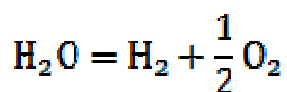
Швидкість поширення вибухової хвилі в гримучій суміші (2H₂ + O₂), за експериментальними даними становить 2821 м/с, за даними розрахунків досягає 2864 м/с [89].

Згоряння водню з киснем може відбуватись з утворенням води в рідкій і паровій фазі. Теплота згоряння при цьому відрізняється для цих обох випадків (табл. 2.4).

Таблиця 2.4. - Теплота згорання водню з киснем

Теплота згорання при 0 °C	З утворенням рідини	З утворенням пари
кДж/кмоль H ₂	287098	242350
кДж/кг H ₂	142418	119960

Процес електролізу води з отриманням водню і кисню описується наступним сумарним рівнянням:



Оскільки чиста вода має дуже низьку електропровідність, тому при електролізі застосовують водні розчини електролітів – кислот, лугів або солей.

Основними критеріями при виборі електролітів для електролізу води є доступність, дешевизна, мала агресивність, а також висока електропровідність, що дозволяє знизити втрати напруги на подолання омичного опору електроліту в комірці електролізера, і такий іонний склад, щоб на катоді могли протікати тільки процеси з утворенням газоподібного водню, а на аноді – з утворенням кисню. Для цього в електроліті не повинні бути іони, які можуть виділятися на електродах з утворенням інших продуктів електролізу. Найбільшого поширення в промисловості і техніці для проведення електролізу води набули лужні електроліти – гідроксид калію і гідроксид натрію.

Важливе значення при здійсненні електролізу з мінімальними енергетичними витратами має конструкція електродів, яка повинна відповідати таким вимогам:

- матеріал електродів повинен бути дешевим, доступним, зручним для обробки і надання необхідної форми, мати невисоку перенапругу виділення водню на катоді і кисню на аноді, мати корозійну стійкість в умовах процесу електролізу;
- конструкція електродів повинна забезпечувати можливість створення максимально розвиненої робочої поверхні для зниження щільності струму на робочій поверхні електрода;
- робочі поверхні електродів мають, по можливості, максимально наближені для зменшення втрат напруги на подолання омичного опору електроліту.

При використанні лужних електролітів катоди електролізерів найчастіше виготовляють із звичайної вуглецевої сталі. Кращу корозійну стійкість мають

електроди виготовлені із нікельованої сталі. Для аноду можна використовувати також нікельовану сталь або титан [89].

Використання водневмісного газу як моторного палива для покращення показників автомобільних двигунів має такі переваги над використанням чистого водню: для його згоряння не потрібен додатковий кисень, оскільки він уже міститься в газі в стехіометричній пропорції, швидкість згоряння водню з киснем вища, ніж при згорянні з повітрям, конструкція електролізерів для отримання H_2/O_2 простіша через незастосування мембран для розділення газів.

У даному дослідженні для проведення електролізу був використаний 10 % розчин гідроксиду калію. У результаті електролізу було отримано газ, $2/3$ об'єму якого становить водень і $1/3$ кисень. Враховуючи атомні маси елементів визначені їх масові частки, які становлять 0,111 водню і 0,889 кисню.

2.3 Вплив добавки водневмісного газу до повітряного заряду на показники сумішоутворення бензинового двигуна

Для того щоб визначити вплив добавки водневмісного газу на робочий процес бензинового двигуна необхідно встановити вплив добавки H_2/O_2 на процес сумішоутворення. Так як немає результатів досліджень як необхідно розглядати H_2/O_2 – як кисневмісну добавку до бензину чи як добавку, що складається з двох елементів: водню, як добавку до палива, і кисню, як добавку до повітря, що впливає на склад повітря, розрахуємо вплив добавки водневмісного газу на коефіцієнт надміру повітря α при цих двох підходах [90].

Якщо розглядати отриманий газ, як паливо, то така суміш буде мати склад, що відрізняється від бензину величиною часток C і H а також до складу суміші буде входити кисень. При добавці газу маса суміші бензину і H_2/O_2 буде становити:

$$G_{\text{сум}} = G_{\text{п}} + G_{H_2/O_2}, \quad (2.1)$$

де: $G_{\text{п}}$ – годинна витрата палива, кг/год;

$G_{\text{H}_2/\text{O}_2}$ – годинна витрата газу H_2/O_2 , кг/год.

Маса водню в суміші становитиме:

$$G_{\text{Hсум}} = 0,145 \cdot G_{\text{п}} + 0,111 \cdot G_{\text{H}_2/\text{O}_2} \quad (2.2)$$

де 0,145 і 0,111 – масові частки водню в бензині і водневмісному газі.

Коефіцієнт надміру повітря розраховують за формулою:

$$\alpha = \frac{G_{\text{пов}}}{G_{\text{п}} \cdot l_0} \quad (2.3)$$

де: $G_{\text{пов}}$ – годинна витрата повітря, кг/год;

l_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива.

Оскільки склад суміші бензину з водневмісним газом буде відрізнятись від складу чистого бензину, то і теоретично необхідна кількість повітря буде іншою.

$$l'_0 = \frac{\frac{8}{3} C' + 8 H' - O}{0,23} \quad (2.4)$$

де: C' , H' і O – масові частки вуглецю, водню і кисню і суміші.

$$\begin{aligned} C' &= \frac{G_{\text{с}}}{G_{\text{сум}}} \\ H' &= \frac{G_{\text{Hсум}}}{G_{\text{сум}}} \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$O' = \frac{G_O}{G_{\text{сум}}}$$

де: G_C – годинна витрата вуглецю з бензином,

G_O – годинна витрата кисню з H_2/O_2 ,

$$\begin{aligned} G_C &= 0,855 \cdot G_{\Pi} \\ G_O &= 0,889 \cdot G_{H_2/O_2} \end{aligned} \quad (2.6)$$

де: 0,855 і 0,889 – масові частки вуглецю в бензині і кисню в H_2/O_2

Так як водневмісний газ подається у впускний трубопровід до повітряного заряду, то частина повітря, що поступає в двигун буде заміщена газом і зменшиться на величину його об'єму.

$$Q'_{\text{пов}} = Q_{\text{пов}} - Q_{H_2/O_2} \quad (2.7)$$

де: $Q'_{\text{пов}}$ – об'ємна витрата повітря за роботи з газом, $\text{м}^3/\text{год}$;

$Q_{\text{пов}}$ – об'ємна витрата повітря, $\text{м}^3/\text{год}$;

Q_{H_2/O_2} – об'ємна витрата водневмісного газу, $\text{м}^3/\text{год}$.

Годинна витрата повітря після додавання газу буде становити:

$$G'_{\text{пов}} = Q'_{\text{пов}} \cdot \rho_{\text{пов}} \quad (2.8)$$

де: $\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$

Після внесених змін формула для розрахунку коефіцієнта надміру повітря після добавки водневмісного газу до бензину буде мати вигляд:

$$\alpha' = \frac{G'_{\text{пов}}}{G_{\text{сум}} \cdot l'_0} \quad (2.9)$$

Для прикладу розраховано вплив добавок водневмісного газу на показники сумішоутворення для 1 кг бензину при нормальних умовах і складі бензоповітряної суміші з коефіцієнтом надміру повітря $\alpha = 1$. Величину добавки змінювали від 1 до 5 % від маси бензину (рис. 2.5).

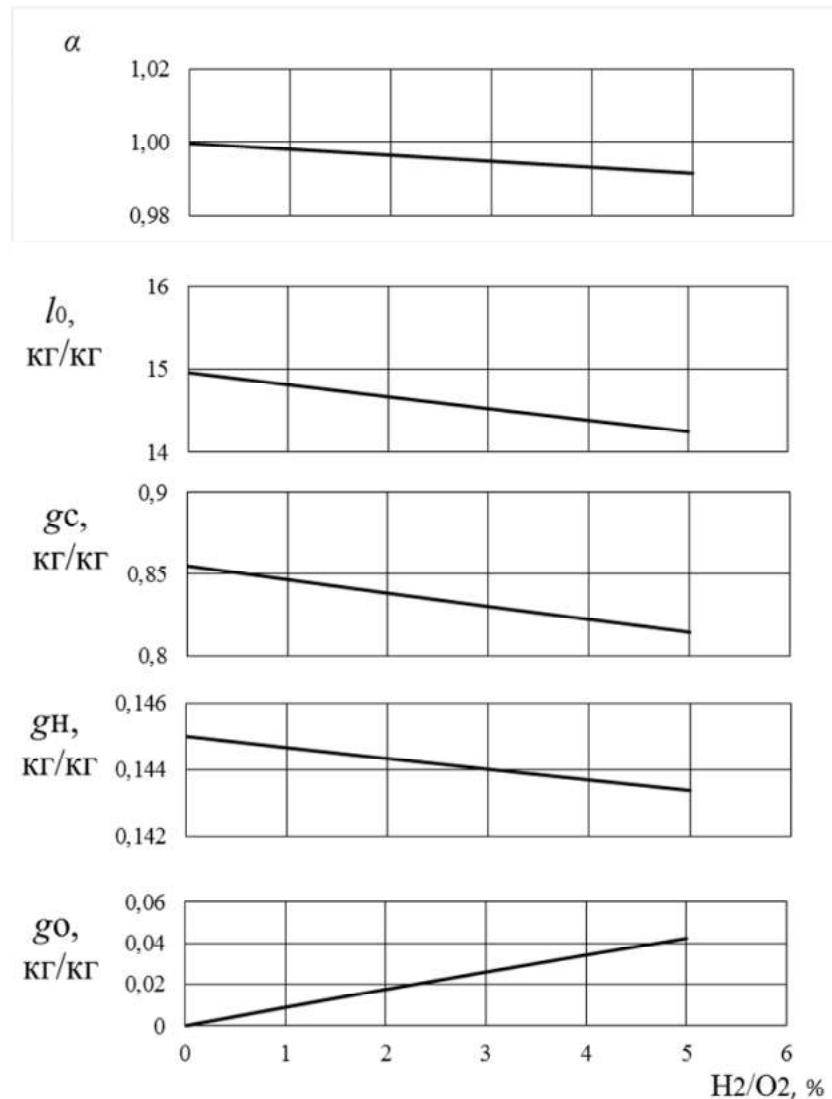


Рисунок 2.5 - Зміна показників сумішеутворення бензинового двигуна за добавки водневмісного газу (перший підхід)

Як видно з рисунку, якщо розглядати водневмісний газ як кисневмісну добавку до палива, то відбудуться наступні зміни показників сумішеутворення:

теоретично необхідна кількість повітря для згоряння палива зменшиться, так як з'явиться додатковий кисень, масові частки вуглецю і водню зменшаться, оскільки загальна маса суміші зросте, маса вуглецю залишиться без змін, а маса водню збільшиться незначно. Отримана суміш буде містити кисень, який складає 88,9 % маси водневмісного газу.

Коефіцієнт надміру повітря зменшиться, що свідчить про збагачення паливоповітряної суміші.

Такий вплив можна пояснити тим, що водневмісний газ замістить частину повітря в більшій пропорції, ніж зросте маса палива.

Важливим показником який характеризує процес згоряння вуглеводневих палив є відношення водень-вуглець Н/С. В табл. 2.5 указані значення молекулярного відношення Н/С для основних моторних палив [91].

Таблиця 2.5 - Значення відношення водень-вуглець для моторних палив

Паливо	Хімічна формула	Відношення Н/С
Метан	CH_4	4,0
Пропан	C_3H_8	2,7
Бутан	C_4H_{10}	2,5
Бензин	C_nH_m	2,0
Гас	C_nH_m	1,9
Дизельне паливо	C_nH_m	1,8
Мазут	C_nH_m	1,7
Спирт	$\text{C}_n\text{H}_m\text{O}$	2,0

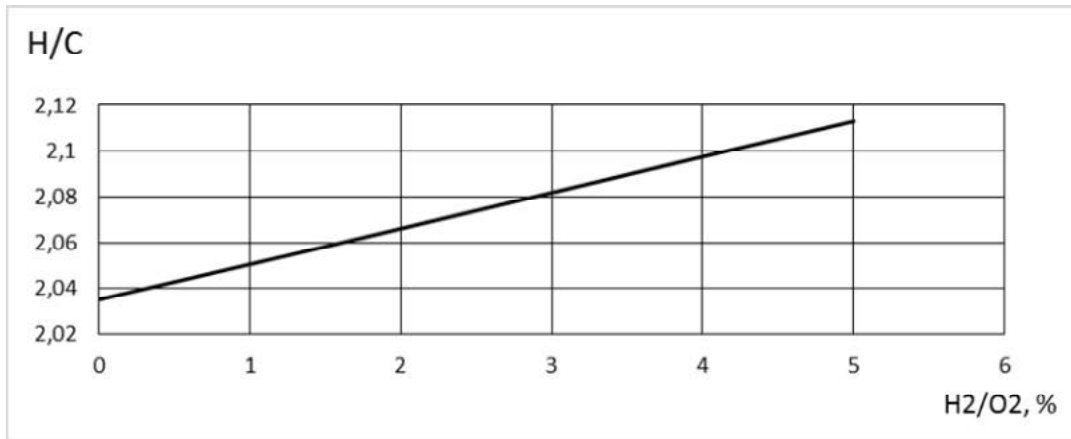


Рисунок 2.6 - Вплив добавки водневмісного газу на відношення Н/С суміші бензину з Н₂/О₂

Як видно з рис. 2.6 по мірі додавання водневмісного газу відношення Н/С зростає, що свідчить про позитивний вплив на процес згоряння отриманої суміші.

Розглянемо підхід при якому водневмісний газ вважається як добавка водню до бензину і добавка кисню до повітря.

Маса суміші бензину і водню буде дорівнювати:

$$G_{\text{сум}} = G_{\text{п}} + 0,111 G_{\text{Н2/О2}} \quad (2.10)$$

При цьому загальна маса водню в суміші буде такою ж як і при першому підході, але масова частка буде відрізнятись.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива буде визначатись за формулою:

$$l'_0 = \frac{\frac{8}{3} C' + 8 H'}{0,23} \quad (2.11)$$

Кисень в даному випадку враховуватись не буде, оскільки він додається до повітря.

Об'ємна витрата повітря буде такою ж як і в першому випадку, але маса

збільшиться на величину добавки кисню:

$$G''_{\text{пов}} = G'_{\text{пов}} + G_{\text{O}} \quad (2.12)$$

Масова частка кисню в суміші повітря з киснем буде визначатись за формулою:

$$O = \frac{(G_{\text{O}} + G_{\text{O з пов}})}{G''_{\text{пов}}} \quad (2.13)$$

де: $G_{\text{O з пов}}$ – годинна витрата кисню з повітрям

$$G_{\text{O з пов}} = 0,23 \cdot G'_{\text{пов}} \quad (2.14)$$

де: 0,23 – масова частка кисню в чистому повітрі.

На рис. 2.7 зображено зміну показників сумішеутворення бензинового двигуна за роботи з добавкою водневмісного газу, який розглядається як добавка водню до бензину і кисню до повітря.

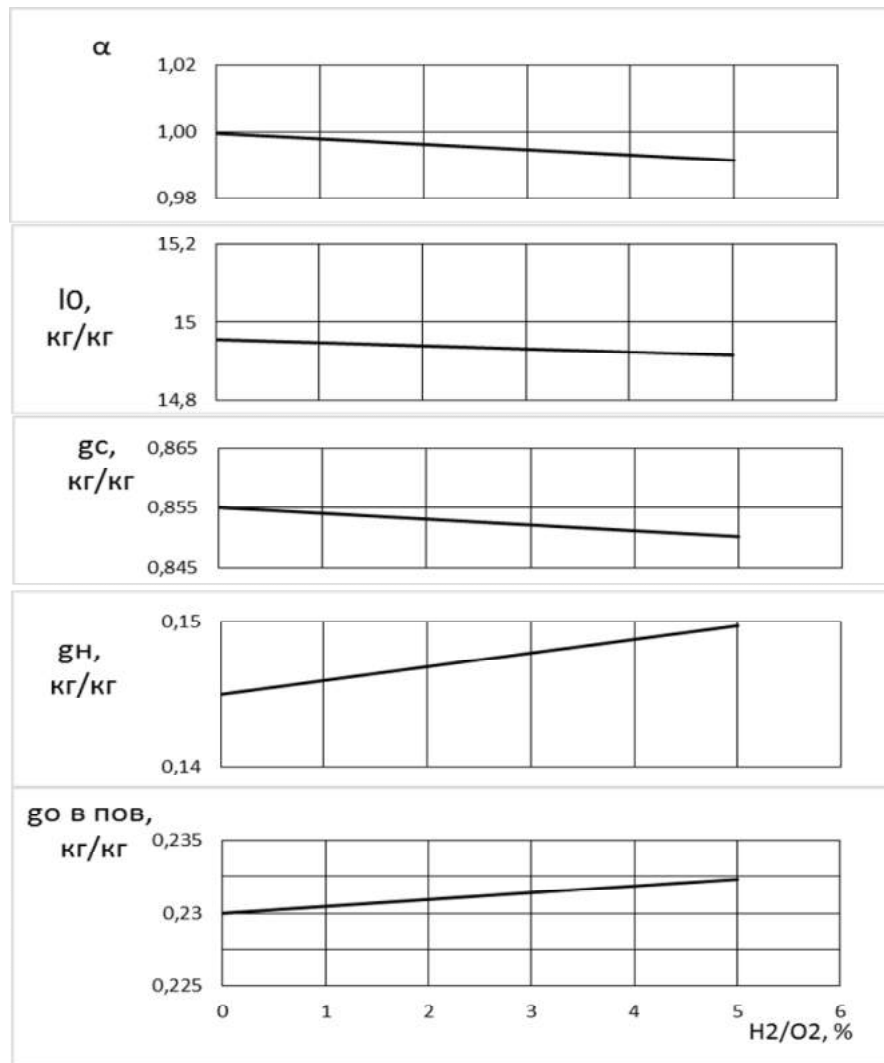


Рисунок 2.7 - Зміна показників сумішеутворення бензинового двигуна за добавки водневмісного газу (другий підхід)

Розглядаючи газ H_2/O_2 як добавку водню до бензину і кисню до повітря можна побачити, що коефіцієнт надміру повітря дещо зменшиться на таку ж саму величину, як і при першому підході. Теоретично необхідна кількість повітря зменшиться, але на меншу величину, ніж при розгляді газу як кисневмісної добавки до бензину. Масова частка водню в паливі збільшиться, а частка вуглецю зменшиться. Тим не менш співвідношення Н/С буде змінюватись так як і при першому підході до розрахунку. В результаті добавки кисню до повітря, масова частка кисню в повітрі зростає.

Для дослідження особливостей робочого процесу бензинового двигуна за роботи з добавкою водневмісного газу, необхідно визначити нижчу теплоту

згоряння утвореної суміші. В 1 кг газу H_2/O_2 міститься 0,111 кг водню і 0,889 кг кисню. В згорянні приймає участь лише водень. При згорянні 1 кг водню виділяється 120,9 МДж теплоти. Нижча теплота згоряння бензину 44 МДж/кг.

Проведемо розрахунок теплоти згоряння при добавці x відсотків H_2/O_2 по масі до 1 кг бензину

Нижча теплота згоряння 1 кг суміші бензину і водневмісного газу буде дорівнювати:

$$H_{u\text{ сум}} = H_{u\text{ б}} \cdot g_{\text{б}} + H_{u\text{ H}_2/\text{O}_2} \cdot g_{\text{H}_2/\text{O}_2} \quad (2.15)$$

де $H_{u\text{ б}}$ і $H_{u\text{ H}_2/\text{O}_2}$ – нижча теплота згоряння бензину і водневмісного газу;

$g_{\text{б}}$, $g_{\text{H}_2/\text{O}_2}$ – масові частки бензину і водневмісного газу в суміші.

$$H_{u\text{ H}_2/\text{O}_2} = H_{u\text{ H}_2} \cdot 0.111 \quad (2.16)$$

де $H_{u\text{ H}_2}$ – нижча теплота згоряння 1 кг водню.

Розрахуємо нижчу теплоту згоряння суміші бензину з воднем при добавці водневмісного газу від 0 до 5 % до 1 кг бензину. Розрахунок проведено для нормальних умов (рис. 2.8).

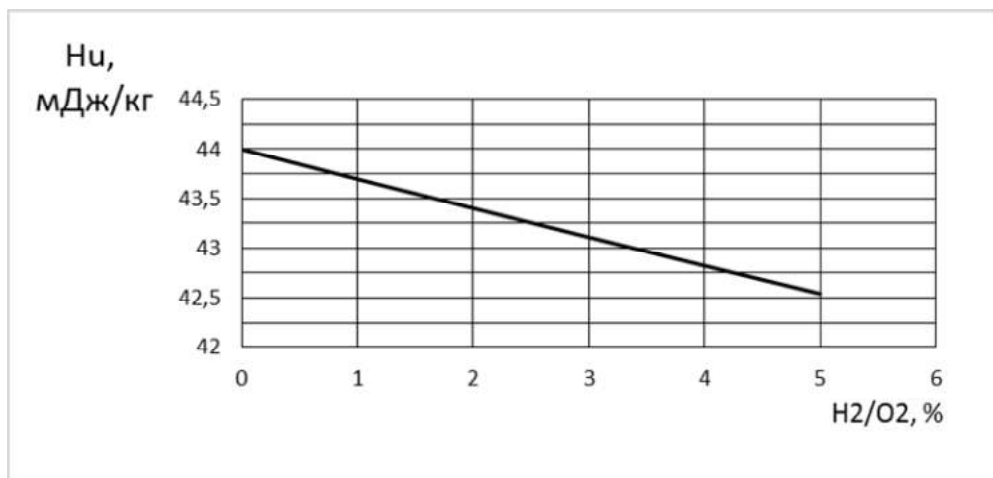


Рисунок 2.8 - Зміна нижчої теплоти згоряння суміші бензину з воднем в залежності від величини добавки газу H_2/O_2

Як видно з рисунку добавка водневмісного газу призводить до зниження нижчої теплоти згоряння суміші.

2.4 Висновки до розділу 2

1. В результаті аналізу досліджень особливостей робочого процесу двигунів з іскровим запалюванням в режимах малих навантажень і холостого ходу, встановлено, що за роботи двигунів в цих режимах погіршується протікання робочого процесу. Основними причинами цього є зростання механічних опорів через дроселювання, збільшення відносної кількості залишкових газів, підвищена втрата теплоти в охолоджуючу рідину і оливу. Внаслідок збільшення відносного коефіцієнта залишкових газів погіршуються процеси сумішоутворення і згоряння. Погіршуються умови запалювання і збільшується тривалість усіх фаз згоряння. Як наслідок за роботи в режимах малих навантажень і холостого ходу зростає витрата палива і збільшуються викиди продуктів неповного згоряння.

2. Аналіз фізико-хімічних властивостей водневмісного газу, отриманого електролізом водних розчинів лугів показав, що його основними компонентами є водень і кисень. Масова частка водню становить 0,111, а частка кисню 0,889. Продуктом згоряння даного газу є вода. Швидкість згоряння цього газу значно вища за швидкість згоряння бензину, що дозволяє використовувати його для інтенсифікації процесу згоряння в двигунах з іскровим запалюванням.

3. Визначено вплив добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші бензинового двигуна. Розглянуто два підходи до врахування добавки водневмісного газу в паливоповітряній суміші: як добавку водню і кисню до бензину і як добавку водню до бензину і кисню до повітря. Встановлено, що добавка газу H_2/O_2 в обох випадках приводить до зменшення теоретично необхідної кількості повітря для згоряння 1 кг палива і збагачення суміші.

4. Встановлено, що добавка водневмісного газу до повітряного заряду двигуна з іскровим запалюванням приводить до підвищення відношення водень-вуглець H/C в паливі, що позитивно впливає на процес згоряння.

5. Визначено, що добавка водневмісного газу до повітряного заряду двигуна приводить до зниження нижчої теплоти згоряння паливної суміші.

РОЗДІЛ 3

УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОБАВКИ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ НА ПРОЦЕС ЗГОРЯННЯ ТА НА ПОКАЗНИКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ І ТОКСИЧНОСТІ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

3.1 Вибір математичної моделі процесу згоряння

Одним із основних процесів, що визначає ефективність робочого процесу двигуна є процес згоряння. Так як експериментально процес згоряння дослідити досить складно, широко використовують математичне моделювання. В залежності від того, як розглядати об'єм циліндра, і які рівняння є базовими, існуючі математичні моделі, що описують процес згоряння, можна умовно поділити на чотири групи [92]:

- однозонні моделі;
- двозонні моделі;
- багатозонні моделі;
- моделі турбулентного згоряння.

В дво- і багатозонних моделях використовується, так званий, реакторний підхід. Об'єм, що моделюється, розділяють на гомогенні зони (реактори) з однорідним розподіленням параметрів. Одиничний реактор являє собою реагуючу систему змінного об'єму, яка може обмінюватися теплом і масою з навколишнім середовищем, має змінні за часом параметри стану і може рухатися.

В основу однозонної моделі покладені наступні положення:

- термодинамічні параметри і склад робочого тіла в будь-який момент часу однаковий по всьому об'єму циліндра;
- елементарна частина паливоповітряної суміші згоряє і повністю перемішується з частиною заряду, що залишилася миттєво.

Базовими рівняннями моделей є:

- рівняння матеріального балансу:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{\text{ex}}}{d\varphi} - \frac{dm_{\text{vux}}}{d\varphi} \quad (3.1)$$

- рівняння збереження енергії:

$$\frac{d(m, u)}{d\varphi} = h_{\text{ex}} \cdot \frac{dm_{\text{ex}}}{d\varphi} - h_{\text{vux}} \cdot \frac{dm_{\text{vux}}}{d\varphi} + p \cdot \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} \quad (3.2)$$

- рівняння стану ідеального газу:

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{mR}{V} \cdot \frac{dT}{d\varphi} + \frac{mT}{V} \cdot \frac{dR}{d\varphi} + \frac{RT}{V} \cdot \frac{dm}{d\varphi} - \frac{P}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi} \quad (3.3)$$

- рівняння першого закону термодинаміки для закритих систем:

$$d(m, c_v, T) = dQ_w + dQ_x - pdV \quad (3.4)$$

де m , m_{ex} , m_{vux} – загальна маса робочого тіла і його маси, що підводяться і відводяться через впускний і випускний клапани;

u – внутрішня енергія робочого тіла;

h_{ex} , h_{vux} – питомі ентальпії потоків робочого тіла при вході в циліндр і при виході з нього відповідно;

R , T , p , V , c_v – газова стала, температура, тиск, об'єм та ізохорна теплоємність робочого тіла;

Q_w , dQ_w – теплота і зміна теплоти переданої стінкам камери згоряння;

Q_x , dQ_x – теплота і зміна теплоти, що виділилась при згорянні палива;

$p dV$ – механічна робота зміни об'єму.

Використовуючи вказані вище рівняння можна вирішити дві різні задачі розрахунку робочого процесу [93]:

1. Визначити зміну тиску в циліндрі двигуна. Для цього необхідно задати закон тепловиділення dQ_x і закон теплообміну dQ_w , щоб знайти кількість теплоти, яка передана робочому тілу і використовується для підвищення внутрішньої енергії. Цю задачу називають прямою задачею розрахунку робочого процесу.

2. Визначити закон тепловиділення, задаючи при цьому закон зміни тиску, отриманий експериментальним або розрахунковим шляхом. На відміну від першої, дану задачу називають оберненою задачею розрахунку робочого процесу.

Зміна теплоти, що виділяється при згорянні dQ_x , як правило, представлена швидкістю видимого тепловиділення. Існує велика кількість залежностей, що апроксимують реальні характеристики тепловиділення. В основу більшості залежностей покладені окремі випадки загального закону для щільності ймовірності неперервної випадкової величини:

$$\frac{dX}{d\varphi} = \sum_{i=1}^m \left(\frac{A_i}{\varphi_i^{n_i}} \cdot \varphi^{n_i-1} \cdot \exp \left[B_i \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_i} \right)^{n_i} \right] \right), \quad (3.5)$$

де n_i , φ_i – деякі додатні величини, індивідуальні для кожного конкретного закону;

A_i , B_i – коефіцієнти, що визначаються при $X_{max}=1$.

Такий підхід до розрахунку характеристики тепловиділення був запропонований проф. К. Нейманом [94]:

$$x = \left(3 - 2 \cdot \frac{t}{t_z} \right) \cdot \left(\frac{t}{t_z} \right)^2, \quad (3.6)$$

де x – доля палива, що вигоріло до моменту часу t ;

t_z – тривалість згоряння, с;

t – поточний час, с.

Із загального закону були отримані і інші широко відомі залежності, що дозволяють розрахувати характеристику тепловиділення [95, 96].

Одним із недоліків однозонних моделей є те що вони не дозволяють точно визначити склад і кількість токсичних компонентів відпрацьованих газів, так як в них використовуються середні по циліндру термодинамічні параметри. Всі методики оцінки токсичності за даними однозонних моделей є чисто емпіричними [92].

Двостонні моделі найчастіше використовуються при розрахунках процесів згоряння в двигунах з іскровим запалюванням [93, 97, 98]

Основними допущеннями двостонних моделей є:

- об'єм, який займає робоче тіло, розділений безкінечно тонким фронтом полум'я на дві зони: зону незгорілої робочої суміші і зону продуктів згоряння;
- в будь-який момент часу кожна зона є гомогенною, склад продуктів згоряння приймається рівноважним;
- припускається, що швидкість згоряння значно менша за швидкість звуку, тому тиск в зонах вважається однаковим, а температура зон відрізняється.

Базовими рівняннями, як і в однозонних моделях, є рівняння першого закону термодинаміки, але в них додатково враховується зміна маси робочого тіла в зонах:

$$\begin{cases} d(m_1, c_{v_1}, T_1) = i_1 dm_1 - dQ_{w_1} - p dV_1 \\ d(m_2, c_{v_2}, T_2) = i_2 dm_2 + dQ_{x_2} - dQ_{w_2} - p dV_2 \end{cases} \quad (3.7)$$

Індекси 1 і 2 позначають зону незгорілої робочої суміші і зону продуктів згоряння.

Для розрахунку теплоти, що виділилась в зоні продуктів згоряння dQ_{x2} , може бути використаний будь-який із способів розрахунку тепловиділення, що

використовується для однозонних моделей. В зоні незгорілої робочої суміші тепловиділення відсутнє.

Розрахунок теплообміну зі стінками камери згоряння є більш складною задачею, що пов'язано з наявністю двох зон із температурами, що суттєво відрізняються.

Для зони незгорілої робочої суміші враховується конвективний теплообмін із стінками циліндру і зоною продуктів згоряння. Для зони продуктів згоряння додатково розглядається променевий теплообмін зі стінками циліндра і зоною незгорілої робочої суміші. Задовільний результат можна отримати лише при правильному заданні коефіцієнтів тепловіддачі, коефіцієнта теплопередачі між зонами, теплопередаючих площ і площі розділення зон, що є досить складною задачею.

Багатозонні моделі дозволяють отримати більш реальні локальні параметри в циліндрі двигуна, використовуючи базові підходи одно- і двозонних моделей [93, 97]. В цих моделях застосовують наступні припущення:

- робочий об'єм циліндра розбивається на визначене число елементів (об'ємних зон), які в загальному випадку відрізняються по масі;
- в об'ємних зонах відбувається випаровування і згоряння палива з встановленням рівноважного складу продуктів згоряння;
- для кожного елемента враховується тепло- і масообмін із сусідніми елементами;
- тиск в усіх об'ємних зонах однаковий і дорівнює тиску в циліндрі.

Зміну внутрішньої енергії i -ї зони записують через рівняння першого закону термодинаміки, в якому враховується масообмін з прилеглими зонами, випаровування палива (для дизеля) і його згоряння, теплообмін і механічна робота; розглядається k компонентів робочого тіла:

$$\sum_k u_{ik} dm_{ik} + \left(\sum_k m_{ik} c_{vk} \right) dT_i + \Delta u_{згор} dm_{згор} =$$

$$\left(\sum_j^m \alpha_{ij} F_{ij} (T_i - T_j) + \sum_j^n dQ_{ij} \right) dt - \frac{m_i R_i T_i}{V_i} dV_i + \sum_j^n \left(\sum_k i_k dm_k \right)_{ij} \quad (3.8)$$

де n – число зон, прилеглих до i -ї зони; m – число ділянок поверхні, що прилягає до i -ї зони; α_{ij} – коефіцієнти тепловіддачі; dQ_{ij} – теплообмін з прилеглими зонами.

Для розв'язання системи рівнянь (3.8) необхідно задати закон розподілення палива або паливоповітряної суміші по об'єму камери згоряння. Розрахунок швидкості згоряння виконують, вважаючи горіння бімолекулярною реакцією між парами палива і киснем повітря.

Розрахунок теплообміну залежить від визначення локального коефіцієнта теплообміну між зонами. Найточніше це може бути виконано із застосуванням складних експериментальних досліджень або використанням усередненого по поверхні квазістаціонарного коефіцієнта теплопередачі.

Модель турбулентного згоряння передбачає представлення робочого тіла в циліндрі у вигляді системи з розподіленими параметрами, що в свою чергу, пов'язано з розв'язанням системи диференціальних рівнянь в окремих похідних, доповнених рівняннями хімічної кінетики горіння вуглеводнів, утворення оксидів азоту та інших токсичних компонентів.

Моделі турбулентного згоряння відрізняються дуже високою складністю, потребують застосування спеціальних методів вирішення і дуже значних затрат комп'ютерних ресурсів.

Оскільки статистичні методи визначення характеристик тепловиділення в двигуні не враховують зміни складу паливоповітряної суміші і нижчої теплоти згоряння при добавці водневмісного газу до повітряного заряду тому було вирішено для розрахунку робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням за роботи в режимі малих навантажень на бензині і на бензині з добавкою водневмісного газу використати таку методику, в якій на основі

експериментальних індикаторних діаграм можна визначити тривалість усіх фаз згоряння і при розрахунках можна врахувати добавку водневмісного газу.

3.2 Уточнена методика розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи з добавкою водневмісного газу

В даній роботі була використана методика розроблена в МАДІ [99, 100], яка дозволяє на основі отриманих експериментальних індикаторних діаграм за допомогою напівемпіричних залежностей розрахувати показники робочого процесу. Розрахунок проведений за допомогою комп'ютерної програми складеної на кафедрі двигунів і теплотехніки Національного транспортного університету і до якої внесено зміни, що враховують добавку H_2/O_2 [101] (додаток Б). При роботі двигуна з добавкою водневмісного газу, який ми розглядаємо як добавку водню до бензину і кисню до повітря будуть змінені масові частки компонентів, що приймають участь у згорянні і, як наслідок, теоретично необхідна кількість повітря для згоряння палива буде іншою. Особливості розрахунку процесу сумішеутворення при роботі з добавкою газу H_2/O_2 було наведено вище [90]. З отриманих в роботі результатів можна побачити, що добавка водневмісного газу призводить до підвищення масової частки водню в паливі і зменшення частки вуглецю, а також зменшення теоретично необхідної кількості повітря. Коефіцієнт надміру повітря α дещо зменшується, але ця зміна незначна. В результаті підвищення частки водню в паливі зростає відношення H/C , що позитивно впливає на процес згоряння.

Показники робочого процесу були визначені за допомогою залежностей отриманих на основі рівняння стану ідеального газу:

$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T, \quad (3.9)$$

де P – тиск газу, Па;

V – об’єм газу, м³;

G – маса газу, кг;

R – газова стала, Дж/(моль K);

T – температура, K

Для розрахунку процесу згоряння необхідно знати поле температур і склад продуктів згоряння в кожний момент часу, які впливають на утворення шкідливих речовин в циліндрі двигуна. Використовуючи наведене вище рівняння стану ідеального газу, температуру в циліндрі в кожен момент часу визначаємо за залежністю:

$$T_i = \frac{(P_i V_i) n 30 i}{8314 (M_{пз\ i} + M_{рс\ i}) G_n}, \quad (3.10)$$

де P_i – тиск в циліндрі двигуна в i -му кроці, Па;

V_i – об’єм циліндра в i -му кроці, м³;

n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

i – число циліндрів двигуна;

8314 – універсальна газова стала, Дж/(моль K);

$M_{пз\ i}$ – кількість продуктів згоряння в i -му кроці, моль/кг;

$M_{рс\ i}$ – кількість робочої суміші в i -му кроці, моль/кг;

G_n – годинна витрата палива, кг/год.

Об’єм циліндра в i -му кроці становить:

$$V_i = \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi_i + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_i)) \right) V_h, \quad (3.11)$$

де ε – ступінь стискання двигуна;

φ_i – кут повороту колінчастого вала в i -му кроці

Кількість продуктів згоряння в i -му кроці при $\alpha < 1$ визначається за формулою:

$$M_{nzi} = \left(\frac{C_T}{12} + \frac{H_T}{2} + 0,79 \cdot L_0 \right) \cdot \xi_i \cdot (1 + \gamma_r), \quad (3.12)$$

де C_T і H_T - масові частки вуглецю і водню в паливі;

L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, моль/кг;

ξ_i – коефіцієнт активного тепловикористання в i -му кроці;

γ_r – коефіцієнт залишкових газів.

Масові частки вуглецю і водню в паливі при добавці газу H_2/O_2 будуть відрізнятися від початкових, оскільки буде враховано додатковий водень. З врахуванням додаткового кисню, що надійде з добавкою зміниться значення теоретично необхідної кількості повітря для згоряння 1 кг палива.

З врахуванням вище вказаних змін кількість продуктів згоряння при роботі з добавкою водневмісного газу буде дещо відрізнятись, ніж за роботи без добавки.

Кількість робочої суміші в i -му кроці визначається за формулою:

$$M_{pci} = \left(\alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_m} \right) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 - \xi_i), \quad (3.13)$$

де μ_m – молекулярна маса палива.

Молекулярна маса бензину становить 114 кг/моль, а при добавці водневмісного газу через появу газоподібного водню в суміші, молекулярна маса палива буде становити:

$$\mu_m = \frac{114}{1 + 56 \cdot \psi}, \quad (3.14)$$

де ψ – масова частка газоподібного водню в паливі.

Коефіцієнт використання теплоти в i -й ділянці визначається за залежністю:

$$\xi_i = \frac{Q_{a_i}}{H_u} \quad (3.15)$$

де Q_{a_i} - активна теплота в i -й ділянці;

H_u – нижча теплота згоряння палива

Активна теплота, що виділяється в i -му кроці розраховується виходячи з першого закону термодинаміки:

$$Q_{a_i} = \Delta U + L_i \quad (3.16)$$

де ΔU – зміна внутрішньої енергії, Дж;

L_i – робота в i -му кроці, Дж.

Зміна внутрішньої енергії розраховується за формулою:

$$\Delta U = (A_T + B_T(T_i - 273))(T_i - 273)\xi_i + (A_a + B_a(T_i - 273))(T_i - 273)(1 - \xi_i) - U_c, \quad (3.17)$$

де A_T, B_T, A_a, B_a – коефіцієнти в формулі теплоємності;

U_c – внутрішня енергія на початку процесу згоряння, т. с` на індикаторній діаграмі.

Для розрахунку коефіцієнта активного тепловиділення необхідно врахувати теплоту, що надійшла в стінки циліндрів. Остання розраховується за залежністю, отриманою на основі рівняння Ньютона - Ріхмана [102], Дж:

$$\Delta Q_{T_i} = (\alpha_{T_i} (F_n (T_i - T_n) + F_z (T_i - T_z) + F_{yi} (T_i - T_{yi})) \Delta \tau) \frac{n30i}{G_n 10^3} \quad (3.18)$$

де α_{T_i} - коефіцієнт тепловіддачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$

F_n - площа поршня, м^2

T_n - середнє значення температури поверхні поршня, $^\circ \text{К}$

F_z - площа головки циліндра, м^2

T_z - температура головки циліндра, $^\circ \text{К}$

F_{yi} - площа поверхні стінки циліндра, м^2

T_{yi} - температура поверхні стінки циліндра, $^\circ \text{К}$

$\Delta \tau = \frac{\Delta \varphi_i}{6n}$ - крок розрахунку, с

Коефіцієнт тепловіддачі визначається за залежністю [103], $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$:

$$\alpha_{T_i} = C_0 D^{-0.2} (10^{-5} P_i)^{0.8} T_i^{-0.53} (C_1 C_m + C_2 \frac{T_i}{P_i V_i 10^{-6}} V_h ((P_i - P_{n_i}) 10^{-6}))^{0.8} \quad (3.19)$$

де $C_0 = 128$ - коефіцієнт тепловіддачі;

$C_m = \frac{Sn}{30}$ - середня швидкість поршня;

C_1 - константа

- для ділянки газообміну

$$C_1 = 6.18 + 0.417 \frac{C_T}{C_m}$$

- для ділянки стиску і розширення

$$C_1 = 2.28 + 0.308 \frac{C_T}{C_m};$$

C_T - тангенційна складова швидкості робочого тіла в над поршневій порожнині відносно поверхні стінок над поршневої порожнини;

$C_2 = 3.24 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$ - константа для двигунів з нерозділеними камерами згорання;

P_n - тиск у циліндрі при прокручуванні двигуна без подачі палива, Па.

Загальна теплота, що надійшла в стінки циліндра в i -му кроці розраховується за формулою:

$$Q_{T_i} = \Delta Q_{T_{i-1}} + \Delta Q_{T_i} \quad (3.20)$$

Після визначення теплоти, що надійшла в стінки циліндрів розраховується коефіцієнт активного тепловиділення:

$$\chi = \frac{Q_{T_i} + Q_{a_i}}{H_u} \quad (3.21)$$

Для того щоб підтвердити достовірність результатів розрахунку характеристик активного тепловиділення за експериментальними індикаторними діаграмами, проведено розрахунок процесу згоряння за допомогою відомого виразу професора Вібе І.І. [96]:

$$\chi = 1 - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (3.22)$$

де φ – кут, що відповідає моменту запалювання град. п.к.в.;

φ_z – тривалість згоряння град п.к.в.;

m – показник характеру згоряння, який визначається шляхом перебору числових значень з метою отримати теоретичну характеристику тепловиділення якомога ближчу до експериментальної кривої характеристики вигорання палива.

Показник m визначали за допомогою програми складеної в середовищі MathCad на кафедрі двигунів і теплотехніки Національного транспортного університету (додаток Б).

3.3 Висновки до розділу 3

1. Обрано методику розрахунку робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням за роботи в режимі малих навантажень на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.
2. Уточнено методику розрахунку робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням за роботи в режимі малих навантажень на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду. Внесено зміни які враховують:
 - зміну складу паливоповітряної суміші при добавці водневмісного газу;
 - зміну молекулярної маси паливної суміші бензину з водневмісним газом з врахування наявності газоподібного водню;
 - зміну теплоти, що вноситься з паливом у циліндр двигуна.

РОЗДІЛ 4

МЕТА, ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ ЗА РОБОТИ З ДОБАВКОЮ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ

4.1. Мета і задачі експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є визначення впливу добавки водневмісного газу до повітряного заряду на робочий процес та паливну економічність і екологічні показники бензинових двигунів з різними системами живлення.

Для досягнення вказаної мети вирішувались наступні задачі:

1. Визначення паливної економічності бензинових двигунів за роботи з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду в режимах малих навантажень і холостого ходу.
2. Визначення впливу добавки водневмісного газу на концентрації забруднюючих речовин у відпрацьованих газах бензинових двигунів, зокрема оксиду та діоксиду вуглецю, оксидів азоту та незгорілих вуглеводнів.
3. Визначення впливу добавки водневмісного газу на енергетичні, паливно-економічні та екологічні показники бензинового двигуна в різних навантажувальних і швидкісних режимах.
4. Дослідження особливостей робочого процесу бензинового двигуна за роботи з добавкою водневмісного газу в режимах малих навантажень і холостого ходу.

4.2. Програма та об'єкти експериментальних досліджень.

Відповідно з метою і задачами експериментальних досліджень програма включає:

1. Визначення параметрів системи генерації та подачі водневмісного газу.
2. Визначення характеристик двигунів в режимі холостого ходу від величини добавки водневмісного газу з оцінкою паливної економичності та екологічних показників.
3. Визначення характеристик двигунів в середній точці Європейського їздового циклу за роботи з добавкою водневмісного газу.
4. Визначення навантажувальних характеристик двигуна MeM3-245 методом двофакторного експерименту за роботи без добавки та з добавкою водневмісного газу.
5. Визначення характеристик механічних втрат двигуна при різних положеннях дросельної заслінки.
6. Індицирування робочого процесу в циліндрах двигуна при його роботі без добавки та з добавкою водневмісного газу.

Об'єктами експериментальних досліджень є двигуни з іскровим запалюванням MeM3-245, 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30 NE) та 4Ч 7,65/7,56 (VW BBY).

Більша частина досліджень проведена на двигуні з іскровим запалюванням і карбюраторною системою живлення MeM3-245, який обладнано всією необхідною вимірювальною апаратурою, а також системою подачі водневмісного газу і приєднаний до гальмівної машини (рис. 4.1). При проведенні випробувань у випускну систему двигуна був встановлений трикомпонентний каталітичний нейтралізатор 2110-1206010-13 типу 2110-2112, «Атекс».

Технічна характеристика двигуна MeM3-245 наведена в табл. 4.1.

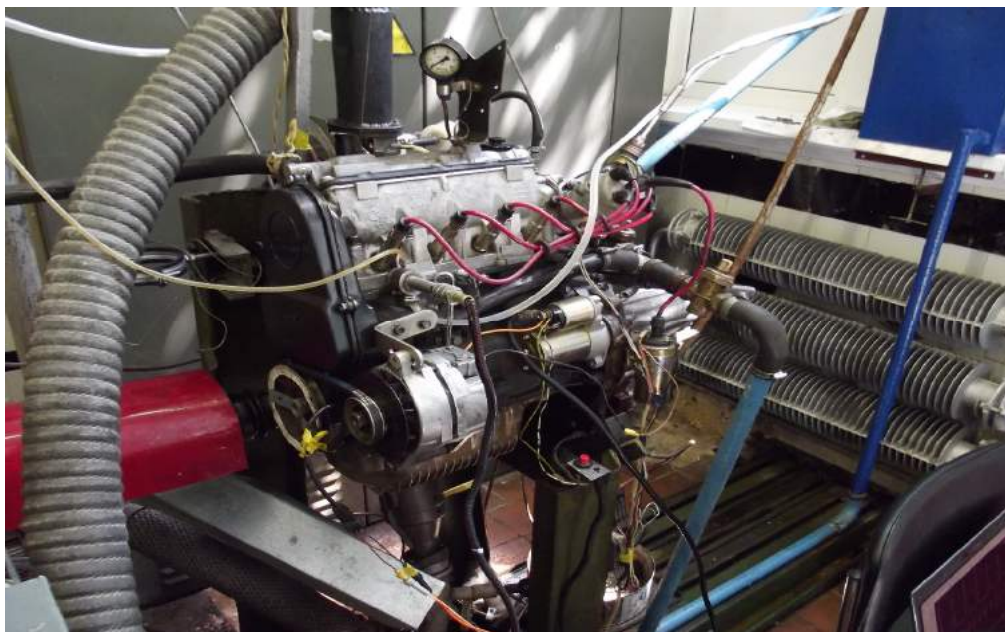


Рисунок 4.1 - Об'єкт експериментальних досліджень - двигун МеМЗ-245 на гальмівному стенді.

Таблиця 4.1 - Технічна характеристика двигуна МеМЗ-245

№ п/п	Найменування параметрів	Значення параметрів
1.	Модель двигуна	МеМЗ-245
2.	Рік випуску	1992
3.	Заводський номер	0121509
4.	Тип двигуна	бензиновий, 4-тактний, рядний
5.	Паливо	А-95
6.	Тип паливної системи	карбюраторна
7.	Тип системи запалювання	безконтактна
8.	Діаметр циліндра, мм	72
9.	Хід поршня, мм	67
10.	Ступінь стискання	9,5
11.	Робочий об'єм двигуна, см ³	1091
12.	Мінімальна частота обертання в режимі холостого ходу, хв ⁻¹	850
13.	Максимальна частота обертання, хв ⁻¹	5800
14.	Максимальний крутний момент, Нм / при частоті обертання, хв-1	78,5/3000
15.	Номінальна потужність, кВт / при частоті обертання, хв-1	37,5/5500

У впускний трубопровід двигуна перед карбюратором був встановлений штуцер через який подавався водневмісний газ (рис 4.2).



Рисунок 4.2 - Місце подачі водневмісного газу в двигун

Для визначення впливу добавки водневмісного газу на паливну економічність і екологічні показники двигуна із сучасною системою впорскування бензину провели стендові випробування двигунів 4Ч 7,65/7,56 (рис.4.3) і 6Ч 9,5/6,98 (рис.4.4).



Рисунок 4.3 - Об'єкт експериментальних досліджень - двигун 4Ч 7,65/7,56 із сучасною системою впорскування бензину

Двигун 4Ч 7,65/7,56 обладнаний електронною системою управління Magneti Marelli 4MV і двоступеневою системою нейтралізації шкідливих викидів з прискореним прогрівом та рециркуляцією відпрацьованих газів. Дозування палива, необхідне для ефективної роботи двигуна здійснюється у відповідності до сигналів з датчиків, які контролюють тиск у впускному колекторі, положення дросельних заслінок, частоту обертання колінчастого вала, температуру повітря і охолоджуючої рідини. Стехіометричний склад паливоповітряної суміші, необхідний для ефективної роботи системи нейтралізації шкідливих викидів, підтримується за допомогою кисневого датчика (лямбда-зонду).

Наявність додаткового трикомпонентного каталітичного нейтралізатора, розташованого одразу за випускним колектором в безпосередній близькості до випускного клапана забезпечує прискорений прогрів і швидке включення в дію після пуску двигуна та на режимах малих навантажень системи нейтралізації, що дає можливість нейтралізатору працювати, навіть, при порівняно невисоких

температурах відпрацьованих газів. Подача водневмісного газу відбувається у впускний трубопровід перед дросельною заслінкою.

Технічна характеристика двигуна 4Ч 7,65/7,56 наведена в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 - Технічна характеристика двигуна 4Ч 7,65/7,56

№ п/п	Найменування параметрів	Значення параметрів
1.	Модель двигуна	VW BBY
2.	Заводський номер	070901
3.	Тип двигуна	бензиновий, 4-тактний, рядний
4.	Паливо	A-95
5.	Число циліндрів	4
6.	Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2
7.	Діаметр циліндра, мм	76,5
8.	Хід поршня, мм	75,6
9.	Ступінь стискання	10,5
10.	Робочий об'єм двигуна, см ³	1390
11.	Мінімальна частота обертання в режимі холостого ходу, хв ⁻¹	800
12.	Максимальний крутний момент, Нм / при частоті обертання, хв-1	126/3800
13.	Номінальна потужність, кВт / при частоті обертання, хв-1	55/5000
14.	Тип системи запалювання	електронна з індивідуальними котушками запалювання та регулюванням детонації
15.	Система впорскування палива	Magneti Marelli 4MV
16.	Система нейтралізації шкідливих викидів	двоступенева з прискореним прогрівом та рециркуляцією ВГ: два трикомпонентних каталітичних нейтралізатори

Технічна характеристика двигуна 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30 NE) приведена у табл. 4.3.

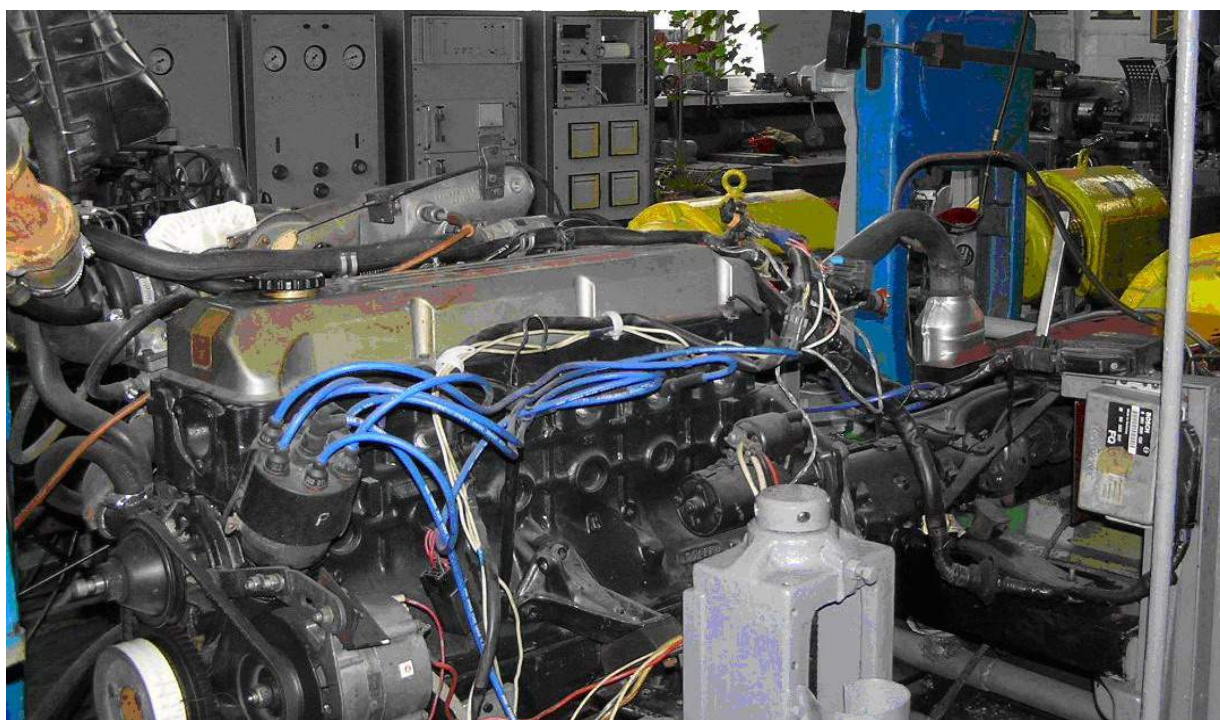


Рисунок 4.4 - Двигун 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30 NE) на гальмівному стенді

Таблиця 4.3 - Технічна характеристика двигуна 6Ч 9,5/6,98

№ п/п	Найменування параметрів	Значення параметрів
1	Тип і розташування циліндрів	бензиновий, рядний
2	Число тактів	4-тактний
3	Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
4	Діаметр циліндра і хід поршня, мм	95x69.8
5	Робочий об'єм, см ³	2969
6	Ступінь стискання	8,6
7	Номінальна потужність за ГОСТ 14846-81, кВт / при частоті обертання, хв ⁻¹	1150/5400
8	Максимальний крутний момент, Нм / при частоті обертання, хв ⁻¹	230/4100
9	Мінімальна частота обертання колінчастого вала в режимі холостого ходу, хв ⁻¹	750...820
10	Кількість клапанів на циліндр, шт	2
11	Система впорскування палива	Motronic ML4.1
12	Паливо	Автомобільний бензин А-95

На двигуні встановлена штатна система електронного, розподіленого впорскування бензину фірми Bosch моделі “Motronik ML4.1”. Ця система дозволяє здійснювати індивідуальне дозування кількості палива необхідного для ефективної роботи двигуна в заданому режимі. У відповідності до сигналів з датчиків, які контролюють кількість повітря, положення дросельних заслінок, частоту обертання колінчастого вала, температуру повітря і охолоджуючої рідини відбувається дозування палива. За допомогою лямбда-зонду підтримується стехіометричний склад паливо-повітряної суміші, необхідний для ефективної роботи каталітичного нейтралізатора. При різкому відкритті дросельних заслінок збагачення робочої суміші відбувається за рахунок розмаху пластини витратоміру повітря за межі звичайного ходу. Водневмісний газ подається через штуцер встановлений у впускному трубопроводі після витратоміру повітря перед дросельною заслінкою.

На кожную групу з трьох циліндрів, що включає 1, 2 і 3 та 4, 5 і 6 циліндри встановлений окремий випускний трубопровід. Один з трубопроводів обладнаний трикомпонентним каталітичним нейтралізатором фірми Arvin Tefh, який призначений для двигуна робочим об’ємом 1,5 л Інші технічні характеристики відповідають типу двигуна, яким комплектують автомобілі Opel Omega A.

4.3. Методика експериментальних досліджень

При проведенні експериментальних досліджень визначались регульовальні характеристики бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи в режимах холостого ходу та малих навантажень без добавки та з добавкою різної кількості водневмісного газу для встановлення оптимальної для цих режимів. Після визначення оптимальної добавки газу визначались швидкісні та навантажувальні характеристики двигуна за роботи з добавкою водневмісного газу. Методика стендових випробувань була прийнята у відповідності до ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний» [104].

Основна частина випробувань проведена на двигуні MeM3 – 245 так як карбюраторна система живлення дозволяє змінювати склад суміші і визначити оптимальний метод використання добавки водневмісного газу.

Випробування в режимі холостого ходу проводили за роботи двигуна з частотою обертання колінчастого вала 900 хв^{-1} . Добавку водневмісного газу змінювали від 0 до 1 л/хв, що становила 4,3 % витрати бензину в цьому режимі.

Встановлено, що добавка водневмісного газу збільшує частоту обертання колінчастого вала двигуна. Об'єктивно оцінити вплив добавки газу можливо лише при порівнянні показників роботи двигуна з однаковою частотою обертання. Для підтримання такої частоти обертання колінчастого вала двигуна і дослідження паливної економічності і екологічних показників використовували два способи: регулювання системи холостого ходу карбюратора за допомогою гвинта регулювання складу суміші і прикриттям дросельної заслінки.

Під час випробувань заміряли годинну витрату палива і повітря, витрату газу H_2/O_2 , розрідження у впускному колекторі, тиск у випускній системі, температуру охолоджуючої рідини і відпрацьованих газів, кут випередження запалювання, коефіцієнт надміру повітря. Концентрації токсичних компонентів були заміряні до і після трикомпонентного каталітичного нейтралізатора, який встановлено у випускній системі двигуна.

Для дослідження впливу добавки водневмісного газу на паливну економічність бензинового двигуна в різних швидкісних режимах активного холостого ходу проведені випробування двигуна MeM3-245 за роботи в інтервалі частот обертання від 900 до 3000 хв^{-1} .

Величина добавки була сталою для всіх швидкісних режимів і становила 1,5 л/хв. Відсоткове значення величини добавки від витрати бензину розраховували для кожного швидкісного режиму за формулою:

$$g_{\text{H}_2/\text{O}_2} = \frac{G_{\text{H}_2/\text{O}_2}}{G_{\text{п}}} \cdot 100, \quad (4.1)$$

де G_{H_2/O_2} – масова витрата водневмісного газу, кг/год;

$G_{п}$ – годинна витрата бензину, кг/год.

В процесі випробувань були заміряні сила струму і напруга, необхідні для отримання певної кількості газу.

З використанням цих даних враховували витрати електроенергії (P , МДж/год) при підрахунку економії палива, за формулою:

$$P = I \cdot U \cdot 3600 \cdot 10^{-6}, \quad (4.2)$$

де I – сила струму заміряна при проведенні електролізу, А;

U – напруга заміряна при проведенні електролізу, В.

Розрахунок економії палива з урахуванням витрат електроенергії на отримання водневмісного газу проводили за формулою:

$$\text{Екон.чист.} = \frac{G_{п1} - (G_{п2} + P)}{G_{п1}}, \quad (4.3)$$

де $G_{п1}$ – годинна витрата бензину в теплових одиницях за роботи без добавки водневмісного газу, МДж/год;

$G_{п2}$ – годинна витрата бензину в теплових одиницях за роботи з добавкою водневмісного газу, МДж/год;

P – витрата електроенергії необхідної для отримання певної кількості водневмісного газу, МДж/год.

Для оцінки впливу добавки водневмісного газу за роботи двигунів в режимах малих навантажень провели випробування в режимі, який відповідає середній точці Європейського їздового циклу. Параметри даного режиму визначені за допомогою математичної моделі руху автомобіля за їздовим циклом, яка була розроблена на кафедрі двигунів і теплотехніки НТУ. Дана модель описує послідовно такі режими руху автомобіля: холостий хід, розгін, рівномірний рух, уповільнення.

В результаті розрахунку встановлено, що без врахування режимів холостого ходу середній точці Європейського їздового циклу відповідають такі параметри: для двигуна MeM3–245 середній точці Європейського їздового циклу відповідають крутний момент M_k близький 16,5 Н м, частота обертання n близька 1900 хв⁻¹, для двигуна 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30 NE) крутний момент становить 28,88 Н м, частота обертання колінчастого вала 2000 хв⁻¹, для двигуна 4Ч 7,65/7,56 в середній точці Європейського їздового циклу $M_k=19$ Н м, $n=2136$ хв⁻¹. При цьому досліджували паливну економічність та екологічні показники двигуна залежно від величини добавки.

Щоб порівняння показників роботи двигуна на бензині та з різними відсотковими добавками водневмісного газу було максимально коректним слід до питомої ефективної витрати палива, при використанні добавок водневмісного газу, додати також питому витрати на отримання водневмісного газу.

При відповідному значенні добавки газу розраховували питому витрату енергії за залежністю [105], МДж/кВт·год:

$$g_e = \frac{U \cdot I \cdot 3600 \cdot 10^{-6}}{N_e}, \quad (4.4)$$

де U – напруга на електролізері, В;

I – сила струму на електролізері, А;

N_e – ефективна потужність двигуна, кВт.

В процесі експлуатації автомобільні двигуни працюють в широких межах швидкісних і навантажувальних режимів. Оптимальна величина добавки водневмісного газу для кожного режиму роботи двигуна має певне значення. Витримувати цю величину добавки в експлуатаційних умовах дуже складно. Тому доцільно визначити оптимальну величину добавки для найбільш вживаного режиму і залишити цю величину в усіх навантажувальних і швидкісних режимах. Для двигуна MeM3-245 така величина визначена для середньої точки

Європейського їздового циклу ($n = 2100 \text{ хв}^{-1}$, $\Delta P_k = 54 \text{ кПа}$) і складала $2,5 \text{ л/хв}$. Для визначення впливу такої добавки в інших швидкісних і навантажувальних режимах проведено стендові випробування двигуна MeM3-245 методом двофакторного експерименту..

Енергетичні та паливо-економічні показники роботи двигуна досліджували в залежності від двох факторів, а саме частоти обертання колінчастого вала і розрідження у впускному трубопроводі.

При проведенні досліджень мінімальне та максимальне значення розрідження у впускному трубопроводі вибрані відповідно – 2 і 70 кПа , мінімальна та максимальна частота обертання – 1400 і 2800 хв^{-1} . Даний діапазон значень цих параметрів покриває практично всі експлуатаційні режими роботи автомобільного двигуна. Добавка водневмісного газу була постійною для всіх режимів і складала $2,5 \text{ л/хв}$. Відсоткове значення її в кожній точці було різним і змінювалось від 9% для режиму $n=1400 \text{ хв}^{-1}$ і $\Delta P_k=70 \text{ кПа}$ і $1,14 \%$ для режиму з максимальним значенням частоти обертання і мінімальним розрідженням ($n=2800 \text{ хв}^{-1}$ і $\Delta P_k=2 \text{ кПа}$). Дослідження проведено в 13 точках згідно плану експерименту наведеного в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 - Координати дослідних точок

№ досліду	Нормовані координати		Звичайні координати	
	X_1	X_3	z_1	z_2
1	1	1	2450	53
2	1	-1	2450	19
3	-1	1	1750	53
4	-1	-1	1750	19
5	0	0	2100	36
6	2	0	2800	36
7	-2	0	1400	36
8	0	2	2100	70
9	0	-2	2100	2
10	2	2	2800	70
11	2	-2	2800	2
12	-2	2	1400	70
13	-2	-2	1400	2

Для опису паливо-економічних та енергетичних показників найчастіше використовують многочлен другого порядку:

$$y(x_1, x_2) = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_1^2 + a_4 \cdot x_2^2 + a_5 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (1)$$

де $a_0, \dots, a_5$ – апроксимуючі коефіцієнти;

x_1, x_2 – незалежні фактори (частота обертання n і розрідження у впускному трубопроводі ΔP_k).

В результаті опрацювання факторного експерименту методом найменших квадратів отримані поліноміальні залежності, що дозволяють описати паливо-економічні та енергетичні показники двигуна за роботи на бензині і з добавкою водневмісного газу.

Для об'єктивної оцінки впливу добавки водневмісного газу на екологічні показники бензинових двигунів з різними системами живлення визначались масові викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами за роботи двигунів на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду. Визначались масові викиди оксидів вуглецю G_{CO} і G_{CO_2} , вуглеводнів $G_{C_mH_n}$, та оксидів азоту G_{NO_x} . Кількість сухих і вологих продуктів згоряння розраховувалась з використанням годинних витрат палива та повітря [106]:

$$M_{ВГ} = a \cdot (b \cdot G_{п} + G_{пов}), \quad (4.1)$$

де a, b – розраховані коефіцієнти залежать від складу паливоповітряної суміші та знаходяться окремо для сухих і вологих продуктів згоряння.

Масові викиди оксиду і діоксиду вуглецю визначались з урахуванням кількості сухих продуктів згоряння $M^C_{ВГ}$ за виразом, кг/год:

$$G_{CO} = \frac{C_{CO}}{100} \cdot \mu_{CO} \cdot M_{BG}^C. \quad (4.2)$$

$$G_{CO_2} = \frac{C_{CO_2}}{100} \cdot \mu_{CO_2} \cdot M_{BG}^C. \quad (4.2)$$

Так як концентрації вуглеводнів заміряні інфрачервоним приладом, то масові викиди сумарних вуглеводнів визначались з врахуванням коефіцієнта 2,5, який використовують для перерахунку в концентрацію, визначену полум'яно – іонізаційним приладом, кг/год:

$$G_{C_m H_n} = 2,5 \cdot \frac{C_{C_m H_n}}{10^6} \cdot \mu_{C_m H_n} \cdot M_{BG}^C. \quad (4.3)$$

Масові викиди оксидів азоту, кг/год:

$$G_{NO_x} = \frac{C_{NO_x}}{10^6} \cdot \mu_{NO_x} \cdot M_{BG}^B, \quad (4.4)$$

де μ_{CO} , $\mu_{C_m H_n}$, μ_{NO_x} - молекулярні маси оксиду вуглецю, вуглеводнів та оксидів азоту відповідно, кг/кмоль.

За отриманими масовими викидами окремих шкідливих речовин з урахуванням коефіцієнта відносної агресивності R визначались сумарні масові викиди шкідливих речовин, зведені до CO , ум.кг/год:

$$G_{\Sigma CO} = \sum_{i=1}^n R_i \cdot G_i, \quad (4.5)$$

де R_i - коефіцієнт відносної агресивності i -го шкідливого компонента.

При розрахунку сумарних масових викидів не враховували викиди CO_2 так як діоксид вуглецю не є токсичною речовиною.

Розрахунки проводили за результатами замірів концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигунів до нейтралізатора і після нейтралізатора.

Для дослідження впливу добавки газу H_2/O_2 на робочий процес бензинового двигуна проведено індицирування двигуна MeM3 – 245. Випробування проведені в режимі, що відповідає середній точці Європейського їздового циклу ($M_k = 16,96$ Н м, $n = 1900$ хв⁻¹). Індикаторні діаграми записані за роботи без добавки водневмісного газу і з добавкою 3 л/хв газу.

Запис значень тиску в циліндрі двигуна виконували за допомогою датчика тиску, сигнал від якого подавався на USB осцилограф з'єднаний з ПК, на якому встановлена програма для запису осцилограм "USB Oscilloscope 2".

Для можливості подальшого аналізу і обробки індикаторних діаграм разом із записом сигналу датчика тиску здійснювали запис сигналів з датчика ВМТ і моменту виникнення іскри запалювання. На рис. 4.5 показаний фрагмент запису сигналів від цих датчиків.

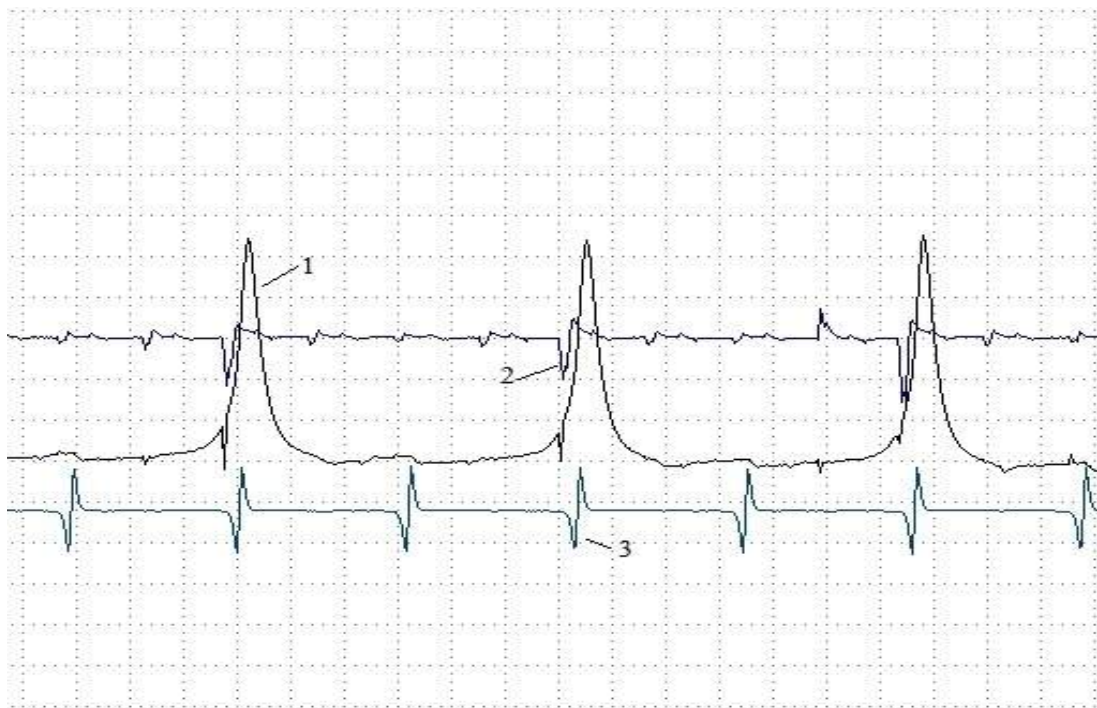


Рисунок 4.5 - Фрагмент запису осцилограм при індицируванні двигуна MeM3 – 245: 1) тиску в циліндрі, 2) моменту запалювання 3) моменту ВМТ

На осцилограф подавався сигнал напруги від відповідного датчика. Для того щоб визначити дійсні значення тиску в циліндрі двигуна, сигнал напруги від датчика тиску переводили в одиниці тиску за допомогою коефіцієнтів, отриманих з тарувальної характеристики, яку попередньо визначили за допомогою гідравлічного преса з манометром (рис. 4.6).



Рисунок 4.6 – Обладнання для тарування датчика тиску

На рис. 4.7 зображена тарувальна характеристика датчика тиску.

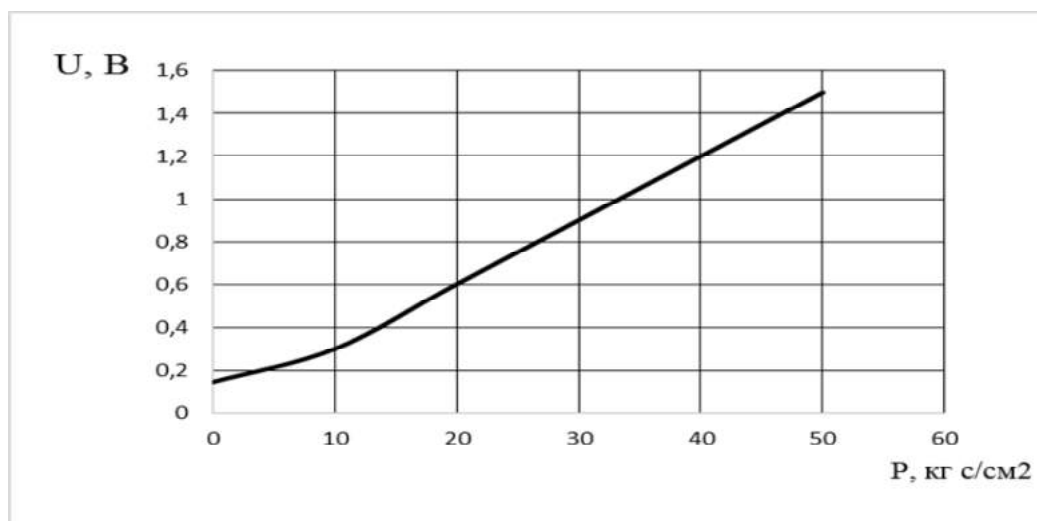


Рисунок 4.7 – Тарувальна характеристика датчика тиску

Для аналізу відібрано 2 фрагменти осцилограм по 70 робочих циклів кожний. По значенням максимального тиску циклу відібрано середню діаграму з фрагменту діаграм роботи двигуна на бензині і одну з фрагменту роботи на бензині з добавкою водневмісного газу.

За значеннями відхилень максимального тиску кожного циклу від середнього значення максимального тиску циклу для всього фрагменту циклів визначали ступінь невідтворюваності послідовних робочих циклів. Відомо, що неідентичність послідовних робочих циклів суттєво впливає на економічні та енергетичні показники двигуна.

4.4. Прилади та обладнання, що використовувались при проведенні експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження впливу добавки водневмісного газу на показники роботи бензинових двигунів проведені в лабораторії випробування двигунів кафедри «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету.

Дослідження впливу добавкою водневмісного газу до повітряного заряду на показники роботи двигунів різного типу проводили на двигунах встановлених на гальмівних стендах. Стенди обладнані вимірювальними приладами, однаковими для усіх випробовувань. В цьому розділі описане обладнання, яке використовували при дослідженнях двигунів усіх типів.

На рис. 4.8 показана схема експериментальної установки для випробування двигуна MeM3-245.

- 12 – дросельний вентиль;
- 13 – рідинний U-подібний манометр;
- 14 – газоаналізатор МЕТА Автотест-02;
- 15 – газоаналізатор 344 ХЛ – 14;
- 16 – перемикач потоку ВГ між газоаналізаторами;
- 17 – випускний трубопровід;
- 18 – трьохкомпонентний каталітичний нейтралізатор;
- 19 – карбюратор ДААЗ 21081-1107010;
- 20 – двигун МеМЗ-245;
- 21 – коробка перемикання передач автомобіля ЗАЗ-1102 „Таврія”;
- 22 – генератор H_2/O_2 ;
- 23 – водяний затвор;
- 24 – ротаметр Р -10/5 для вимірювання витрати газу H_2/O_2 ;
- 25 – зворотній клапан.

Випробування двигунів МеМЗ-245 і 4Ч 7,65/7,56 проводили на стенді САК-670 із електричною гальмівною машиною GPF a17h (заводський №451759) потужністю 250 кВт і максимальною частотою обертання 3200 хв-1 (рис.4.9).

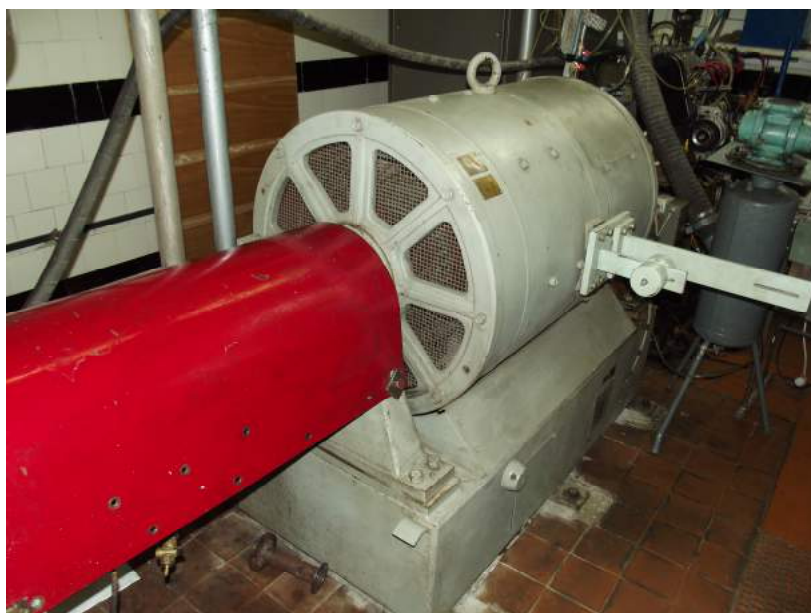


Рисунок 4.9 - Гальмівний стенд САК–670 із електричною гальмівною машиною GPF a17h

Випробування двигуна 6Ч 9,5/6,98 проводилися на універсальному гальмівному стенді СГЕУ-100 з електрогальмівною машиною АКБ-92-4 потужністю 100 кВт і максимальною частотою обертання 3000 хв^{-1} (заводський №135082).

В процесі досліджень параметри навколишнього середовища визначали: атмосферний тиск барометром–анероїдом НД-49-А №5968 з шкалою від 80000 до 106000 Па та ціною поділки 1000 Па; температуру повітря перед входом в газовий лічильник ртутним термометром з діапазоном вимірювання $0...100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і ціною поділки 1°C ; вологість гігрометром аспіраційним з електромотором модель М-34 з шкалою 0-100%.

Водневмісний газ для досліджень отримували в електролізерах двох моделей, характеристика і зовнішній вид яких наведені нижче (табл. 4.5, 4.6).



Рисунок 4.10 – Електролізер SuperKit10

Таблиця 4.5 - Характеристика електролізера SuperKit10

Виробник	Green Source
Живлення	12В
Максимальна потужність, що споживається (кВт)	0.3
Максимальне значення струму (А)	25
Продуктивність газової суміші (л/хв)	до 1.4
Габарити (мм)	240x100x100
Виробник	Green Source



Рисунок 4.11 - Електролізна газова установка «Лига-02»

Таблиця 4.6 - Технічна характеристика електролізної установки

Живлення	220В, 50Гц
Максимальна потужність, що споживається, кВт	1,8
Максимальне значення сили струму, А	9
Продуктивність газової суміші, л/хв	до 5
Тиск газу, атм	до 0,4
Середня витрата дистильованої води, см ³ /год	150
Час безперервної роботи при повній заправці, годин	3
Габаритні розміри, мм	240х 280х 395
Маса, кг	21

У якості електроліту в даних установках для проведення електролізу з отриманням водню і кисню використовується 10 % розчин гідроксиду калію.

Отриманий газ спочатку проходить через охолоджувач-збагачувач, потім через водяний затвор, який слугує і в якості осушувача і для запобігання потрапляння полум'я в електролізер у разі виникнення зворотніх спалахів у двигуні. Далі газ проходить через розподільний кран на ротаметр і подається у впускний трубопровід двигуна.

Для вимірювання витрати водневмісного газу використовували поплавковий ротаметр Р-10/5 (заводський № 093) призначений для вимірювання об'ємної витрати газів від 0 до 10 л/хв (рис. 4.12). Ротаметр пройшов перевірку згідно з методикою ТП 59.00.000 і відповідає технічним умовам ТУ У 33.2-25591738. Похибка вимірювання даним ротаметром становить $\pm 4 \%$ від верхньої межі верхнього діапазону вимірювання і $\pm 5 \%$ від верхньої межі нижнього діапазону вимірювань. Діапазон робочих температур - в межах 10 - 35°C.



Рисунок 4.12 – Ротаметр Р-10/5

Управління електролізерами проводили в ручному режимі, регулюючи кількість газу, що продукується, залежно від величини відсоткової добавки водневмісного газу, необхідної під час експериментального дослідження. Відсоткову добавку водневмісного газу визначали, як масову частку від годинної витрати штатного палива.

Частоту обертання колінчастого вала дизеля визначали цифровим тахометром Ф5035 (рис. 4.13), який з'єднаний з індуктивним датчиком, розташованим біля зубців вінця маховика.



Рисунок 4.13 – Цифровой тахометр Ф5035

Вимірювання витрати палива проводили ваговим методом за допомогою електронних терезів МЕРА ВМ 2/3 (Рис. 4.14).



Рисунок 4.14 – Електронні терези МЕРА ВМ 2/3

Межі вимірювання терезів - від 0,005 до 3,0 кг, ціна поділки – 0,5 г (для діапазону від 0,01 до 1,5), та 1 г (для діапазону понад 1,5 кг). Межі допустимих похибок вимірювання в діапазоні від 0,005 до 0,25 кг – $\pm 0,5/\pm 0,5$ г; від 0,25 до 1,00 кг – $\pm 0,5/\pm 1,0$ г; від 1,00 до 1,50 кг – $\pm 1,0/\pm 1,5$ г; від 1,50 до 2,00 кг – $\pm 1,0/\pm 2,0$ г; від 2,00 до 3,00 кг – $\pm 2,0/\pm 3,0$ г.

Заміри витрати повітря проводили ротаційними газовими лічильниками моделей РГ-600, РГ-100, РГ-40 залежно від величини витрати. На рис. 4.15 показаний лічильник РГ-600 (ГОСТ 8700-82 №602913) з номінальною витратою 600 м³/год.

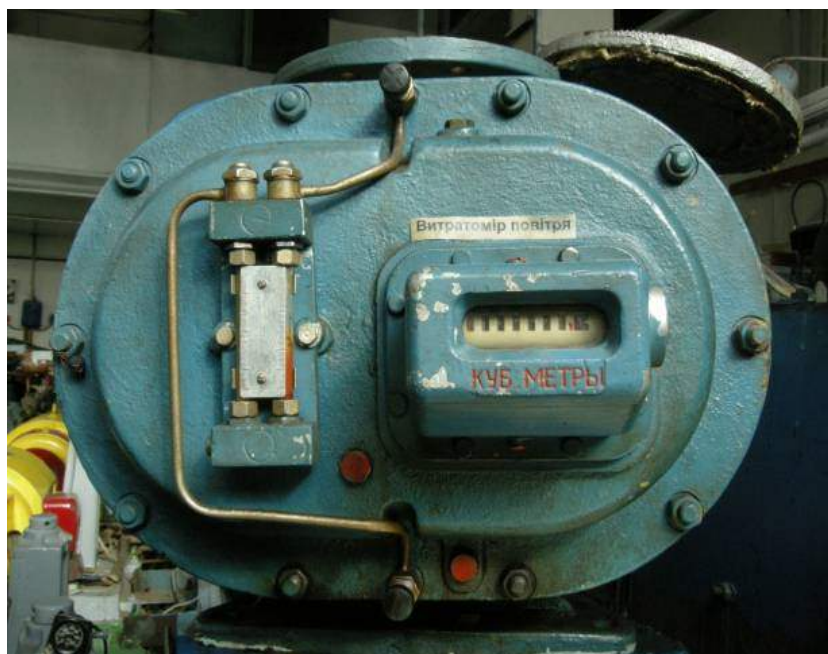


Рисунок 4.15– Ротаційний газовий лічильник РГ-600

Час витрати палива і повітря фіксували електронним секундоміром TAKSUN TS-613A з ціною поділки 0,01с.

Визначення об'ємного вмісту оксиду вуглецю і вуглеводнів (за гексаном) здійснювали за допомогою інфрачервоного газоаналізатора Автотест-02 (рис.4.16).



Рисунок 4.16– Газоаналізатор МЕТА Автотест-02

Діапазон вимірювання CO – від 0 до 7 %, ціна поділки – 0,01 %, похибка вимірювання $\pm 0,2$ % -для інтервала вимірювань 0-3,3%, $\pm 6\%$ - для інтервала вимірювань 3,3-7% . Діапазон вимірювання C_mH_n – від 0 до 3000 $млн^{-1}$, ціна поділки – 2 $млн^{-1}$, похибка вимірювання ± 20 $млн^{-1}$ – для діапазона вимірювань 0-330 $млн^{-1}$, $\pm 6\%$ для діапазона вимірювань 330 - 3000 $млн^{-1}$. Перед використанням в ході експериментальних досліджень прилади відкалібрували еталонними газовими сумішами.

Об'ємний вміст оксидів азоту визначали газоаналізатором 344ХЛ-14 (рис.4.17), який працює за хемілюмінесцентним методом та вимірює суму NO і NO₂. Похибки вимірювання в діапазоні від 0 до 5000 $млн^{-1}$ – $\pm 10\%$.



Рисунок 4.17– Газоаналізатор 344ХЛ-14

Калібрування газоаналізатора перед початком вимірювань виконувалось еталонними газовими сумішами.

Склад паливововітряної суміші (коефіцієнт падміру повітря) визначали альфаметром або розраховували за витратами палива і повітря.

Запис тиску в циліндрі двигуна виконаний за допомогою сигналу від високотемпературного тензOMETричного датчика тиску типу МИДА–ДИ–12П–081 (заводський номер № 08422059) з діапазоном вимірювання тиску від 0 до 10 МПа і температурою вимірювальної мембрани до 350 °С . Чутливим елементом датчика є напівпровідникова монокристалічна сапфірова основа, на якій сформовані гетероепітаксiальні кремнієві тензоопори.

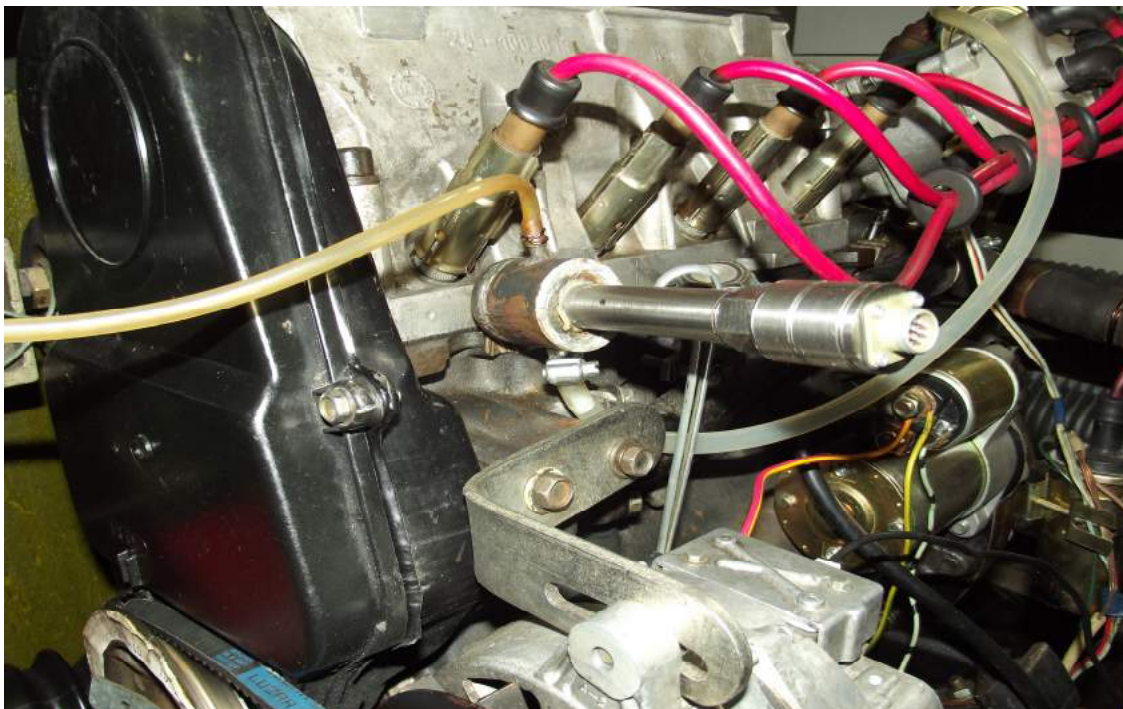


Рис. 4.18 - Датчик тиску для індицирування двигуна

З камерою згоряння першого циліндру датчик тиску з'єднується через перехідник, що встановлений в головці блоку циліндрів двигуна (рис. 4.18). Перехідник обладнаний рідинною системою охолодження для захисту від перегріву чутливого елемента пристрою і підтримки його оптимальної робочої температури під час роботи двигуна.

З камери згоряння до чутливого елемента тиск передається через канал перехідника діаметром 3,5 мм і довжиною 50 мм.

При індицируванні електричний сигнал з датчика тиску через підсилювач на базі мікросхеми КР544УД2 потрапляв на багатоканальний аналогово-цифровий USB осцилограф з'єднаний з ПК на якому встановлена програма "usbOscilloscope". За допомогою цієї програми виконувався запис індикаторних діаграм в різних режимах роботи двигуна.

На інші канали USB осцилографа записувалась інформація про ВМТ і про момент запалювання.

Для реєстрації моменту ВМТ біля шківу колінчастого вала було змонтовано датчик Холла з'єднаний з USB осцилографом. Момент запалювання реєструвався

за допомогою спеціальної лінійки з індуктивним датчиком для діагностування системи запалювання, закріпленої на високовольтному дроті системи запалювання.

Абсолютні похибки при прямих вимірюваннях визначались точністю обладнання, яке використовувалось. Методи вимірювань, які використовувались при проведенні експериментальних досліджень відповідають вимогам ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний» [105]. Похибки приладів наведені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 - Прилади та точність вимірювання

Параметр	Розмірність	Засоби вимірювання	Похибка вимірювань
Частота обертання двигуна	хв^{-1}	Електронний цифровий частотомір Ф 5035	± 1
Крутний момент	$\text{Н} \cdot \text{м}$	Електронний реєстратор крутного моменту	± 1
Час витрат палива та повітря	с	Електронний секундомір	0,01
Витрата палива	г	електронні ваги ВНМ-3/6	$\pm 0,5$
Витрата повітря	м^3	Газові лічильники “РГ-40” “РГ-100”, “РГ-600”	0,1
Тиск повітря	Па	Барометр - aneroid	$\pm 0,5$
Температура повітря	$^{\circ}\text{C}$	Ртутний термометр	$\pm 0,1$
Кут випередження запалювання	град	Стробоскоп DA-5100	± 1

Продовження таблиці 4.7

Параметр	Розмірність	Засоби вимірювання	Похибка вимірювань
Розрідження у впускному трубопроводі	кПа	Зразковий вакуумметр “ОБВ1–160”	±1
Температура охолоджуючої рідини на виході з блоку циліндрів	°C	манометричний термометр	±1
Температура охолоджуючої рідини на вході в блок циліндрів та температура оливи	°C	логометр	±5
Тиск оливи в системі мащення	кгс/см ²	Манометр	0,1
Температура ВГ	°C	потенціометр ЕПП-09	±10
Вміст у ВГ: оксиду вуглецю CO двооксиду вуглецю CO_2 вуглеводнів C_mH_n	% % млн. ⁻¹	Газоаналізатор інфрачервоного типу: МЕТА Автотест-02	±0,02 ±1 ±20
Вміст у ВГ оксидів азоту NO_x	млн. ⁻¹	Хімлюмінісцентний газоаналізатор 344-ХЛ-14	±10

4.5. Результати експериментальних досліджень двигунів з різними системами живлення за роботи з добавкою водневмісного газу

Для дослідження впливу добавки водневмісного газу на паливну економічність та екологічні показники бензинового двигуна з карбюраторною системою живлення в режимі холостого ходу проведено випробування двигуна МеМЗ – 245 з частотою обертання колінчастого вала 900 хв^{-1} .

Величину добавки газу H_2/O_2 поступово збільшували від 0 до 6 % від витрати палива за роботи без газу. Додавання газу в кількості 6% призводить до підвищення частоти обертання колінчастого вала від 900 до 1000 хв^{-1} (рис. 4.19).

При цьому, незважаючи на зростання частоти обертання колінчастого вала, годинна витрата палива G_p зменшилася, зокрема в інтервалі зростання частоти $900 \dots 960 \text{ хв}^{-1}$. Частота 960 хв^{-1} відповідає величині добавки газу $4,0 \dots 4,3 \%$. Подальше збільшення добавки газу хоча і призводить до зростання частоти обертання, але збільшує витрату бензину. Тому можна вважати доцільним обмежити величину добавки наведеними значеннями.

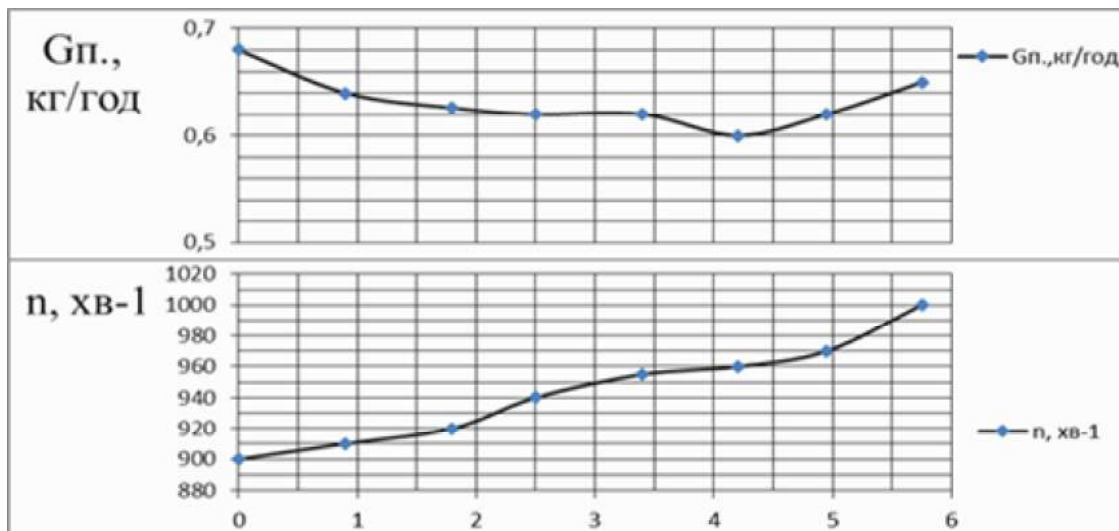


Рисунок 4.19 - Вплив добавки газу H_2/O_2 на показники роботи двигуна МеМЗ - 245

Об'єктивно оцінити вплив добавки газу можливо лише при порівнянні показників роботи двигуна з однаковою частотою обертання. Незмінну частоту

обертання колінчастого вала можна підтримувати, змінюючи кількість паливоповітряної суміші прикриттям дросельної заслінки карбюратора [107] або змінюючи склад суміші за допомогою гвинта регулювання складу суміші [108].

Для порівняння цих методів і вибору доцільного методу регулювання системи холостого ходу бензинового двигуна при роботі з добавкою водневмісного газу проведені випробування із застосуванням обох методів підтримання незмінної частоти обертання. Приклад протоколу випробувань двигуна в режимі холостого ходу наведено в додатку А. Зміну паливної економічності і екологічних показників досліджували залежно від величини добавки газу H_2/O_2 , яку змінювали від 0 до 1 л/хв. Остання добавка становить 5,9 % від витрати бензину при випробуваннях з використанням першого методу регулювання і 4,8 % при використанні другого способу. Результати досліджень впливу добавки водневмісного газу на паливну економічність двигуна в режимі холостого ходу з підтриманням незмінної частоти обертання колінчастого вала різними методами показані на рис. 4.20 і 4.21.

Деякі відхилення в складі паливоповітряної суміші, витратах палива і повітря пояснюється тим, що показані характеристики визначались в різні періоди часу і можливих відхиленнях початкових регулювань.

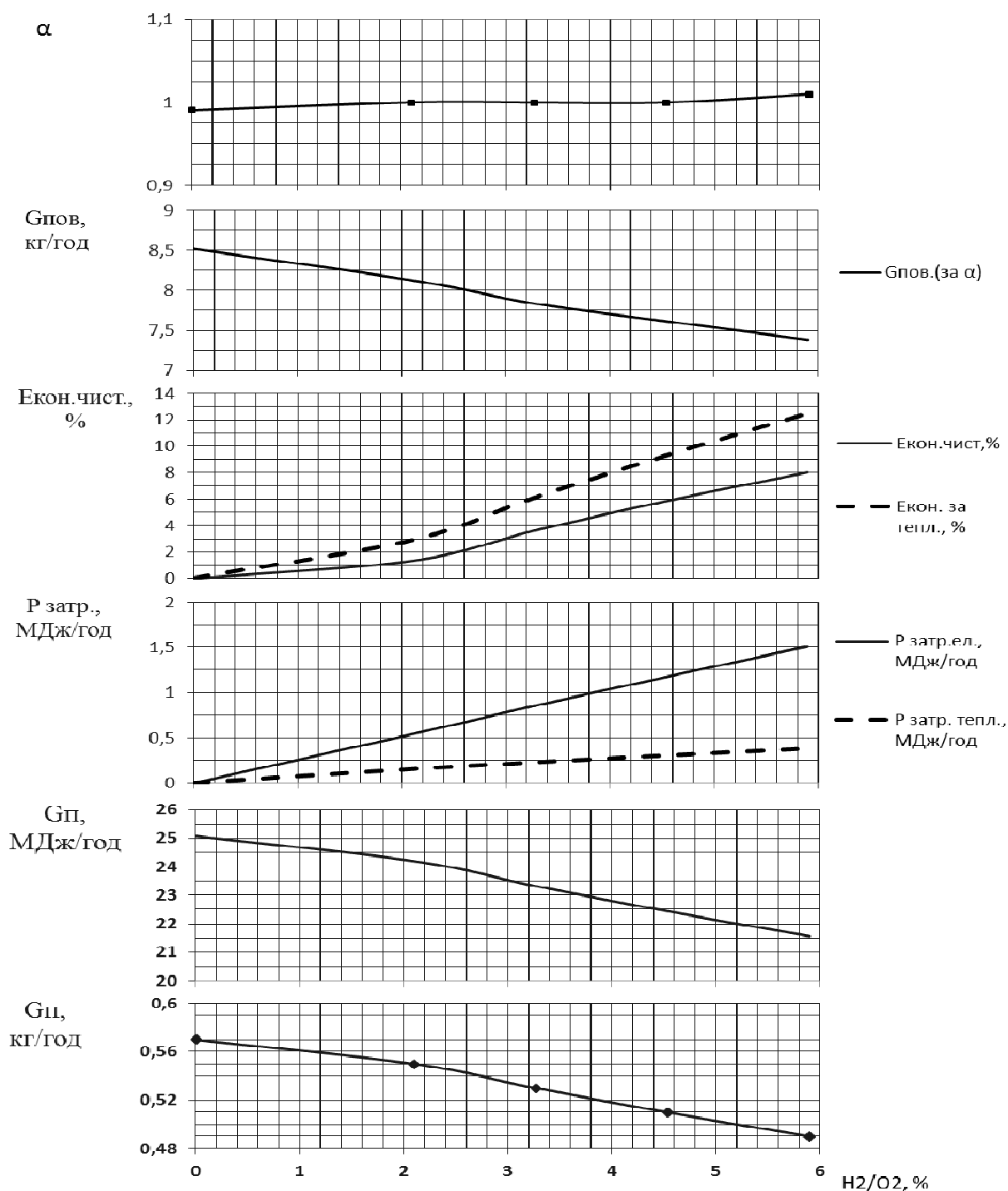


Рисунок 4.20 – Зміна показників роботи двигуна МеМЗ - 245 від величини добавки газу H_2/O_2 при підтриманні незмінної частоти обертання колінчастого вала зміною кількості паливоповітряної суміші ($n=900 \text{ хв}^{-1}$)

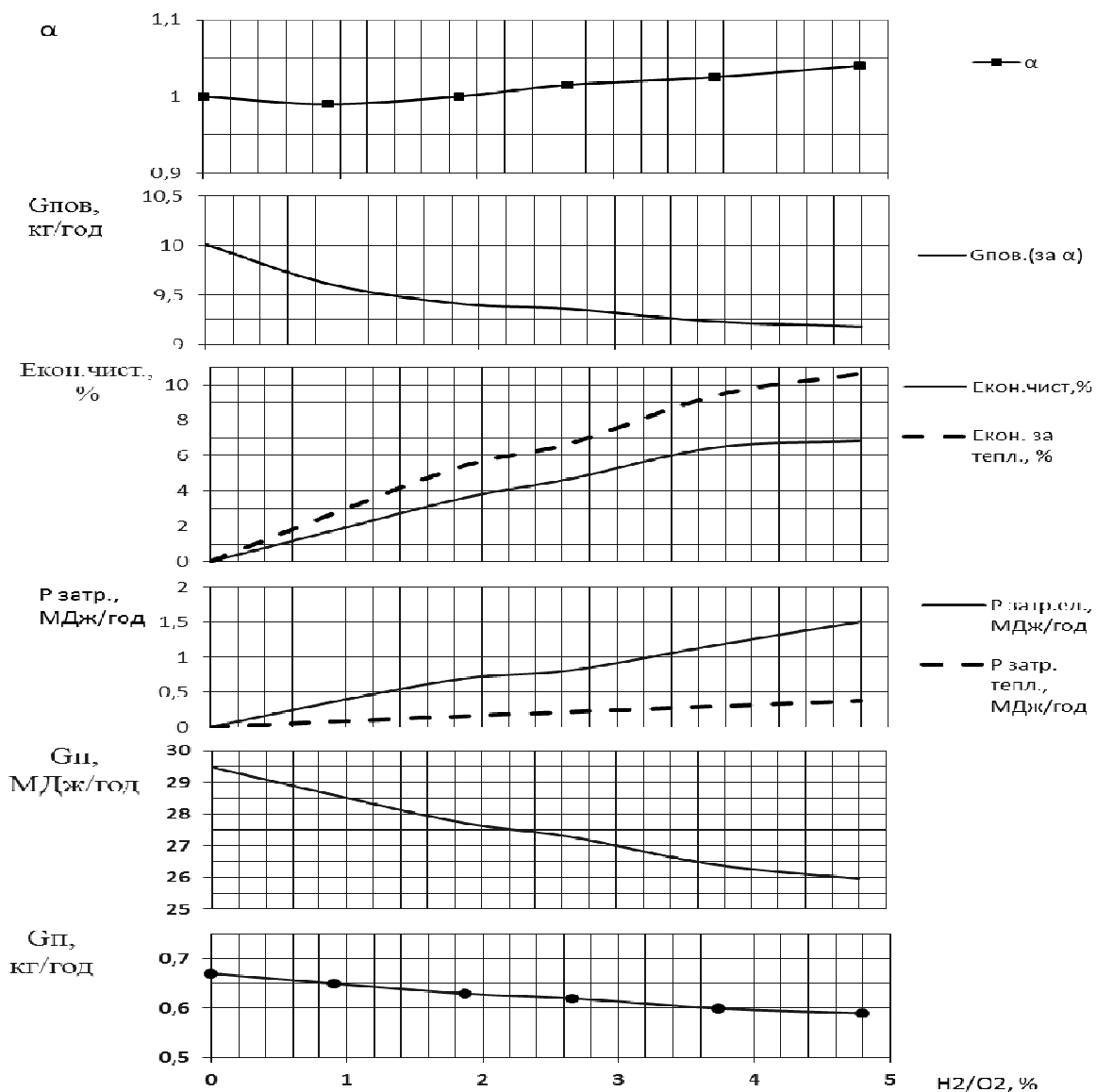


Рисунок 4.21 – Зміна показників роботи двигуна МеМЗ - 245 від величини добавки газу H_2/O_2 при підтриманні незмінної частоти обертання колінчастого вала зміною складу паливоповітряної суміші ($n=900 \text{ хв}^{-1}$)

Разом з тим ці характеристики дозволяють оцінити вплив методу регулювання частоти обертання двигуна за добавки водневмісного газу.

При добавці 5,9 % газу і підтриманні частоти обертання на рівні 900 хв^{-1} , зміною кількості паливоповітряної суміші, годинна витрата бензину знизилася з 0,57 кг/год при роботі без газу до 0,49 кг/год (рис. 4.20). В результаті добавки газу H_2/O_2 витрата палива знизилася на 14 %.

Так як газ H_2/O_2 отримано за допомогою електролізу, то для врахування затрат енергії були заміряні сила струму і напруга, які мали місце при кожній витраті газу, і приведені в тепловому еквіваленті.

Враховуючи затрати електроенергії, економія палива при добавці 5,9 % газу склала 8 %. Якщо замість затрат електроенергії на отримання газу враховувати теплоту, що виділилась при його згорянні, економія становить 12,5 %.

За рахунок часткового заміщення газом H_2/O_2 , а також прикриття дросельної заслінки зменшилася витрата повітря і при максимальній добавці склала 7,39 кг/год порівняно з 8,52 кг/год за роботи без газу. Тому можна очікувати зменшення масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

Як видно з рис. 4.21, при підтриманні частоти обертання вала двигуна зміною складу паливоповітряної суміші збільшення величини добавки газу також знижує годинну витрату бензину. При роботі двигуна без добавки газу H_2/O_2 годинна витрата палива становила 0,67 кг/год, при добавці 4,8 % знизилась до 0,59 кг/год. Добавка водневмісного газу в розмірі 4,8 % від витрати бензину призвела до зниження витрати палива на 11,94 % . З урахуванням затрат електричної енергії на отримання газу H_2/O_2 економія бензину при добавці 4,8 % газу складає 6,8 %. При розрахунках за теплою згорання водневмісного газу економія становить 10,7 %.

Витрата повітря при добавці 4,8 % газу знизилась з 10 до 9,2 кг/год, що пояснюється частковим заміщенням повітря газом.

Якщо порівнювати показники двигуна при однаковій добавці H_2/O_2 (4,8 %), то поліпшення економічності для обох методів регулювання частоти обертання практично однакове.

Для дослідження впливу добавки водневмісного газу на екологічні показники двигуна заміряні концентрації шкідливих компонентів у відпрацьованих газах (рис. 4.22 і 4.23).

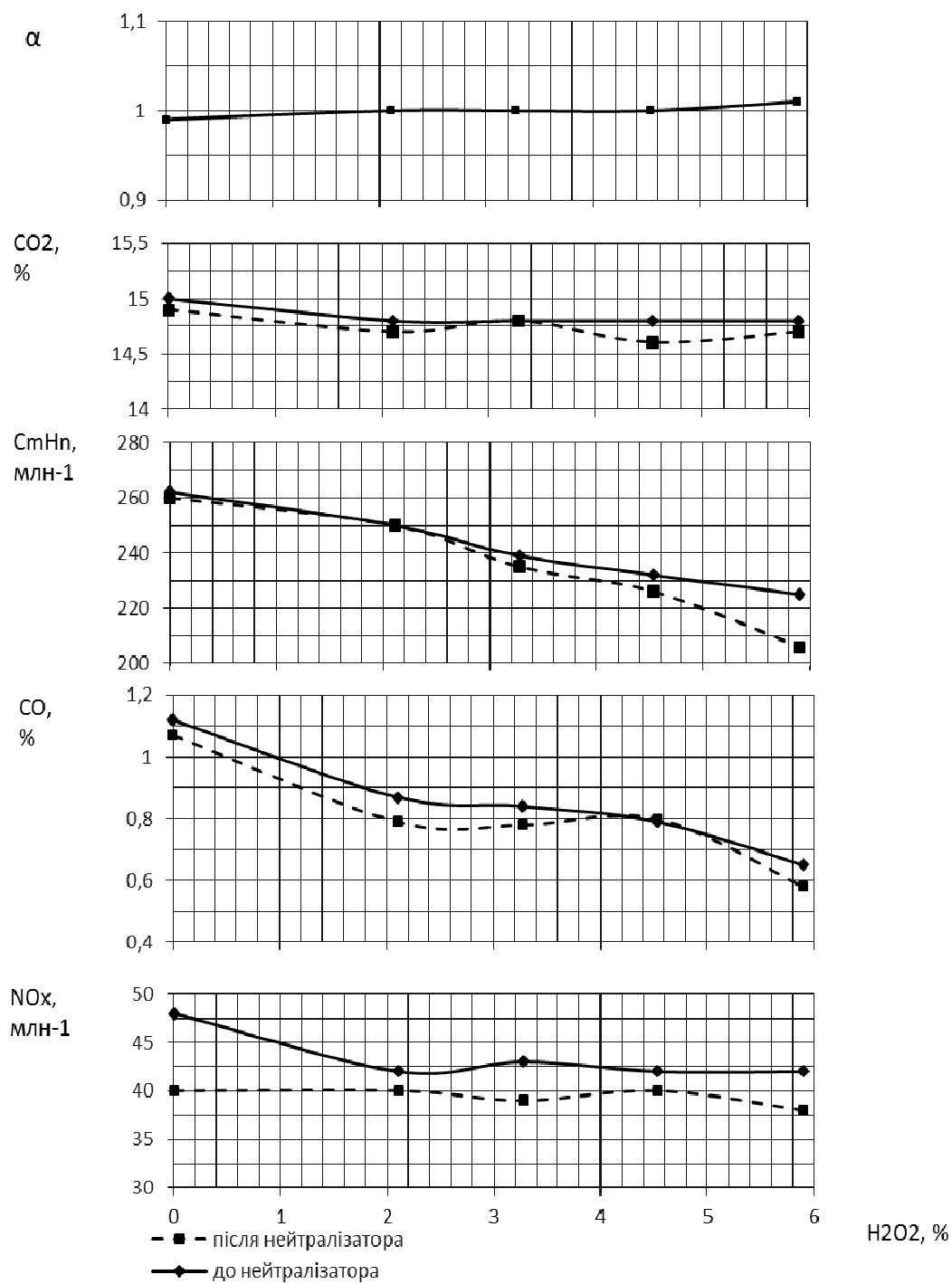


Рисунок 4.22 - Вплив добавки газу H₂/O₂ на склад відпрацьованих газів двигуна в режимі холостого ходу при підтриманні незмінної частоти обертання колінчастого вала зміною кількості паливоповітряної суміші ($n=900 \text{ хв}^{-1}$)

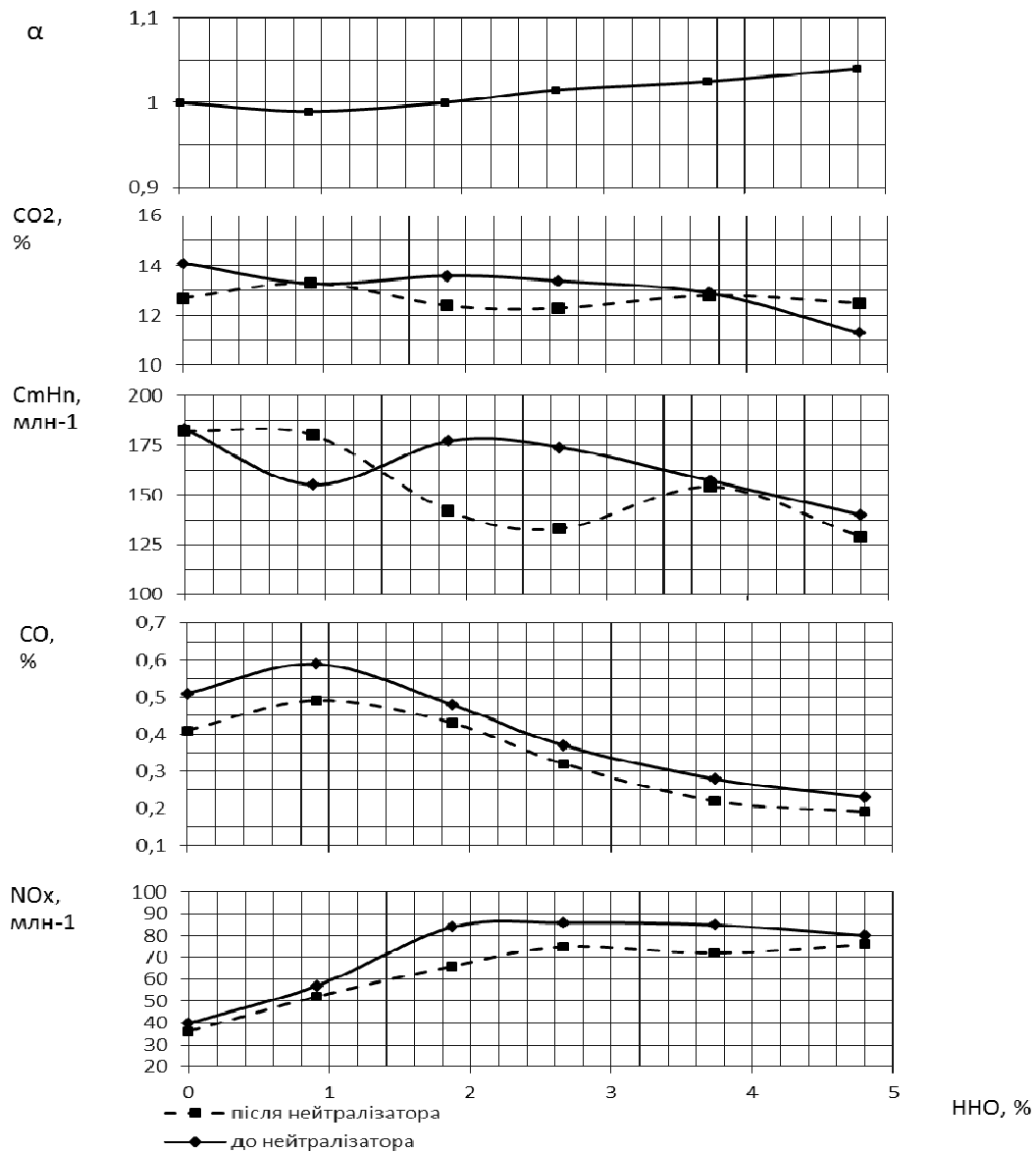


Рисунок 4.23 - Вплив добавки газу H_2/O_2 на склад відпрацьованих газів двигуна в режимі холостого ходу при підтриманні незмінної частоти обертання колінчастого вала зміною складу паливоповітряної суміші ($n=900 \text{ хв}^{-1}$)

Різні величини цих показників за роботи без добавки H_2/O_2 пояснюються тим, що характеристики визначались в різні періоди часу, що могло вплинути на роботу двигуна в режимі холостого ходу.

Як видно з залежностей показаних на рис. 4.22 і 4.23, добавка газу H_2/O_2 позитивно впливає на екологічні показники двигуна при обох методах підтримання незмінної частоти обертання. Зокрема при додаванні різних масових

часток газу H_2/O_2 знижуються концентрації незгорілих вуглеводнів і оксиду вуглецю, що свідчить про покращення процесу згоряння. Зниження концентрацій цих компонентів відбувається як до так і після нейтралізатора.

При підтриманні незмінної частоти обертання колінчастого вала прикриттям дросельної заслінки дещо знижуються концентрації оксидів азоту, але їх концентрації незначні і заміри знаходяться в межах похибки. У випадку використання другого методу регулювання концентрації оксидів азоту дещо зростають, що можна пояснити підвищенням температури в циліндрі внаслідок добавки H_2/O_2 і переходом на біднішу суміш внаслідок регулювання складу паливоповітряної суміші. Концентрації CO_2 практично не змінилися при додаванні водневмісного газу в обох випадках.

Оскільки в режимі холостого ходу температура відпрацьованих газів не висока ($120 - 150^\circ\text{C}$), то ефективність нейтралізації трикомпонентного каталітичного нейтралізатора низька, але разом з тим по мірі додавання газу H_2/O_2 концентрації всіх компонентів після нейтралізатора дещо знижуються.

Для встановлення впливу добавки водневмісного газу на показники бензинового двигуна з системою впорскування палива і зворотнім зв'язком в режимах малих навантажень і холостого ходу проведено випробування двигунів 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30NE) і 4Ч 7,65/7,56 (VW BBY).

Результати досліджень проведених за роботи двигуна 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30NE) в режимі холостого ходу показано на рис. 4.24 і 4.25. Випробування проведено з частотою обертання колінчастого вала 1400 хв^{-1} . Добавку газу H_2/O_2 змінювали від 0 до 4 л/хв, що становить 7,76 % від витрати бензину. Незмінну частоту обертання колінчастого вала підтримували прикриттям дросельної заслінки.

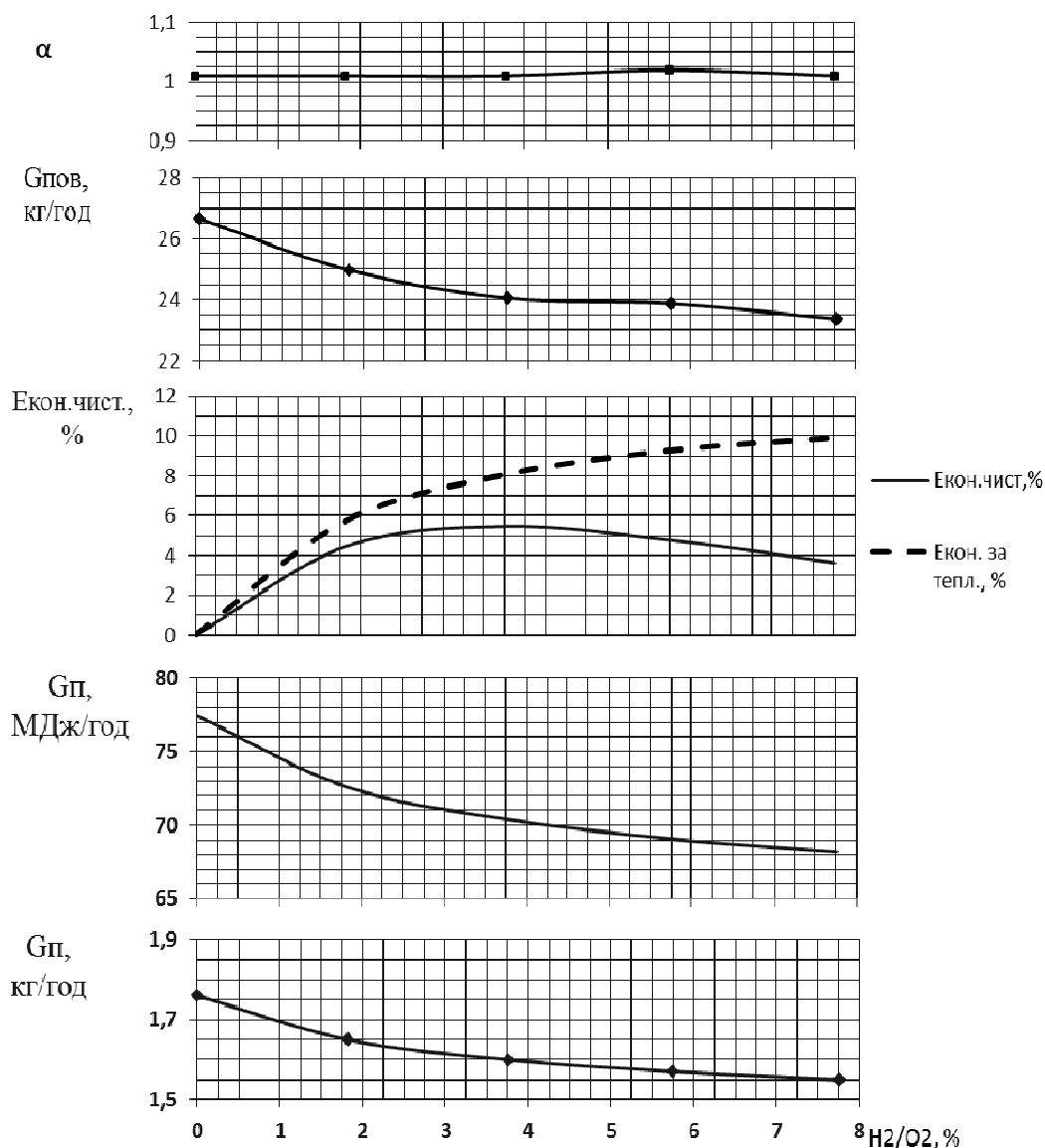


Рисунок 4.24 - Вплив добавки газу H_2/O_2 на паливну економічність бензинового двигуна 6Ч 9,5/6,98 в режимі холостого ходу ($n=1400 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з рис. 4.24 добавка водневмісного газу в режимі холостого ходу призводить до зниження годинної витрати палива. При роботі без добавки H_2/O_2 витрата бензину становила 1,76 кг/год, а при добавці 7,8 % газу знизилася до 1,55 кг/год. Економія бензину становить 12 %. З урахуванням затрат електроенергії на отримання водневмісного газу найбільша економія становить 5,5 % при добавці 3,5 % водневмісного газу. Подальше збільшення добавки H_2/O_2 призводить до зниження економії так як затрати на виробництво газу зростають. При врахуванні теплоти згоряння газу замість затрат електроенергії найбільша економія становить 9,9 % при добавці 7,8 % H_2/O_2 .

По мірі додавання газу H_2/O_2 знижується годинна витрата повітря, що призведе до зменшення масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

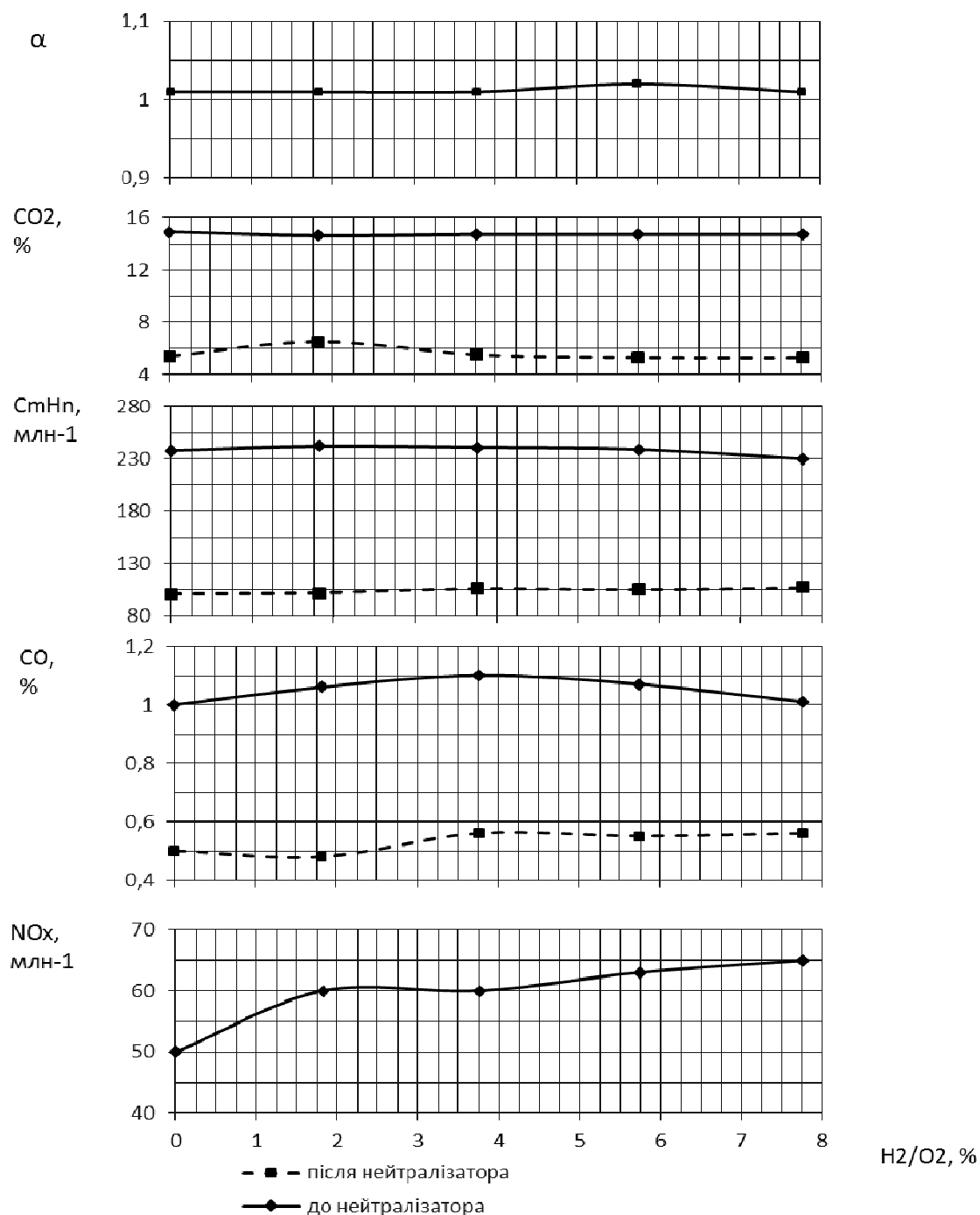


Рисунок 4.25 - Вплив добавки газу H_2/O_2 на склад відпрацьованих газів двигуна 6Ч 9,5/6,98 в режимі холостого ходу ($n=1400$ хв⁻¹)

Як видно з рис. 4.25 добавка водневмісного газу практично не вплинула на концентрації шкідливих речовин. При добавці 7,8 % газу H_2/O_2 незначно знизились концентрації C_{mH_n} (з 238 до 230 $млн^{-1}$). Через підвищення температури в циліндрі двигуна дещо зростають концентрації оксидів азоту.

Результати випробування двигуна 4Ч 7,65/7,56 (VW BBY) за роботи з добавкою водневмісного газу показано на рис. 4.26, 4.27. Випробування двигуна проведено за роботи з частотою обертання колінчастого вала 1600 хв^{-1} . Незмінну частоту підтримували прикриттям дросельної заслінки.

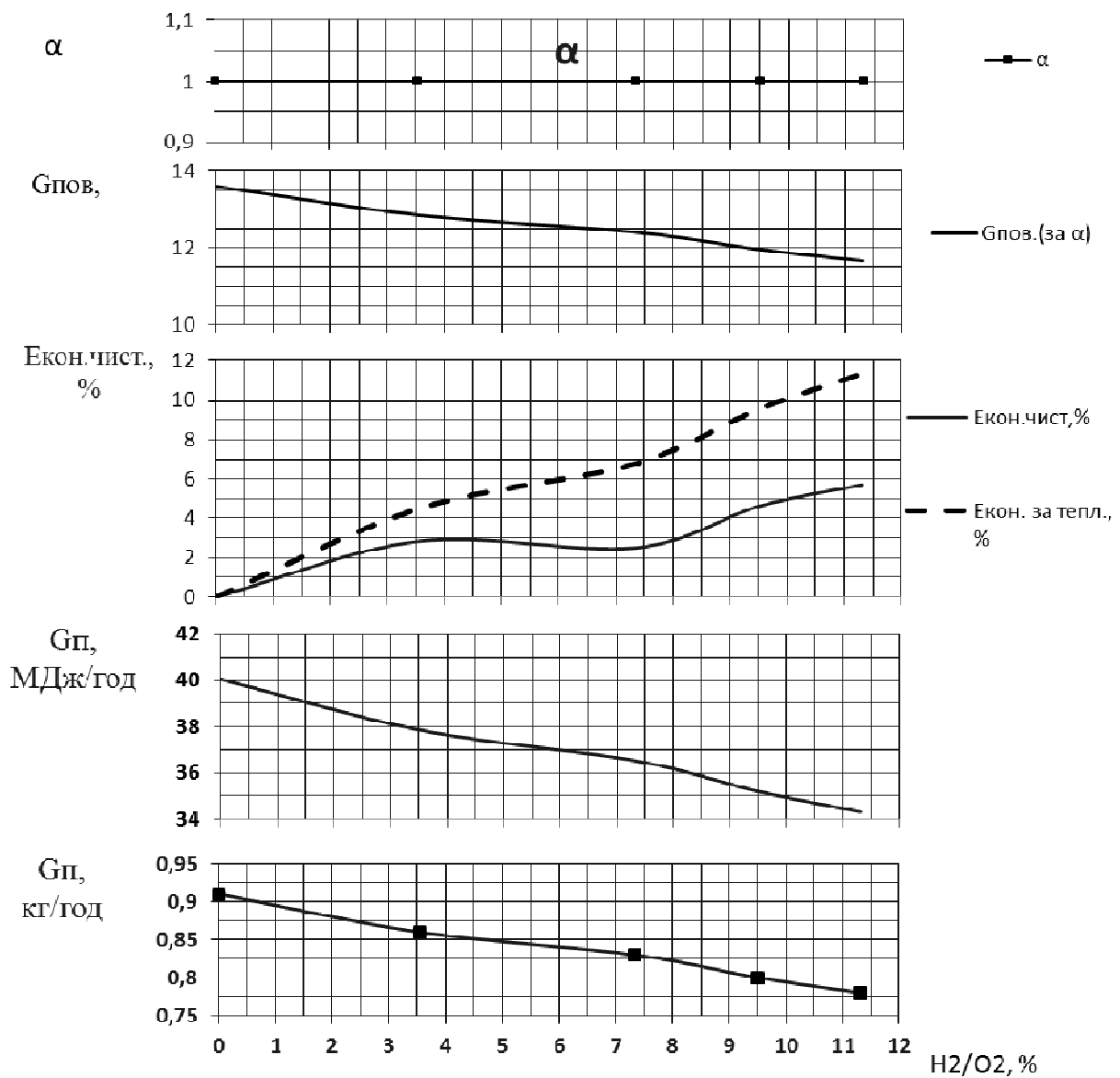


Рисунок 4.26 - Вплив добавки газу H_2/O_2 на паливну економічність бензинового двигуна 4Ч 7,65/7,56 в режимі холостого ходу ($n=1600 \text{ хв}^{-1}$)

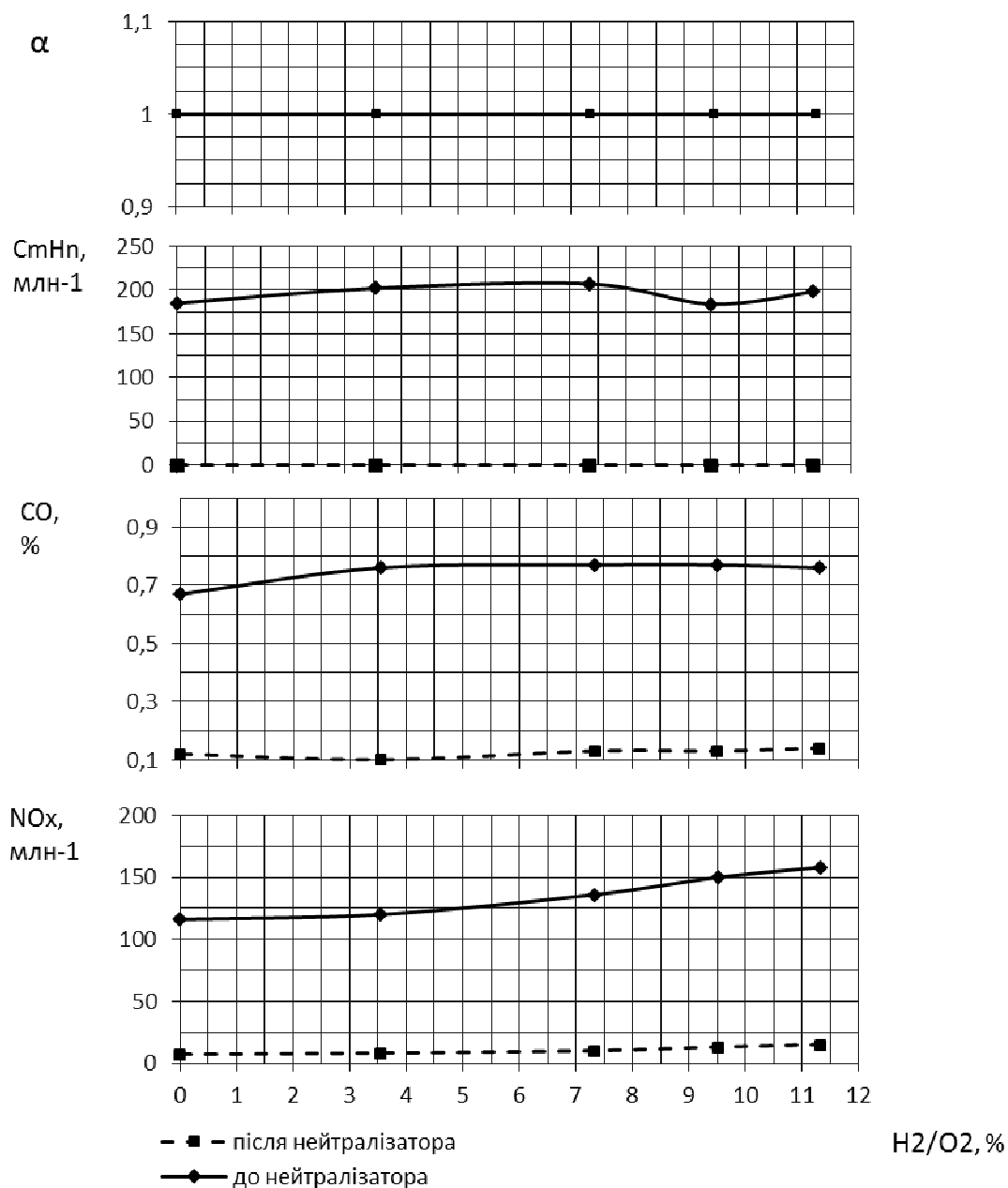


Рисунок 4.27 - Вплив добавки газу H₂/O₂ на склад відпрацьованих газів двигуна 4Ч 7,65/7,56 в режимі холостого ходу (n=1600 хв⁻¹)

Добавку водневмісного газу змінювали від 0 до 2,9 л/хв, що становить 11,3 % від витрати бензину для цього режиму. Встановлено, що при добавці 11,3 % водневмісного газу і підтриманні незмінної частоти обертання колінчастого вала прикриттям дросельної заслінки знижується годинна витрата палива на 14,3 %. Враховуючи затрати електроенергії на проведення електролізу найбільша економія становить 5,7 %. Якщо враховувати теплоту згоряння водневмісного

газу замість затрат електроенергії, то економія складає 11,3 %. Так як в умовах експлуатації на борту автомобіля в режимі холостого ходу отримати 11,3 % H_2/O_2 досить складно, то доцільно обмежити величину добавки на рівні 4...6 %. За роботи з добавкою 4 % водневмісного газу витрата бензину зменшується на 7,7 %. З урахуванням витрат енергії на отримання H_2/O_2 економія палива становить 3 %. На екологічні показники двигуна 4Ч 7,65/7,56 добавка водневмісного газу практично не впливає.

Результати досліджень впливу добавки водневмісного газу на паливну економічність бензинового двигуна в різних швидкісних режимах активного холостого ходу показані на рис. 4.28 [109].

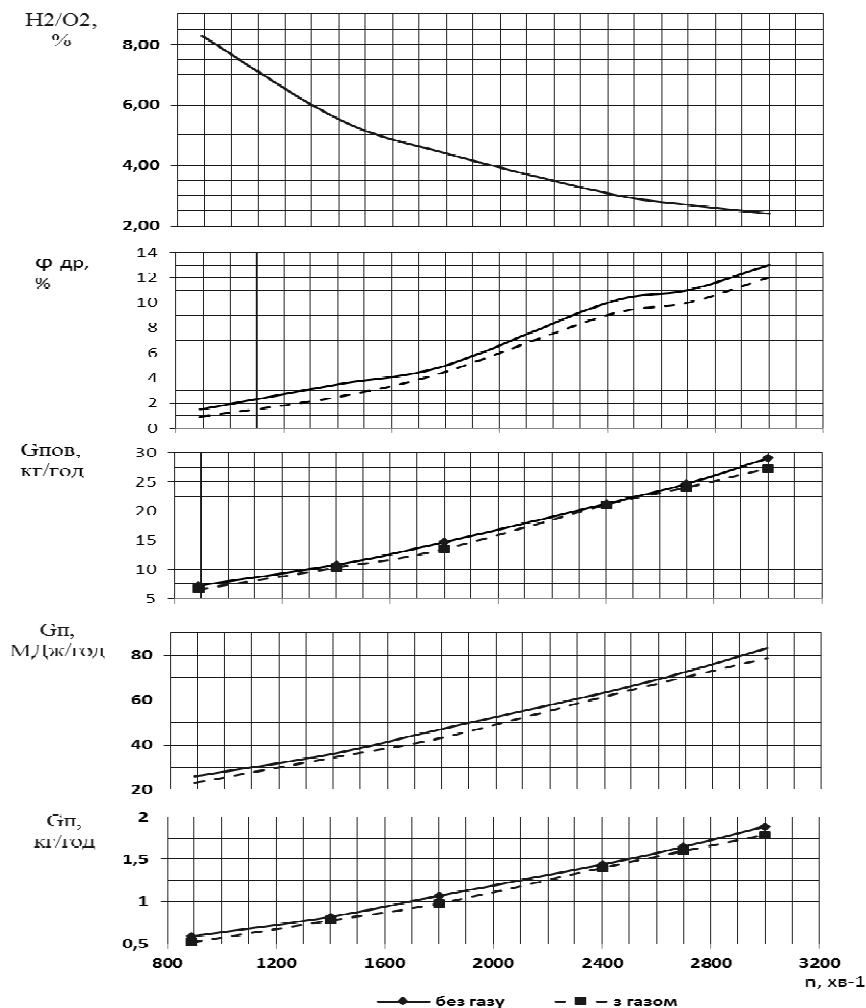


Рисунок 4.28 - Швидкісна характеристика активного холостого ходу двигуна MeM3-245 за роботи без добавки та з добавкою H_2/O_2

Як видно з рисунку, відсоткове значення H_2/O_2 від витрати бензину знижується по мірі зростання частоти обертання колінчастого вала. Це пояснюється тим, що при зростанні частоти обертання зростає годинна витрата палива. Найбільша добавка H_2/O_2 становить 8,3 % при роботі двигуна з частотою 900 хв⁻¹, а найменша 2,4 % при 3000 хв⁻¹.

За роботи з добавкою H_2/O_2 для досягнення певної частоти обертання необхідно відкривати дросельну заслінку на менший кут, ніж за роботи без добавки. За рахунок меншого відкриття дросельної заслінки і часткового заміщення водневмісним газом знижується витрата повітря в усьому діапазоні частот обертання, що призведе до зменшення масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

Добавка водневмісного газу призводить до зниження годинної витрати бензину в усіх швидкісних режимах холостого ходу. Найбільша економія становить 11,86 % за роботи з частотою 900 хв⁻¹ і добавці 8,3 % газу. Так як на отримання водневмісного газу була затрачена електрична енергія, то для об'єктивної оцінки впливу газу H_2/O_2 на паливну економічність двигуна необхідно врахувати ці затрати. З урахуванням затрат найбільша економія складає 4 % за роботи з частотою 1800 хв⁻¹ і добавці 4,4 % водневмісного газу, що підтверджує отримані раніше результати щодо вибору оптимальної величини добавки.

Результати досліджень впливу добавки водневмісного газу на паливну економічність двигуна MeM3-245 з карбюраторною системою живлення в режимі, що відповідає середній точці Європейського їздового циклу з показані на рис.4.29. Добавку водневмісного газу змінювали від 0 до 4 л/хв (від 0 до 6,7 % від витрати бензину для даного режиму).

Попередні дослідження показали, що без зміни кута випередження запалювання ефект від добавки водневмісного газу практично не спостерігався. Тому при проведенні випробувань виконували підбір оптимального кута випередження запалювання при кожній величині добавки водневмісного газу.

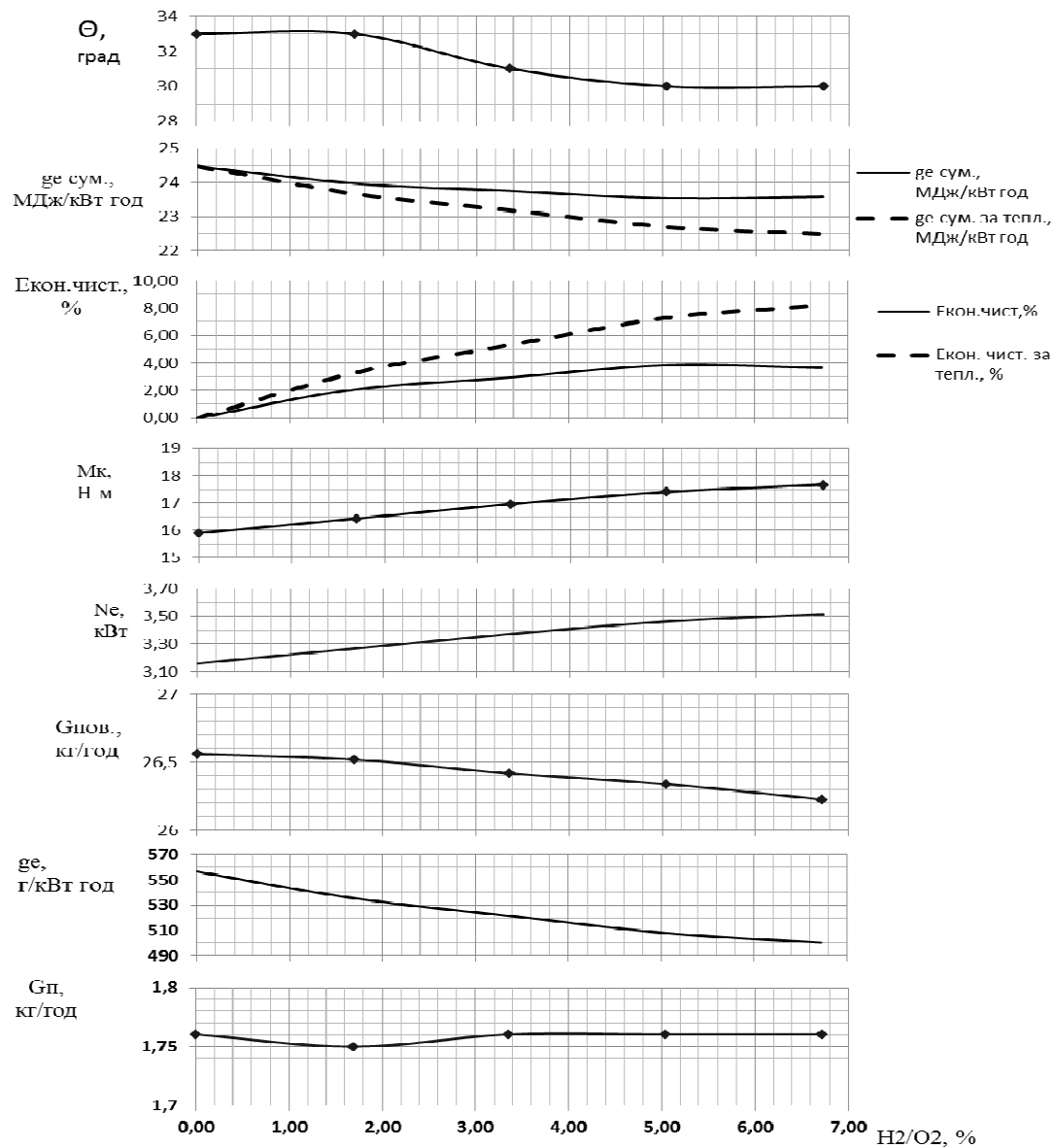


Рисунок 4.29 - Вплив добавки газу H_2/O_2 на паливну економічність бензинового двигуна MeM3-245 в середній точці Європейського їздового циклу ($M_k=15,9$ Н м, $n=1900$ хв $^{-1}$)

Як видно з рисунку, добавка водневмісного газу не впливає на годинну витрату палива в даному двигуні, але при зміні кута випередження запалювання в бік пізнішого призводить до підвищення потужності, в результаті чого знижується питома витрата палива. При добавці 6,7 % H_2/O_2 потужність зростає до 3,52 кВт порівняно з 3,16 кВт за роботи без добавки. Питома витрата палива знижується на 10 %. Так як для отримання водневмісного газу затратували електричну енергію, то для об'єктивної оцінки впливу добавки на показники

роботи двигуна, розраховали сумарні питомі затрати енергії, що являють собою суму витрати теплоти з бензином і на проведення електролізу, віднесену до одиниці потужності двигуна. З врахуванням затрат електроенергії на проведення електролізу максимальна економія становить 3,8 % при добавці 5 % водневмісного газу. Якщо враховувати тільки теплоту згоряння H_2/O_2 , то найбільше зниження витрати палива спостерігається при добавці 6,7 % газу і становить 8,2 %. Добавка водневмісного газу призводить до зниження годинної витрати повітря, що призведе до зменшення масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

На рис. 4.30 показані результати досліджень впливу добавки водневмісного газу на концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигуна.

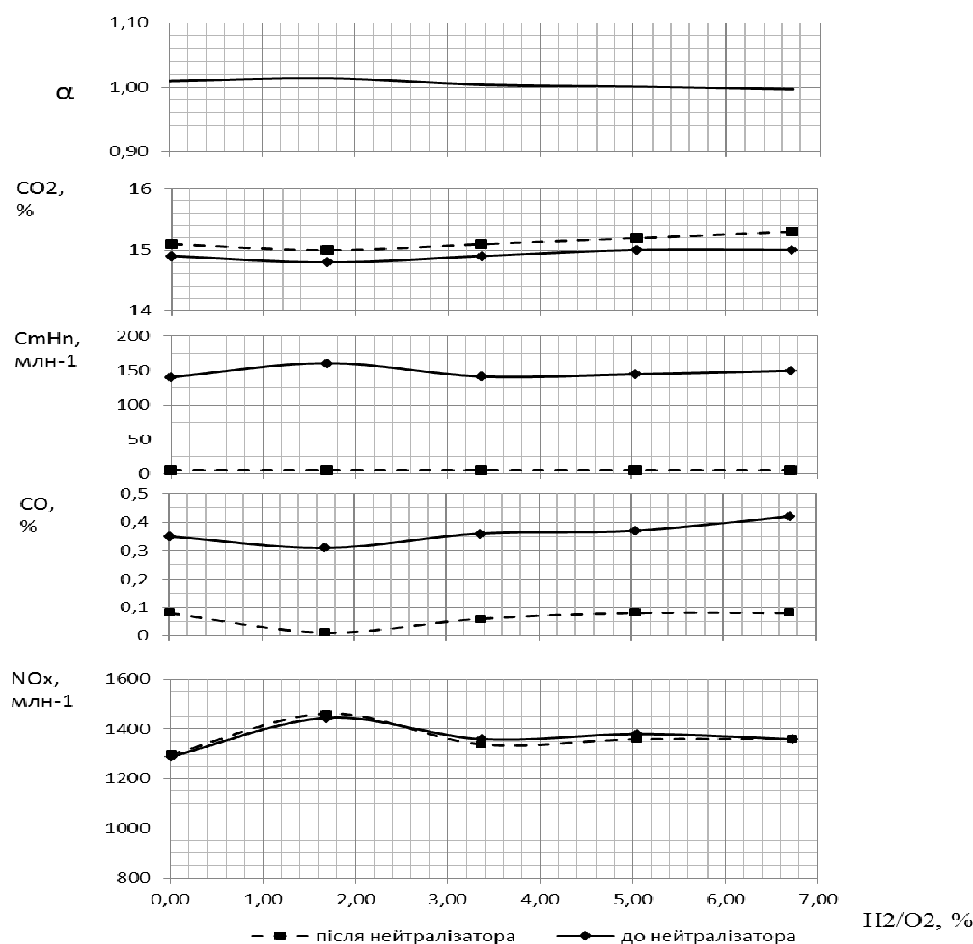


Рисунок 4.30 - Вплив добавки суміші H_2/O_2 на склад відпрацьованих газів двигуна MeM3-245 в середній точці Європейського їздового циклу ($M_k=15,9$ Н м, $n=1900$ хв $^{-1}$)

Як видно з рисунку, концентрації шкідливих речовин при добавці водневмісного газу практично не змінились. Дещо зросли концентрації NO_x внаслідок підвищення температури в циліндрі двигуна.

Результати випробувань двигуна 6Ч 9,5/6,98 в середній точці Європейського їздового циклу показані на рис. 4.31 [110].

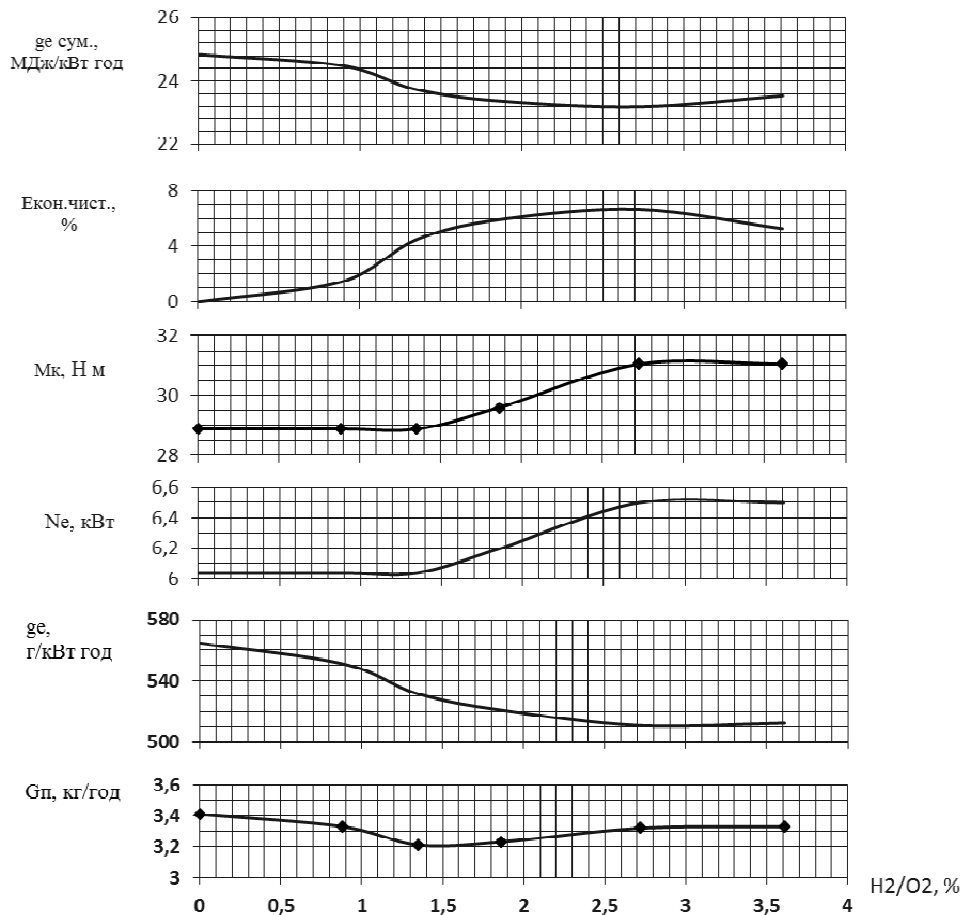


Рисунок 4.31 – Зміна показників роботи двигуна 6Ч 9,5/6,98 від величини добавки газу H_2/O_2 ($M_k=28,88 \text{ Н м}$, $n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з рисунку, добавка водневмісного газу до 1,5 % практично не впливає на показники роботи двигуна. Добавка газу понад 1,5 % призводить до зростання крутного моменту і, як наслідок, зниження питомої витрати палива. При добавці 3,6 % газу крутний момент зріс на 7,5 % і становив 31,05 Н м порівняно з 28,88 Н м за роботи без газу. Питома витрата палива знизилася на 9,26

% і становила 512,31 г/кВт год в порівнянні з 564,57 г/кВт год. З урахуванням затрат електроенергії на отримання водневмісного газу чиста економія склала 6,65 % за роботи з добавкою 2,6 % газу.

Для дослідження впливу добавки водневмісного газу на екологічні показники двигуна заміряні концентрації шкідливих компонентів у відпрацьованих газах (рис. 4.32).

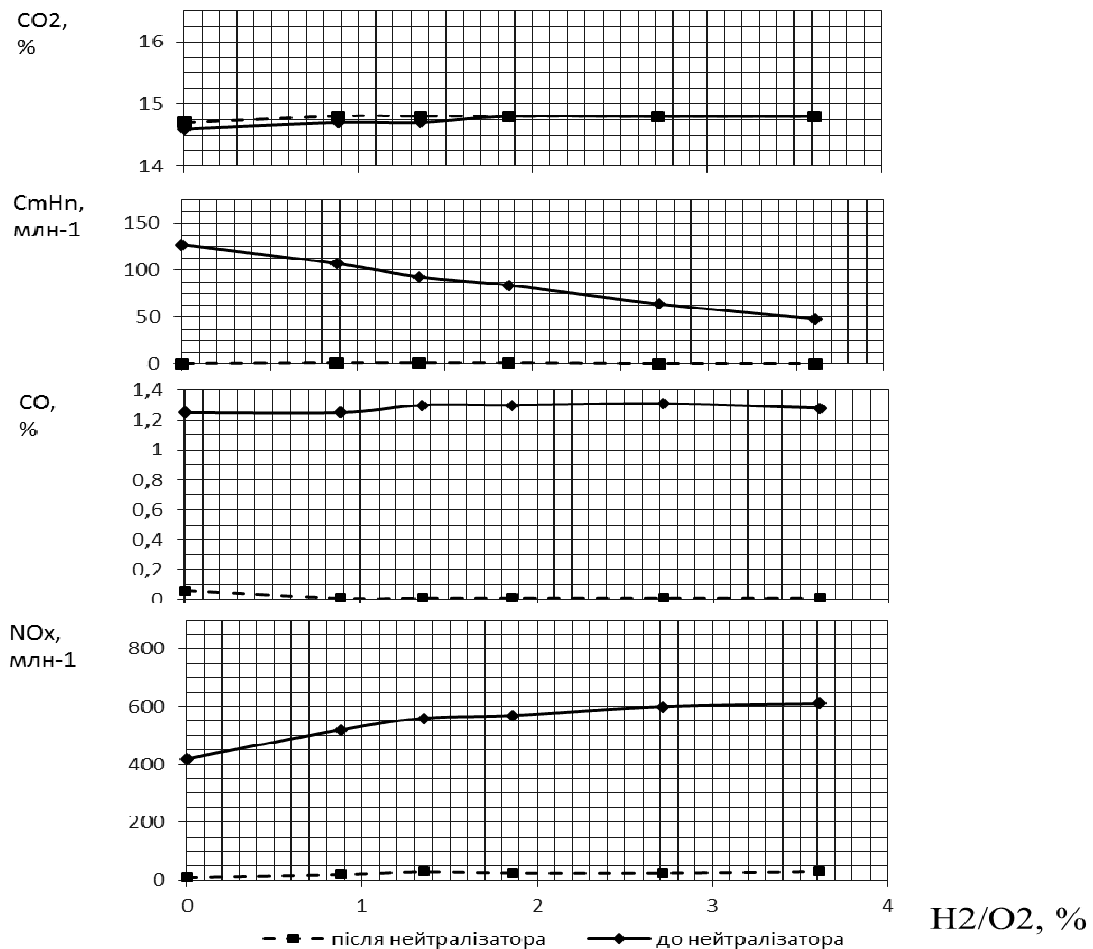


Рисунок 4.32 - Вплив добавки суміші H₂/O₂ на склад відпрацьованих газів двигуна 6Ч 9,5/6,98 ($M_k=28,88$ Н м, $n=2000$ хв⁻¹)

Із отриманих даних можна спостерігати зниження концентрацій незгорілих вуглеводнів по мірі додавання газу H₂/O₂, що свідчить про покращення процесу згоряння. Концентрації C_mH_n знизилися з 125 млн⁻¹ за роботи без газу до 50 млн⁻¹ при добавці 3,61 % H₂/O₂. На концентрації CO і CO₂ добавка водневмісного газу

практично не вплинула. По мірі додавання H_2/O_2 незначно зростають концентрації оксидів азоту, що спричинено підвищенням температури згоряння.

Так як в даному двигуні з системою впорскування бензину та зворотнім зв'язком підтримується стехіометричний склад суміші, ефективність нейтралізації трикомпонентного каталітичного нейтралізатора досить висока у всьому діапазоні добавок H_2/O_2 і концентрації всіх заміряних після нейтралізатора токсичних компонентів відпрацьованих газів близькі до нуля.

На рис. 4.33 показані результати досліджень впливу добавки водневмісного газу на паливо-економічні та енергетичні показники двигуна 4Ч 7,65/7,56 в середній точці Європейського їздового циклу [111].

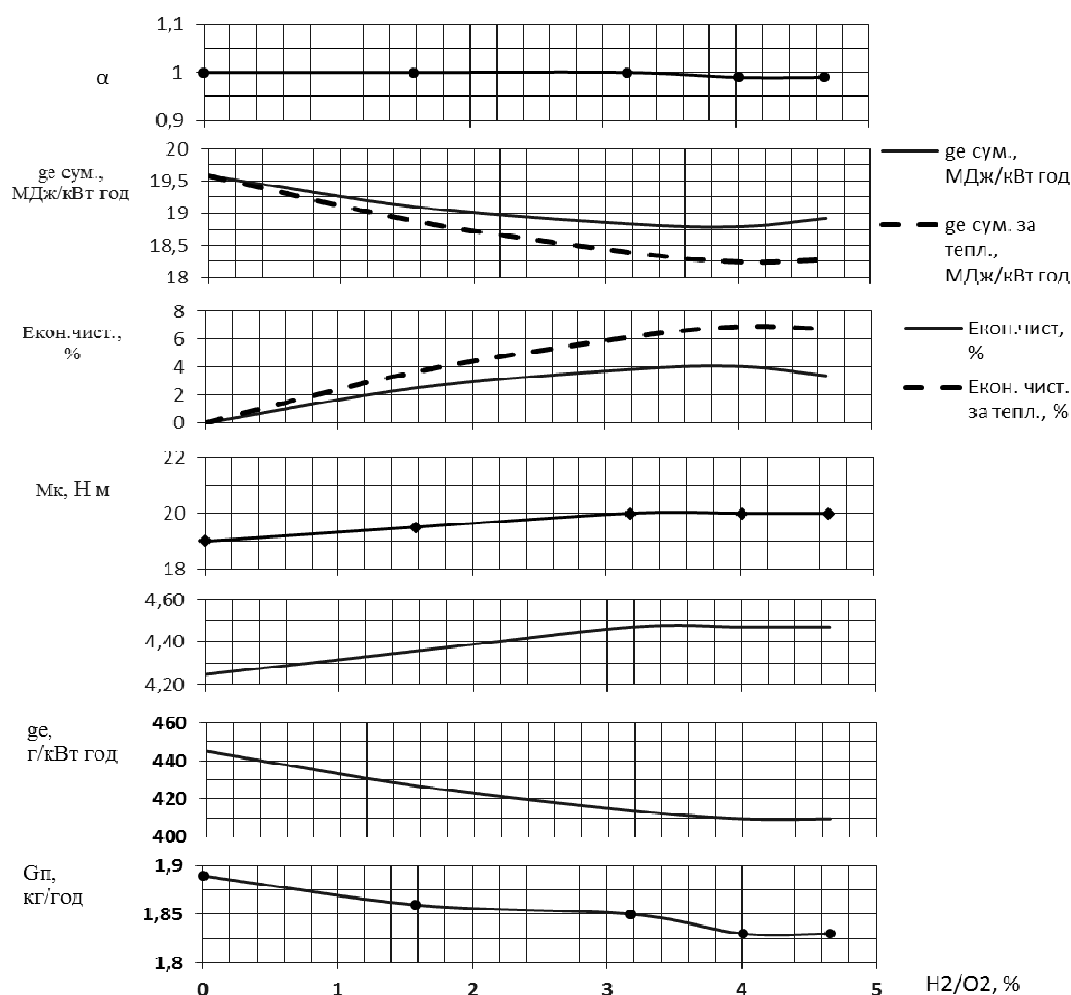


Рисунок 4.33 - Вплив добавки газу H_2/O_2 на паливну економічність бензинового двигуна 4Ч 7,65/7,56 в середній точці Європейського їздового циклу ($M_k=19 \text{ Н м}$, $n=2136 \text{ хв}^{-1}$)

Показники роботи досліджували в залежності від величини добавки H_2/O_2 , яку змінювали від 0 до 2,9 л/хв (0...4,65 % від витрати бензину). Як видно з рисунку, добавка водневмісного газу приводить до зменшення годинної витрати палива і підвищення крутного моменту двигуна. За роботи з добавкою 4 % водневмісного газу годинна витрата бензину зменшилася на 3,17 %. Величина зростання крутного моменту за роботи з тією ж добавкою становить 5,26 %. Питома витрата палива знизилася на 8 %. З врахуванням затрат електроенергії на отримання водневмісного газу найбільша економія палива становить 4,1 % за роботи з добавкою 4 % водневмісного газу. Якщо замість затрат електроенергії враховувати теплоту, отриману при згорянні H_2/O_2 , то найбільша економія складає 6,9 %.

Результати досліджень впливу добавки газу H_2/O_2 на екологічні показники двигуна 4Ч 7,65/7,56 в середній точці Європейського їздового циклу показані на рис. 4.34.

За роботи з добавкою водневмісного газу концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах практично не змінюються. Незначно знижуються концентрації незгорілих вуглеводнів і монооксиду вуглецю. Концентрації оксидів азоту дещо зростають через підвищення температури в камері згорання двигуна. У даному двигуні з системою впорскування та зворотнім зв'язком підтримується стехіометричний склад суміші, а тому ефективність каталітичного нейтралізатора висока і концентрації всіх компонентів після нейтралізатора досить низькі.

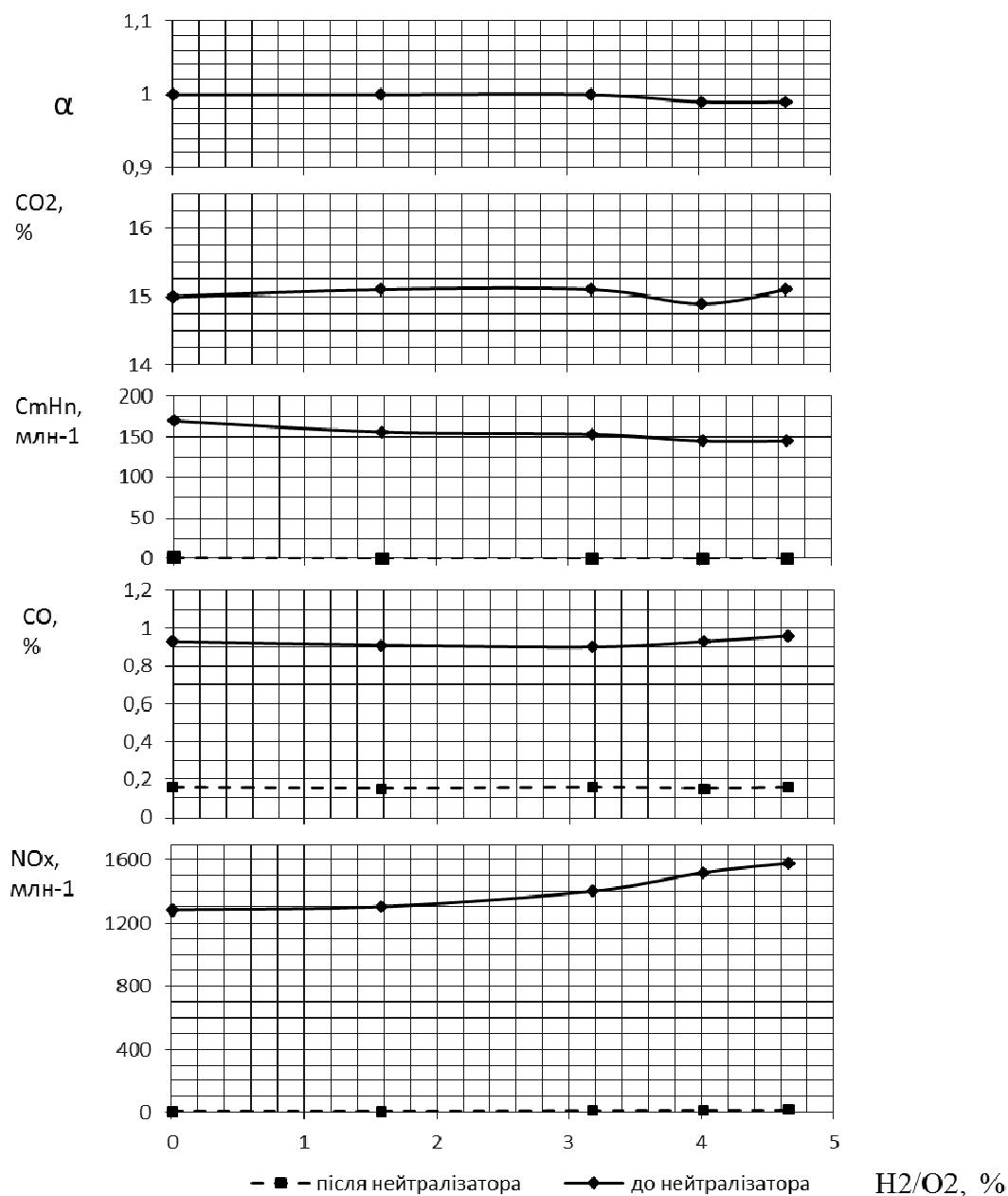


Рисунок 4.34 - Вплив добавки суміші H₂/O₂ на склад відпрацьованих газів двигуна 4Ч 7,65/7,56 в середній точці Європейського їздового циклу (M_к=19 Н м, n=2136 хв⁻¹)

Для дослідження впливу добавки водневмісного газу на паливно-економічні та енергетичні показники двигуна з іскровим запалюванням в різних навантажувальних і швидкісних режимах проведено стендові випробування двигуна методом двофакторного експерименту. Для зменшення кількості дослідів випробування проводили в 13 точках згідно плану експерименту. Дослідження проведені в діапазоні частот від 1450 до 2800 хв⁻¹ і розрідженні у впускному

трубопроводі від 2 до 70 кПа. Результати експериментальних досліджень в кожній точці плану наведені в табл. 4.8.

Таблиця 4.8 - Результати експериментальних досліджень за двофакторним експериментом

№ дослід у	Частота обертання, $n, \text{хв}^{-1}$	Розрідження у впускному трубопроводі $\Delta P_k, \text{кПа}$	Показники роботи двигуна					
			На бензині			На бензині з добавкою H_2/O_2		
			$N_e, \text{кВт}$	$G_p, \text{кг/год}$	$G_{\text{пов}}, \text{кг/год}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_p, \text{кг/год}$	$G_{\text{пов}}, \text{кг/год}$
1	2450	53	5,35	2,27	34,66	5,44	2,27	34,35
2	2450	19	13,87	4,16	65,43	13,96	4,08	64,93
3	1750	53	4,21	1,73	24,56	4,27	1,73	24,45
4	1750	19	10,04	3,03	45,98	10,1	2,99	45,44
5	2100	36	8,31	2,74	41,97	8,31	2,72	41,81
6	2800	36	10,88	3,7	56,42	10,88	3,68	56,36
7	1400	36	5,9	2,02	29,1	5,96	1,99	28,81
8	2100	70	0,86	1,22	17,42	1,24	1,22	17,05
9	2100	2	14,53	4,49	68,8	14,76	4,47	68,49
10	2800	70	0,72	1,69	22,99	1,24	1,69	22,85
11	2800	2	20,93	6,62	92,05	20,93	6,59	91,56
12	1400	70	0,67	0,83	10,8	0,88	0,83	10,54
13	1400	2	8,75	3,24	45,02	8,96	3,18	44,2

Як видно з таблиці 4.8, годинна витрата бензину за роботи двигуна з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду майже в кожній точці експерименту менша за витрату бензину за роботи без добавки. Потужність двигуна за роботи з добавкою водневмісного газу зростає. Годинна витрата повітря за роботи з добавкою H_2/O_2 менша в усьому діапазоні навантажень і частот обертання.

Для дослідження впливу добавки газу H_2/O_2 на робочий процес бензинового двигуна проведено індицирування двигуна МеМЗ – 245. Випробування проведені в режимі, що відповідає середній точці Європейського їздового циклу ($M_k = 16,96$ Н м, $n = 1900$ хв⁻¹).

Індикаторні діаграми записані за роботи без добавки водневмісного газу і з добавкою 3 л/хв газу. Для аналізу відібрано 2 фрагменти осцилограм по 70 робочих циклів кожний. На рис. 4.35 і 4.36 зображено запис послідовних індикаторних діаграм робочих циклів двигуна за роботи без добавки (рис. 4.35) і з добавкою водневмісного газу (рис. 4.36) [112].

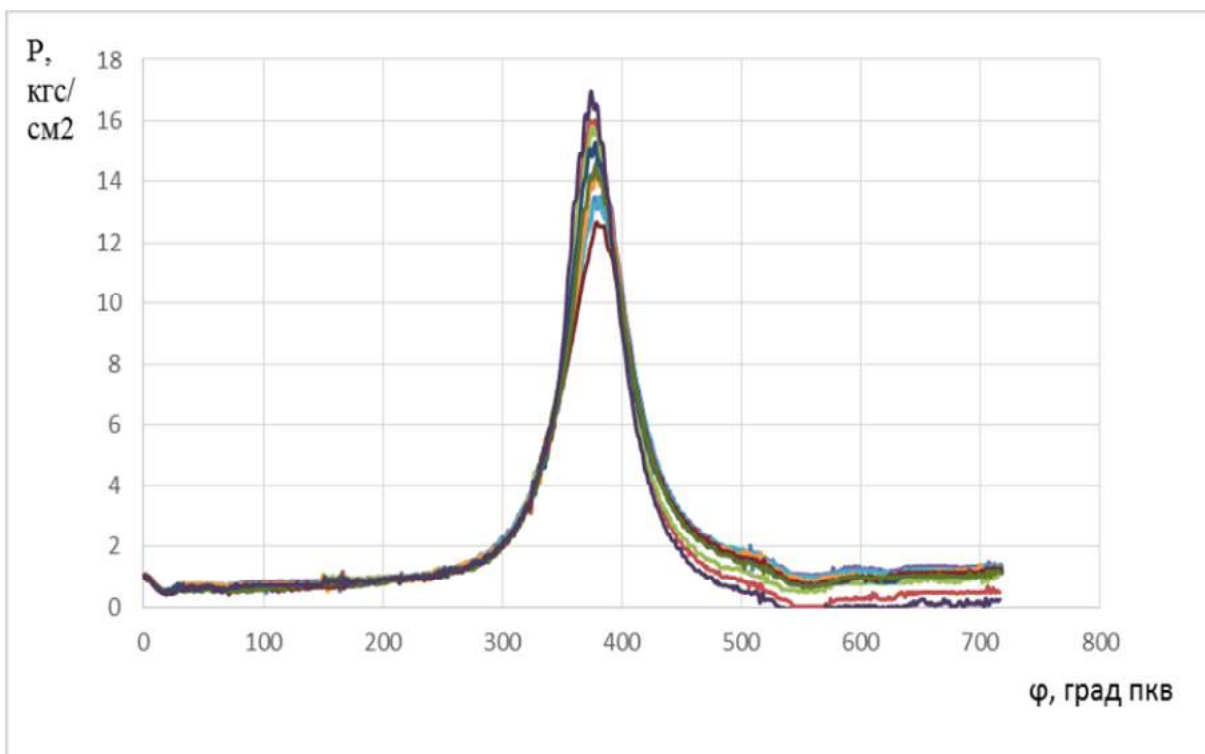


Рисунок 4.35 - Запис послідовних індикаторних діаграм робочих циклів двигуна за роботи без добавки водневмісного газу

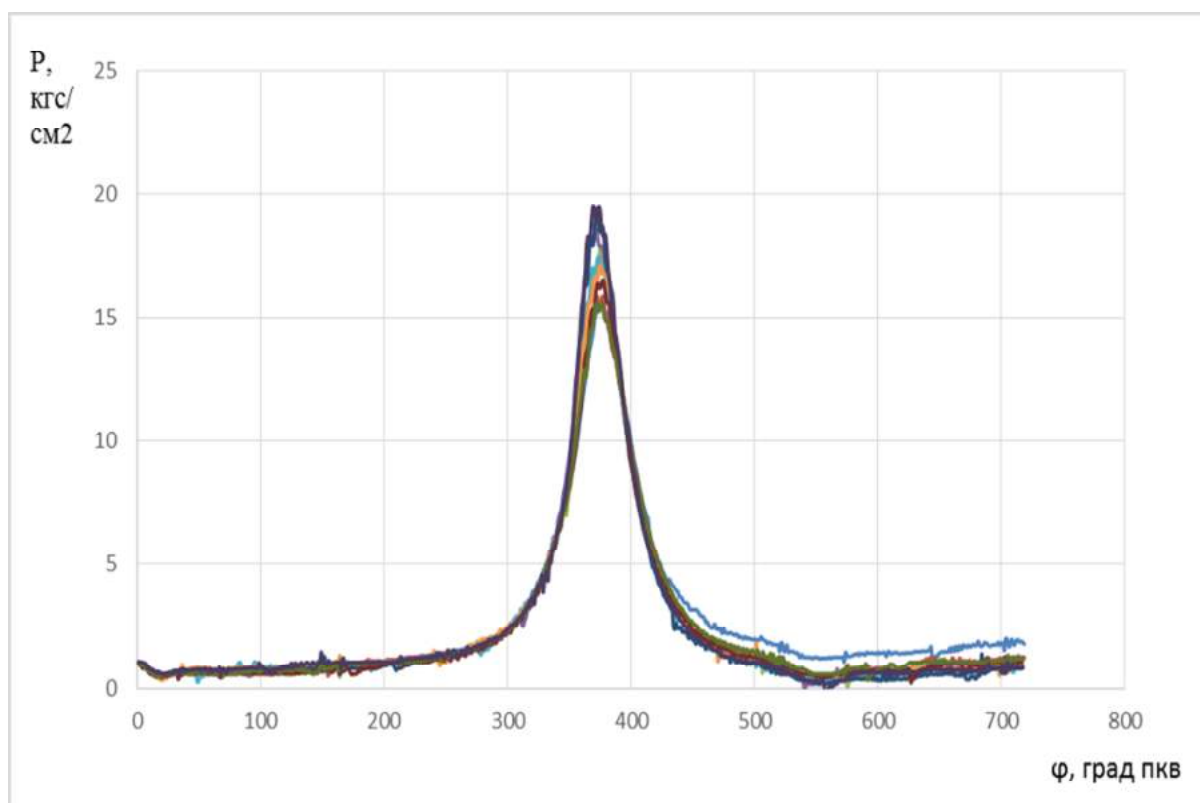


Рисунок 4.36 - Запис послідовних індикаторних діаграм робочих циклів двигуна за роботи з добавкою водневмісного газу

З показаних рисунків видно, що нерівномірність робочих циклів за роботи без добавки водневмісного газу дещо вища, ніж з добавкою.

Для дослідження впливу добавки водневмісного газу на процес згоряння відібрано дві індикаторні діаграми – одна за роботи двигуна без добавки, а друга з добавкою 3 л/хв H_2/O_2 . Для аналізу відбиралися діаграми, максимальний тиск яких найбільше відповідає значенню середнього максимального тиску для серії із 70 послідовних діаграм і індикаторні показники яких з врахуванням механічних втрат відповідають заміряним ефективним показникам двигуна для даного режиму.

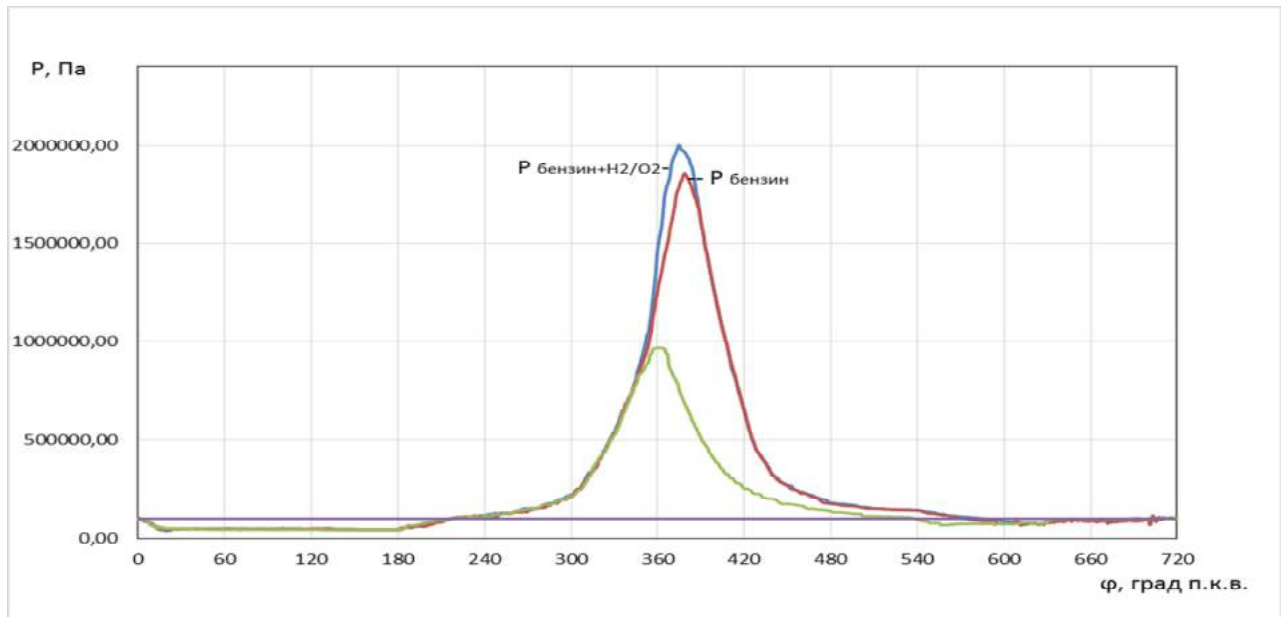


Рисунок 4.37 - Розгорнуті індикаторні діаграми двигуна MeM3 - 245 за роботи без добавки та з добавкою водневмісного газу

Як видно з рисунку 4.37, добавка водневмісного газу приводить до зростання максимального тиску циклу з 18,56 до 20,02 бар і зміщення його в бік в.м.т. на 4 градуси повороту колінчастого вала. Внаслідок підвищення тиску зростає крутний момент і потужність двигуна, що підтверджено замірами на гальмівному стенді. При роботі без добавки крутний момент становить 16,96 Н м, а з добавкою зростає до 18,02 Н м.

4.6 Висновки до розділу 4

1. Визначено задачі та складено програму експериментальних досліджень бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.
2. Створено експериментальну установку для дослідження паливної економічності, токсичності та особливостей робочого процесу двигунів з іскровим запалюванням та різними системами живлення за роботи на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

3. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень впливу добавки водневмісного газу на паливну економічність, екологічні показники та на робочий процес бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи в режимах малих навантажень і холостого ходу.

4. Розроблено методику визначення економічного ефекту від добавки водневмісного газу з врахуванням витрат енергії на його отримання.

5. В результаті проведення стендових експериментальних досліджень бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи в режимах малих навантажень і холостого ходу встановлено, що добавка водневмісного газу позитивно впливає на паливну економічність та екологічні показники бензинових двигунів з різними системами живлення в режимах малих навантажень і холостого ходу. Добавка водневмісного газу приводить до зменшення годинної витрати бензину в режимах холостого ходу і до підвищення ефективної потужності двигунів в режимі середньої точки Європейського міського їздового циклу, і як наслідок, зменшення питомої ефективної витрати палива. Добавка водневмісного газу приводить до зменшення концентрацій продуктів неповного згоряння у відпрацьованих газах двигунів з іскровим запалюванням.

За результатами стендових досліджень проведених методом факторного експерименту встановлено, що добавка водневмісного газу приводить до зменшення годинної витрати бензину і повітря та підвищення ефективної потужності практично в усіх точках плану експерименту в широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів.

6. Встановлено, що оптимальна добавка водневмісного газу для всіх випробуваних двигунів становить близько 4...6 % від витрати бензину у відповідному режимі.

7. Отримано індикаторні діаграми робочого процесу двигуна MeM3-245 за роботи на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду. Встановлено, що добавка водневмісного газу до повітряного заряду двигуна MeM3-245 приводить до підвищення максимального тиску циклу з 18,56 до 20,02 бар і зміщення його в бік в.м.т. на 4 градуси повороту колінчастого вала.

РОЗДІЛ 5

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І РОЗРАХУНКОВИХ
ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ДОБАВКИ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ НА
ПОКАЗНИКИ РОБОТИ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ**5.1. Результати досліджень паливної економічності та екологічних показників бензинових двигунів за роботи з добавкою водневмісного газу.**

В результаті опрацювання факторного експерименту методом найменших квадратів [113, 114] отримані поліноміальні залежності, що дозволяють описати паливо-економічні та енергетичні показники двигуна за роботи на бензині і з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 - Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей енергетичних та економічних показників двигуна MeM3-245 для різних навантажувальних і швидкісних режимів

№ коефіцієнту a_i	Параметр					
	N_e , Нм		G_p , кг/год		$G_{пов}$, кг/год	
	робота на бензині	робота на бензині і добавкою H_2/O_2	робота на бензині	робота на бензині і добавкою H_2/O_2	робота на бензині	робота на бензині і добавкою H_2/O_2
0	-2.8963	-2.5935	1.62385	1.50684	-1.21305	-2.2728
1	0.008569	0.008646	0.000654	0.0007198	0.03415	0.03436
2	0.102583	0.079276	-0.007753	-0.007592	-0.00764	0.01307
3	$1.7 \cdot 10^{-9}$	$-5.74 \cdot 10^{-8}$	$3.986 \cdot 10^{-7}$	$3.848 \cdot 10^{-7}$	$-5.83 \cdot 10^{-8}$	$-5.69 \cdot 10^{-8}$
4	$-6.005 \cdot 10^{-4}$	$-3.876 \cdot 10^{-4}$	$1.646 \cdot 10^{-4}$	$1.761 \cdot 10^{-4}$	$2.78 \cdot 10^{-4}$	$1.359 \cdot 10^{-4}$
5	$-1.266 \cdot 10^{-4}$	$-1.214 \cdot 10^{-4}$	$-2.637 \cdot 10^{-5}$	$-2.642 \cdot 10^{-5}$	$-3.675 \cdot 10^{-4}$	$-3.702 \cdot 10^{-4}$
σ_x	0.328	0.335	0.156	0.164	0.62	0.62

Використовуючи отримані поліноміальні залежності розраховано енергетичні та паливо-економічні показники двигуна МеМЗ-245 за роботи на бензині і з добавкою водневмісного газу в різних швидкісних і навантажувальних режимах. Результати розрахунку для наочності представлені у вигляді поверхонь. Для прикладу, на рис. 5.1. показані поверхні, які описують поліноміальну залежність годинної витрати палива за роботи двигуна без добавки і з добавкою водневмісного газу:

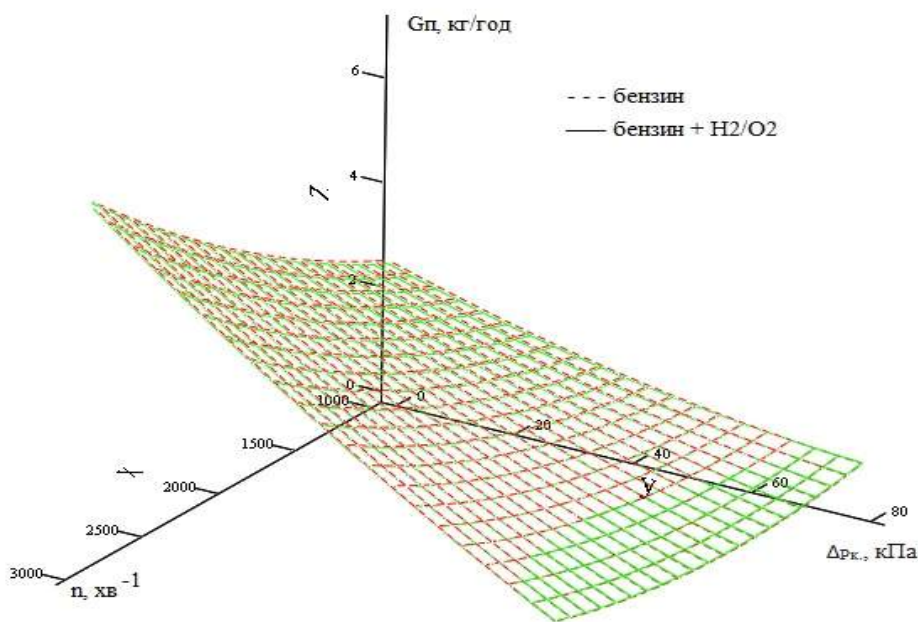


Рисунок 5.1 - Поверхні, описані поліномом $G_{\Pi}=f(n_{\text{д}}, \Delta p_{\text{к}})$ за роботи двигуна МеМЗ-245 з добавкою і без добавки водневмісного газу

Дані поверхні описані за допомогою таких поліноміальних залежностей:

$$G_{\Pi}=f(n_{\text{д}}, \Delta p_{\text{к}})=1,624+6,54 \cdot 10^{-4} \cdot n_{\text{д}}-7,753 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p_{\text{к}}+3,986 \cdot 10^{-7} \cdot n_{\text{д}}^2+1,646 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p_{\text{к}}^2-2,637 \cdot 10^{-5} \cdot n_{\text{д}} \cdot \Delta p_{\text{к}} \quad (5.1)$$

$$G_{\Pi(+H_2/O_2)}=f(n_{\text{д}}, \Delta p_{\text{к}})=1,512+7,106 \cdot 10^{-4} \cdot n_{\text{д}}-7,228 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p_{\text{к}}+3,878 \cdot 10^{-7} \cdot n_{\text{д}}^2+1,73 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p_{\text{к}}^2-2,657 \cdot 10^{-5} \cdot n_{\text{д}} \cdot \Delta p_{\text{к}} \quad (5.2)$$

З показаних на рис. 5.1 поверхонь досить важко оцінити вплив добавки водневмісного газу на паливну економічність двигуна. Тому для аналізу розрахована навантажувальна характеристика для одного швидкісного режиму. Для більш об'єктивної оцінки впливу добавки газу H_2/O_2 на паливну економічність крім годинної витрати палива розраховано питому ефективну витрату за роботи з добавкою і без добавки водневмісного газу. Питому витрату палива для постійної частоти в залежності від ефективної потужності можна описати поліномом шостого степеня. Рівняння, що описують питому ефективну витрату палива двигуном за роботи без добавки та з добавкою водневмісного газу мають такий вигляд:

$$g_e = f(N_e) = 0,0092x^6 - 0,4844x^5 + 10,129x^4 - 107,66x^3 + 614,1x^2 - 1822,5x + 2697,9 \quad (5.3)$$

$$g_{e(+H_2/O_2)} = f(N_e) = 0,007x^6 - 0,3721x^5 + 7,8288x^4 - 83,517x^3 + 477,39x^2 - 1425,5x + 2222,2 \quad (5.4)$$

На рис. 5.2 показана навантажувальна характеристика двигуна MeM3-245 отримана розрахунком за поліноміальними залежностями значень годинної та питомої ефективної витрат палива від ефективної потужності двигуна за роботи з постійною частотою 2100 хв^{-1} .

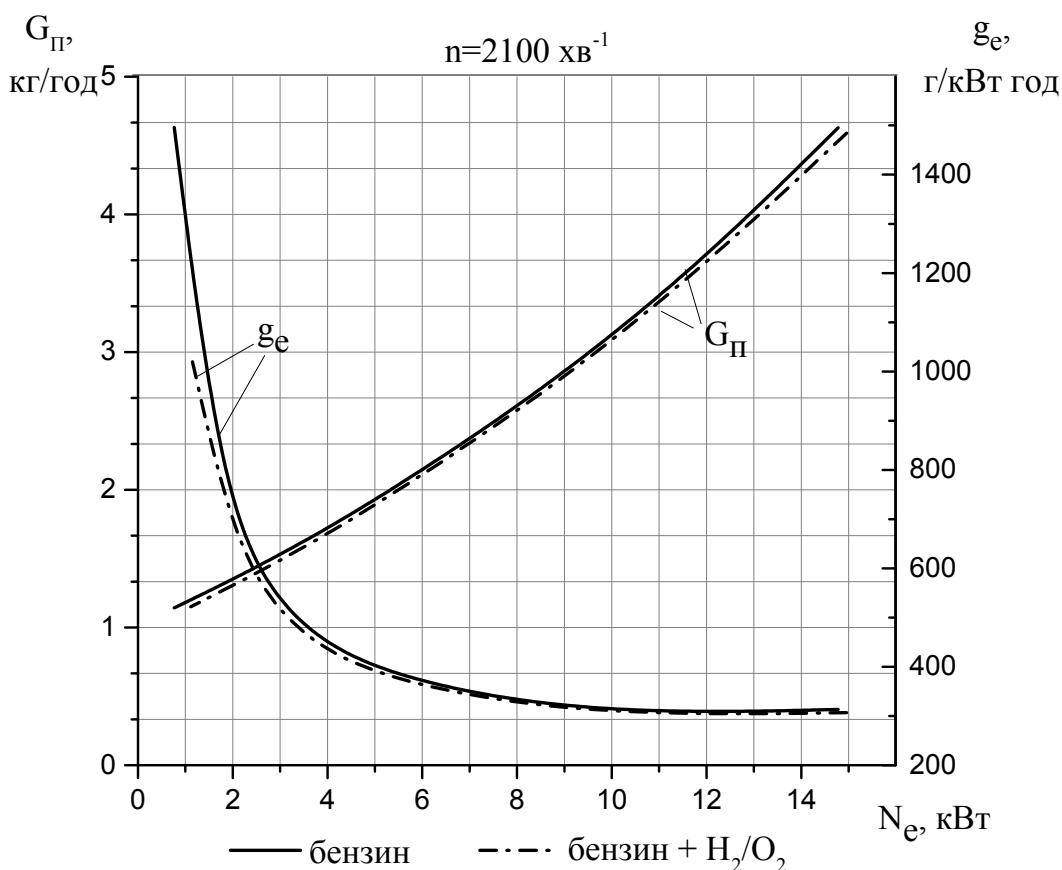


Рисунок 5.2 - Навантажувальна характеристика двигуна MeM3-245, отримана розрахунком за поліноміальними залежностями ($n = 2100 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з рисунку, годинна і питома витрати палива за роботи двигуна з добавкою водневмісного газу менші, ніж за роботи лише на бензині. Слід відмітити, що за роботи з добавкою водневмісного газу ефективна потужність двигуна при однаковому розрідженні у впускному колекторі більша, ніж за роботи без добавки. Максимальна потужність в цьому режимі за роботи з добавкою газу H_2/O_2 зростає на 1,2 % і становить 14,96 кВт порівняно з потужністю 14,78 кВт за роботи без добавки. Тому витрати палива порівнювали за однакової потужності. За роботи з навантаженням 2 кВт годинна витрата палива зменшується на 3,7 %. Добавка в даному режимі при витраті газу 2,5 л/хв становить 5,78 % від витрати бензину.

Для перевірки достовірності отриманих розрахунком за поліноміальними залежностями результатів визначена експериментальна навантажувальна характеристика двигуна МеМЗ-245 за роботи з частотою 2100 хв^{-1} на бензині і з добавкою водневмісного газу (рис. 5.3).

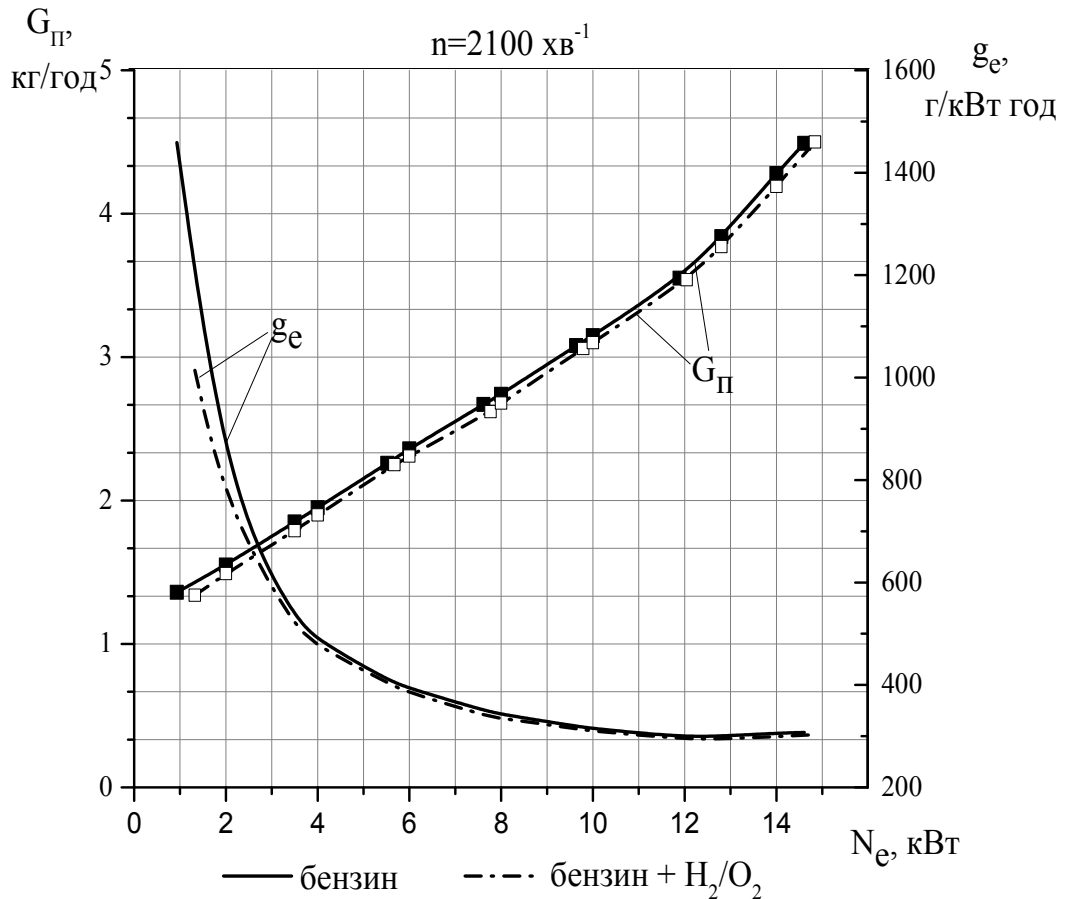


Рисунок 5.3 – Експериментальна навантажувальна характеристика двигуна МеМЗ-245 ($n = 2100 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з рисунку, за роботи двигуна з добавкою водневмісного газу знижується годинна витрата бензину у всьому діапазоні навантажувальних режимів. За роботи з навантаженням 2 кВт годинна витрата палива знижується на 3,87 %. Потужність двигуна при повністю відкритій дросельній заслінці, за роботи з добавкою водневмісного газу зростає на 1,5 % і становить 14,84 кВт порівняно з 14,61 кВт за роботи без добавки. Максимальна потужність отримана з експериментальної характеристики за роботи двигуна без добавки водневмісного

газу на 1,1 % менша від потужності отриманої в результаті розрахунку. За роботи двигуна з добавкою газу H_2/O_2 максимальна потужність менша за розрахункову на 0,8 %. Отримані дані підтверджують результати розрахунку за поліноміальними залежностями. Числові значення показників отримані розрахунком і визначені експериментально дещо відрізняються, але дані відхилення знаходяться в межах похибки.

В таблиці 5.2 наведені значення паливно-економічних та енергетичних показників двигуна MeM3-245 в 13 точках плану двофакторного експерименту, отримані експериментально і розрахунком за поліноміальними залежностями.

Таблиця 5.2 - До перевірки адекватності поліноміальних залежностей

№	Показники роботи двигуна											
	На бензині						На бензині з добавкою H_2/O_2					
	$N_{e^{екс.}}$, кВт	N_{e^p} , кВт	$G_{п^{екс.}}$, кг/год	$G_{п^p}$, кг/год	$G_{пов^{екс.}}$, кг/год	$G_{пов^p}$, кг/год	$N_{e^{екс.}}$, кВт	N_{e^p} , кВт	$G_{п^{екс.}}$, кг/год	$G_{п^p}$, кг/год	$G_{пов^{екс.}}$, кг/год	$G_{пов^p}$, кг/год
1	5,35	5,42	2,27	2,25	34,66	34,76	5,44	5,59	2,27	2,23	34,35	34,58
2	13,87	13,94	4,16	4,3	65,43	64,96	13,96	13,96	4,08	4,27	64,93	64,65
3	4,21	4,12	1,73	1,59	24,56	24,66	4,27	4,21	1,73	1,58	24,45	24,43
4	10,04	9,63	3,03	3,02	45,98	46,11	10,1	9,69	2,99	2,98	45,44	45,68
5	8,31	8,45	2,74	2,69	41,97	42,55	8,31	8,48	2,72	2,67	41,81	42,3
6	10,88	11,26	3,7	3,86	56,42	56,99	10,88	11,28	3,68	3,83	56,36	56,83
7	5,9	5,64	2,02	1,93	29,1	28,05	5,96	5,63	1,99	1,89	28,81	27,72
8	0,86	0,74	1,22	1,14	17,42	17,05	1,24	1,11	1,22	1,15	17,05	16,8
9	14,53	14,78	4,49	4,63	68,8	68,69	14,76	14,96	4,47	4,59	68,49	68,12
10	0,72	0,54	1,69	1,68	22,99	22,75	1,24	1,02	1,69	1,68	22,85	22,52
11	20,93	20,6	6,62	6,42	92,05	91,89	20,93	20,64	6,59	6,38	91,56	91,46
12	0,67	0,94	0,83	1	10,8	11,29	0,88	1,15	0,83	1	10,54	11,03
13	8,75	8,95	3,24	3,23	45,02	45,44	8,96	9,22	3,18	3,18	44,2	44,72

Наведені значення показників двигуна отримані експериментально і розрахунком досить близькі між собою. Перевірку адекватності отриманих поліноміальних залежностей, що описують паливно-економічні та енергетичні

показники двигуна MeM3-245, було здійснено за F – критерієм (критерієм Фішера):

$$F_{\text{роз}} = \frac{S_{\text{ад}}^2}{S_{(y)}^2} \quad (5.5)$$

де $S_{\text{ад}}^2$ - дисперсія адекватності;

$S_{(y)}^2$ - дисперсія відтворюваності.

Дисперсія адекватності – це відношення остаточної суми квадратів різниць між експериментально отриманими значеннями і розрахованими за поліноміальними залежностями до кількості ступенів вільності:

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (Y_{i_{\text{роз}}} - Y_{i_{\text{експ}}})^2}{f} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta Y^2_{i}}{f}, \quad (5.5)$$

де $Y_{i_{\text{роз}}}$ – значення в i -му досліді розраховані за поліноміальними залежностями;

$Y_{i_{\text{експ}}}$ - значення в i -му досліді заміряні експериментально;

f - число ступенів вільності.

Число ступенів вільності f в плануванні експерименту дорівнює різниці між числом дослідів та числом коефіцієнтів, що визначаються:

$$f = N - k, \quad (5.6)$$

де N - число дослідів;

k - число коефіцієнтів апроксимації.

Дисперсію відтворюваності $S^2_{(y)}$ визначали проведенням додаткових дослідів в середній точці плану експерименту ($n=2100$ хв⁻¹, $\Delta P_k=36$ кПа) за залежністю:

$$S^2_{(y)} = \frac{\sum_{i=1}^m (Y_i - \bar{Y})^2}{n - 1}, \quad (5.7)$$

де n - число додаткових дослідів, $n=3$;

Y_i - значення заміряних параметрів, отриманих в кожному досліді;

$\bar{Y}$ - середнє значення заміряних параметрів.

При перевірці адекватності були використані таблиці F – критерія Фішера в яких значення представлені при 5 % – му рівні значимості [115], а тому довірча вірогідність перевірки складає 95 %.

Якщо отримані розрахунком значення F -критерію не перевищують табличних даних, то з відповідною довірчою вірогідністю поліноміальні залежності можна вважати адекватними.

Результати перевірки поліноміальних залежностей, що описують паливно-економічні та енергетичні показники двигуна MeM3-245 за роботи на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду наведено в табл.5.3.

Таблиця 5.3 – Результати перевірки поліноміальних залежностей

Показники роботи двигуна	Дисперсії		Значення критеріїв Фішера	
	адекватності	відтворюваності	розрахункове	табличне
	$S^2_{ад}$	$S^2_{(y)}$	F_p	F_T
Робота двигуна на бензині				
N_e	0,106957	0,0081	13,2045	19,3
$G_{пал}$	0,024428	0,001633	14,9562	19,3
$G_{пов}$	0,381471	0,0211	18,0792	19,3

Продовження таблиці 5.3

Робота двигуна на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду				
Показники роботи двигуна	Дисперсії		Значення критеріїв Фішера	
	адекватності	відтворюваності	розрахункове	табличне
	$S^2_{ад}$	$S^2_{(y)}$	F_p	F_T
N_e	0,117414	0,011033	10,6417	19,3
$G_{пал}$	0,026814	0,0028	9,5765	19,3
$G_{пов}$	0,381028	0,020133	18,9252	19,3

Встановлено, що за всіма показниками умова $F_p < F_T$ для роботи двигуна на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду виконана. Це свідчить про адекватність поліноміальних залежностей, які описують двигун MeM3-245 як джерело енергії та споживача палива і повітря (при рівні значимості $\alpha=0,05$).

Для об'єктивної оцінки впливу добавки водневмісного газу на екологічні показники бензинових двигунів розраховані масові викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Результати розрахунку масових викидів для всіх досліджуваних двигунів показані на рис. 5.4 – 5.10.

На рис. 5.4 – 5.7 показані результати розрахунку масових викидів для бензинових двигунів MeM3-245, 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30 NE), 4Ч 7,65/7,56 (VW VBU) за роботи в режимі холостого ходу. Так як в двигуні MeM3-245 з карбюраторною системою живлення незмінну частоту обертання колінчастого вала в режимі холостого ходу можна підтримувати зміною кількості паливоповітряної суміші і регулюванням складу суміші, розрахунок масових викидів виконано для обох випадків. В двигунах із системами впорскування та зворотнім зв'язком 6Ч 9,5/6,98 і 4Ч 7,65/7,56 незмінну частоту обертання підтримували зміною кількості паливоповітряної суміші прикриттям дросельної заслінки.

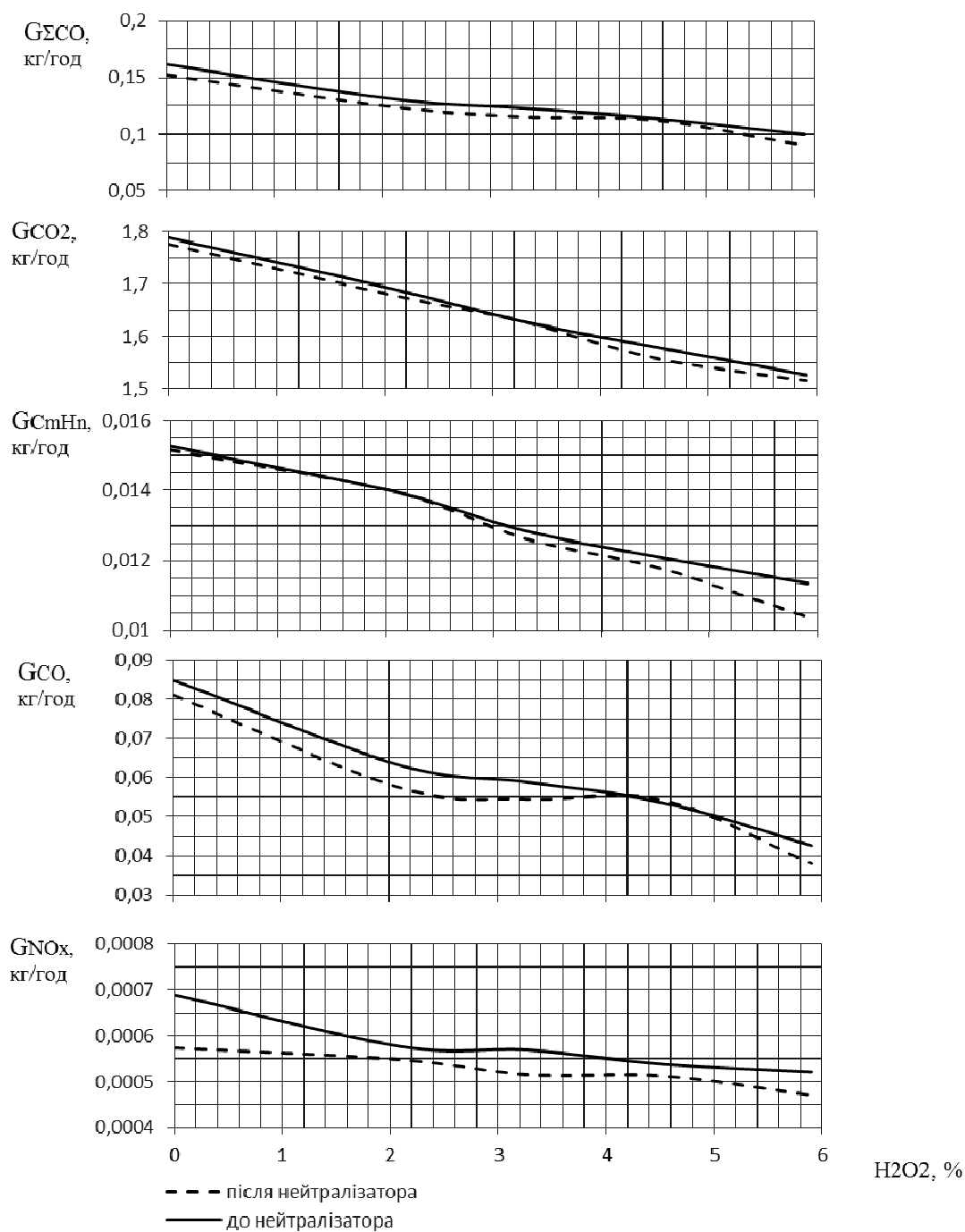


Рисунок 5.4 - Залежність величини масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна MeM3-245 в режимі холостого ходу від величини добавки газу H_2/O_2 при підтриманні незмінної частоти обертання колінчастого вала зміною кількості паливоповітряної суміші ($n=900 \text{ хв}^{-1}$)

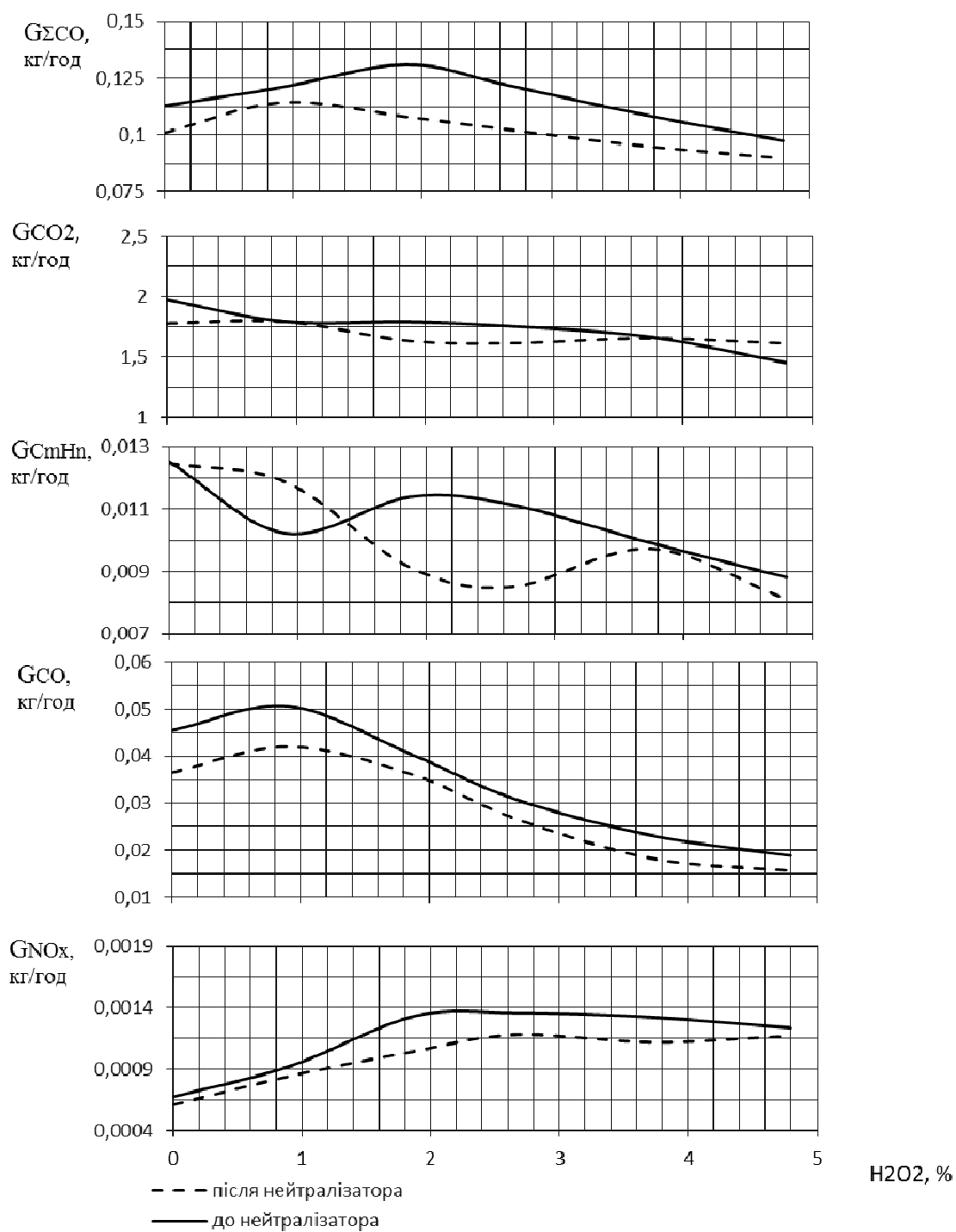


Рисунок 5.5 - Залежність величини масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна MeM3-245 в режимі холостого ходу від величини добавки газу H₂/O₂ при підтриманні незмінної частоти обертання колінчастого вала зміною складу паливоповітряної суміші (n=900 хв⁻¹)

Як видно з рис. 5.4, по мірі додавання водневмісного газу (від 0 до 5,9 % від витрати бензину) до повітряного заряду двигуна MeM3-245 в режимі холостого ходу і підтриманні незмінної частоти обертання колінчастого вала зміною кількості паливоповітряної суміші масові викиди всіх шкідливих речовин з відпрацьованими газами і до і після нейтралізатора зменшуються. За роботи двигуна з різними за величиною добавками H_2/O_2 викиди CO до нейтралізатора зменшуються в середньому на 37,7 %. Після нейтралізатора зменшення викидів CO становить в середньому 41,2 %. Викиди CO_2 до і після нейтралізатора зменшуються в середньому на 10 %, Викиди C_mH_n до нейтралізатора зменшуються на 17,2 %, а після на 19,7 %. Оскільки добавка водневмісного газу привела до збагачення паливоповітряної суміші то викиди NO_x зменшилися. До нейтралізатора середнє зменшення викидів NO_x становить 20,27 %, а після 11,06 %. Враховуючи токсичність кожного компонента і кількість молів продуктів згоряння розраховані сумарні масові викиди шкідливих речовин, приведені до CO. В результаті встановлено, що за роботи з різними за величиною добавками H_2/O_2 сумарні масові викиди до нейтралізатора зменшуються в середньому на 28,5 %. Після нейтралізатора сумарні масові викиди зменшуються на 29,8 %.

На рис. 5.5 показані залежності масових викидів двигуна MeM3-245 від величини добавки H_2/O_2 (від 0 до 4,8 % від витрати бензину) в режимі холостого ходу і підтриманні незмінної частоти обертання колінчастого вала зміною складу паливоповітряної суміші. За роботи двигуна з різними за величиною добавками водневмісного газу викиди CO до нейтралізатора зменшуються в середньому на 35 %. Після нейтралізатора зменшення викидів CO становить 29,4 %. Викиди CO_2 до нейтралізатора зменшуються в середньому на 26 %, а після на 8 %. Викиди незгорілих вуглеводнів C_mH_n до нейтралізатора зменшуються на 24 %, після нейтралізатора зниження викидів вуглеводнів становить близько 20 %. В результаті підвищення максимальної температури в камері згоряння двигуна і збіднення паливоповітряної суміші в наслідок добавки H_2/O_2 зростають викиди NO_x . Збільшення викидів оксидів азоту до нейтралізатора становить в середньому 69 %. Після нейтралізатора викиди NO_x зростають на 66 %. Сумарні масові

викиди, приведені до CO, по мірі додавання водневмісного газу дещо зростають, але починаючи з добавки 3,7 % H_2/O_2 сумарні масові викиди починають зменшуватись і за роботи з добавкою 4,8 % зменшуються на 13,6 %. Після нейтралізатора сумарні масові викиди, приведені до CO, зменшуються на 11,3 %.

Результати розрахунку масових викидів двигуна 6Ч 9,5/6,98 в режимі холостого ходу показані на рис. 5.6.

З показаних залежностей видно, що добавка водневмісного газу приводить до зменшення масових викидів оксидів вуглецю і незгорілих вуглеводнів. Зокрема при роботі двигуна з добавкою водневмісного газу 7,5 % від витрати бензину викиди CO зменшуються на 9,4 %, а викиди C_mH_n на 13,3 %. Оскільки за роботи з добавкою водневмісного газу зростають концентрації NO_x то і їх масові викиди дещо зростають. Збільшення викидів NO_x становить 14 %. Сумарні масові викиди за роботи з добавкою 7,5 % H_2/O_2 зменшуються на 5,8 %. Так як у даному двигуні підтримується склад суміші близький до стехіометричного, то ефективність нейтралізатора досить висока і концентрації всіх компонентів після нього досить низькі. Сумарні масові викиди після нейтралізатора, приведені до CO, з добавкою 7,5 % водневмісного газу зменшуються на 1,33 %.

На рис. 5.7 показані результати розрахунку масових викидів двигуна 4Ч 7,65/7,56 за роботи з добавкою водневмісного газу. Величину добавки змінювали від 0 до 11,3 % від годинної витрати бензину для даного режиму. За роботи двигуна з добавкою 11,3 % H_2/O_2 масові викиди CO зменшуються на 2,8 %. Масові викиди CO_2 зменшуються на 11,3 %. Викиди вуглеводнів C_mH_n зменшуються на 8,27 %. Так як за роботи з добавкою водневмісного газу підвищується максимальна температура в камері згоряння, викиди оксидів азоту NO_x зростають. Збільшення викидів NO_x за роботи з добавкою 11,3 % газу H_2/O_2 становить 16,75 %. Сумарні масові викиди, приведені до CO, за роботи двигуна з добавкою H_2/O_2 збільшуються на 4,7 %.

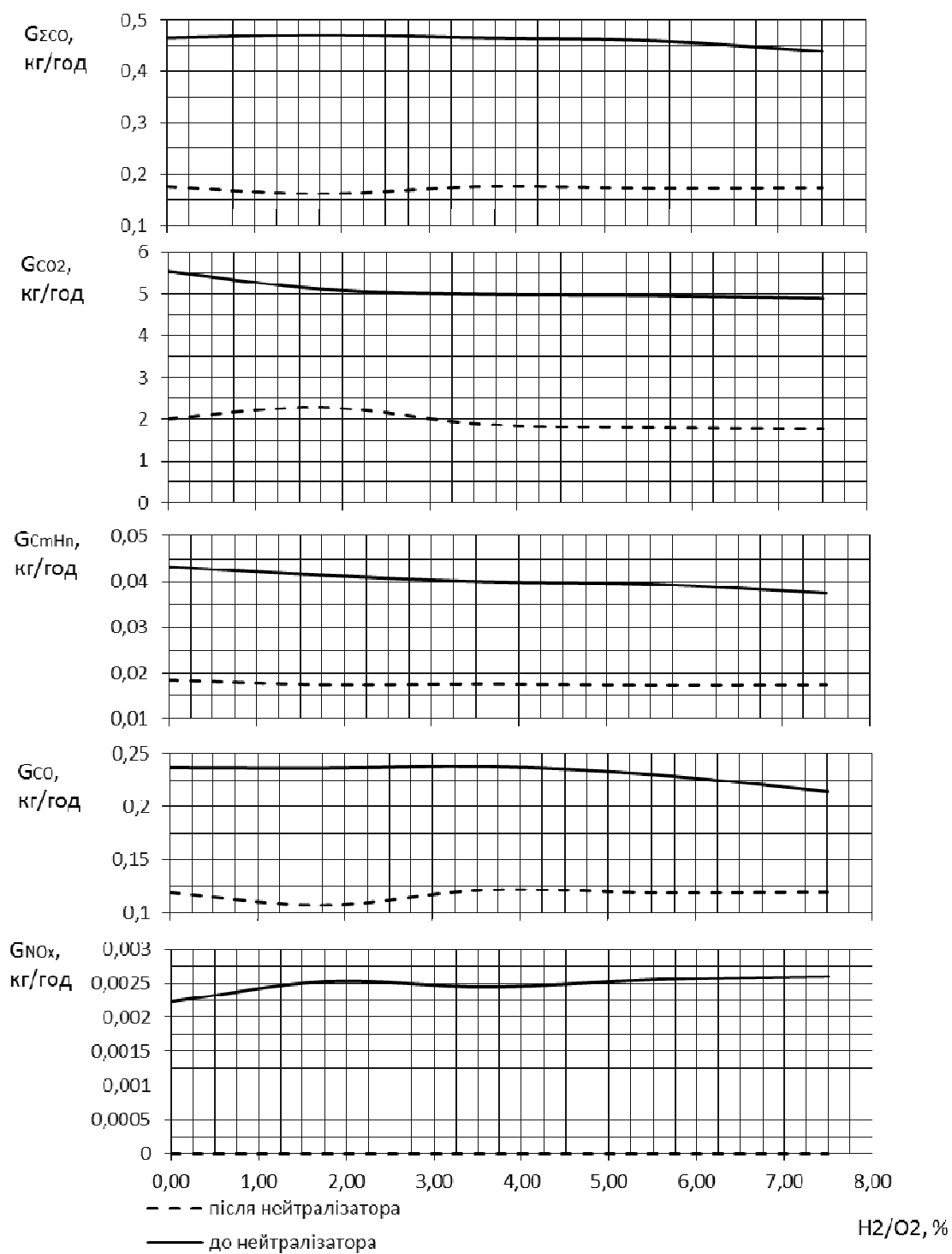


Рисунок 5.6 - Залежність величини масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна 6Ч 9,5/6,98 в режимі холостого ходу ($n=1400$ хв⁻¹) від величини добавки водневмісного газу

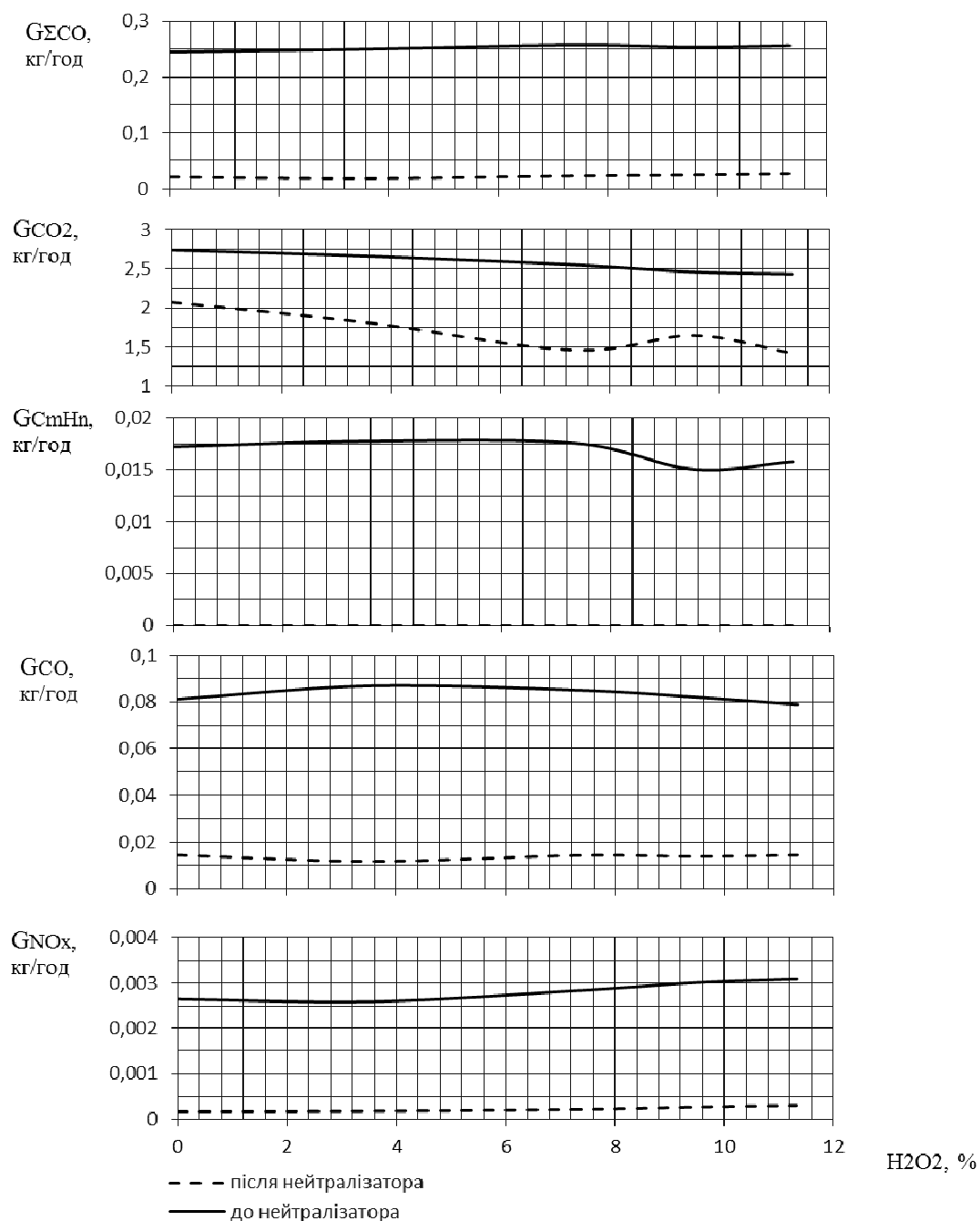


Рисунок 5.7 - Залежність величини масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна 4Ч 7,65/7,56 (VW BBY) в режимі холостого ходу ($n=1600 \text{ хв}^{-1}$) від величини добавки водневмісного газу

Так як в даному двигуні підтримується стехіометричний склад паливоповітряної суміші, то ефективність каталітичного нейтралізатора висока, і викиди всіх компонентів після нього близькі до нуля.

На рис. 5.8 показані результати розрахунку масових викидів за роботи двигуна МеМЗ-245 в різних швидкісних режимах активного холостого ходу на бензині і на бензині з постійною добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

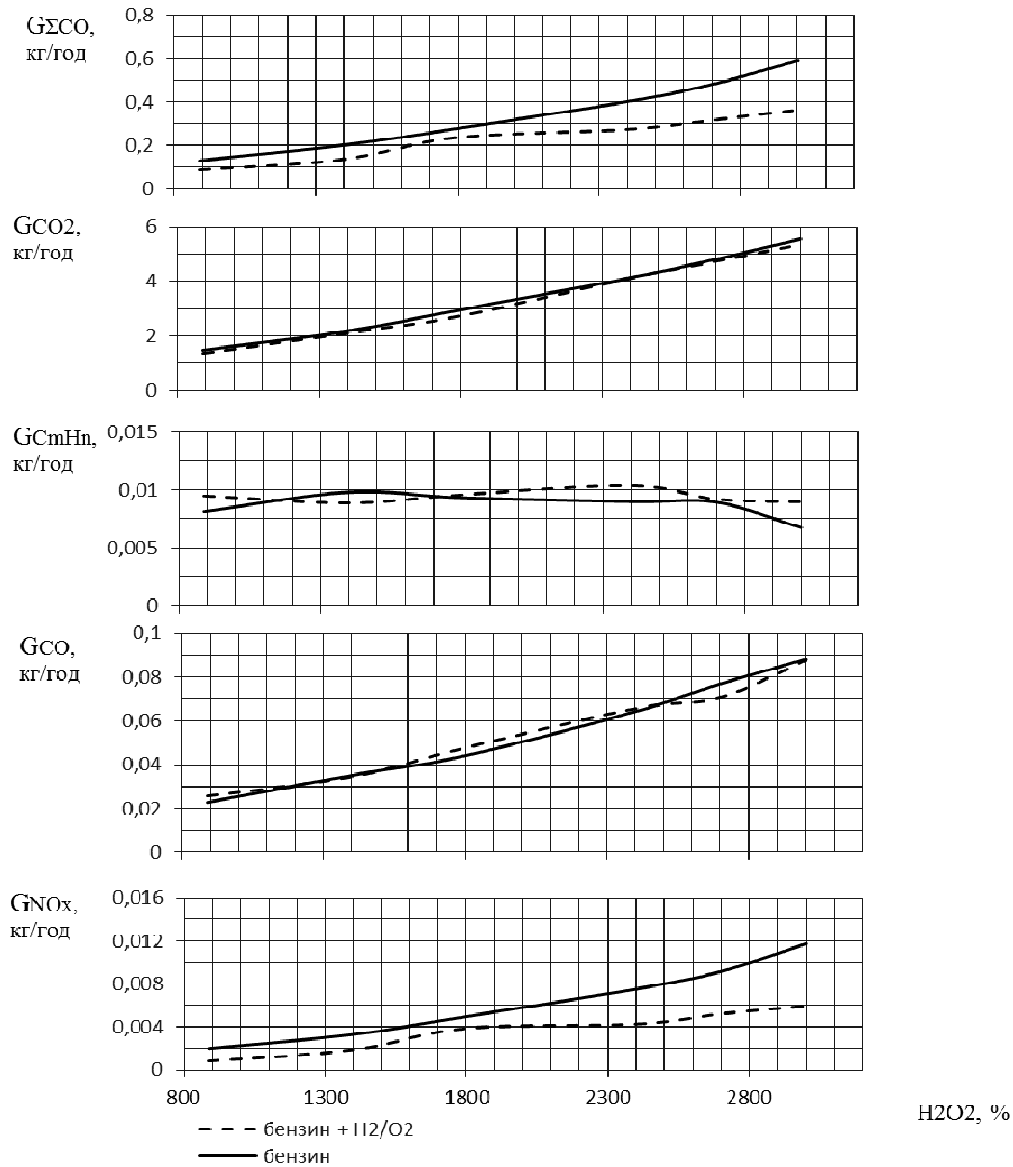


Рисунок 5.8 - Залежність величини масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна МеМЗ-245 в різних швидкісних режимах активного холостого ходу від величини добавки водневмісного газу

Як видно з рисунку масові викиди оксидів вуглецю і вуглеводнів практично не змінюються за роботи двигуна з добавкою водневмісного газу в усіх

швидкісних режимах. Викиди оксидів азоту зменшуються в усьому діапазоні швидкісних режимів. Найбільше зменшення викидів NO_x становить 60,2 % за роботи двигуна з частотою обертання колінчастого вала 900 хв^{-1} . Сумарні масові викиди, приведені до CO , також зменшуються в усіх швидкісних режимах. Найбільше зменшення сумарних масових викидів спостерігається за роботи двигуна з частотою 3000 хв^{-1} і становить 38,96 %.

Для оцінки впливу добавки водневмісного газу на токсичність бензинових двигунів з різними системами живлення в режимах малих навантажень, розраховано масові викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами за роботи в режимі, що відповідає середній точці Європейського їздового циклу.

На рис. 5.9 показані залежності масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна MeM3-245 від величини добавки водневмісного газу. Як видно з рисунку, добавка водневмісного газу призвела до незначного збільшення масових викидів CO і NO_x до нейтралізатора. Викиди C_mH_n і CO_2 практично не змінилися з додаванням H_2/O_2 . Сумарні масові викиди, приведені до CO , дещо збільшилися. Після нейтралізатора викиди CO і C_mH_n близькі до нуля, а викиди NO_x зменшилися незначно. Сумарні масові викиди, приведені до CO , після нейтралізатора за роботи двигуна з добавкою 6,7 % водневмісного газу збільшилися на 3,2 %.

Результати розрахунку масових викидів двигуна 6Ч 9,5/6,98 в середній точці Європейського їздового циклу за роботи з різними за величиною добавками водневмісного газу показані на рис. 5.10 а. З рисунку видно, що по мірі додавання водневмісного газу зменшуються викиди вуглеводнів C_mH_n . За роботи з добавкою 3,61 % H_2/O_2 викиди C_mH_n зменшилися на 63,3 %. Викиди CO і CO_2 практично не змінилися. Викиди NO_x збільшилися на 40,86 %. Сумарні масові викиди, приведені до CO , збільшилися на 26,9 %. Після нейтралізатора значення сумарних масових викидів, приведених до CO , за роботи двигуна як на бензині так і на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду близькі до нуля.

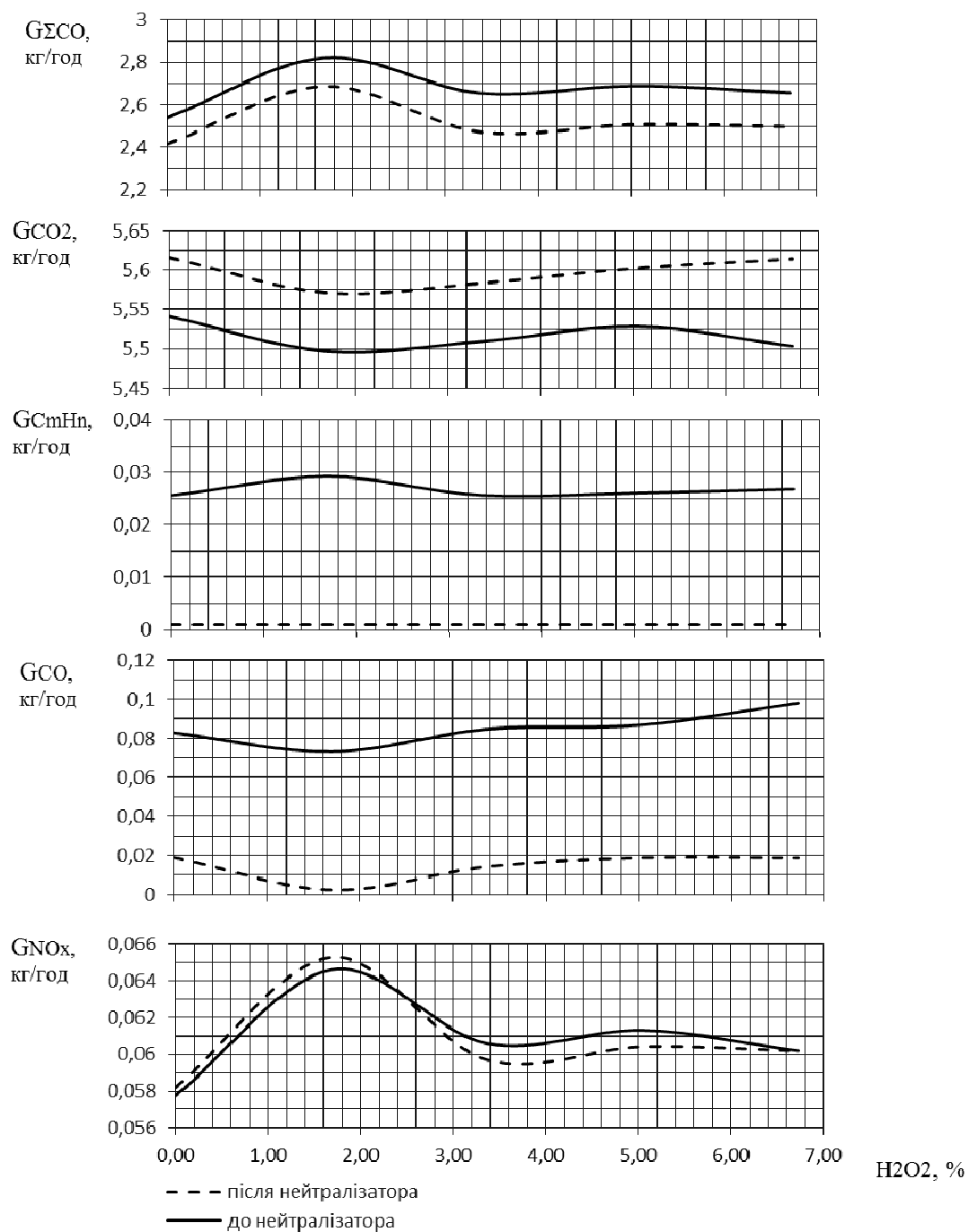
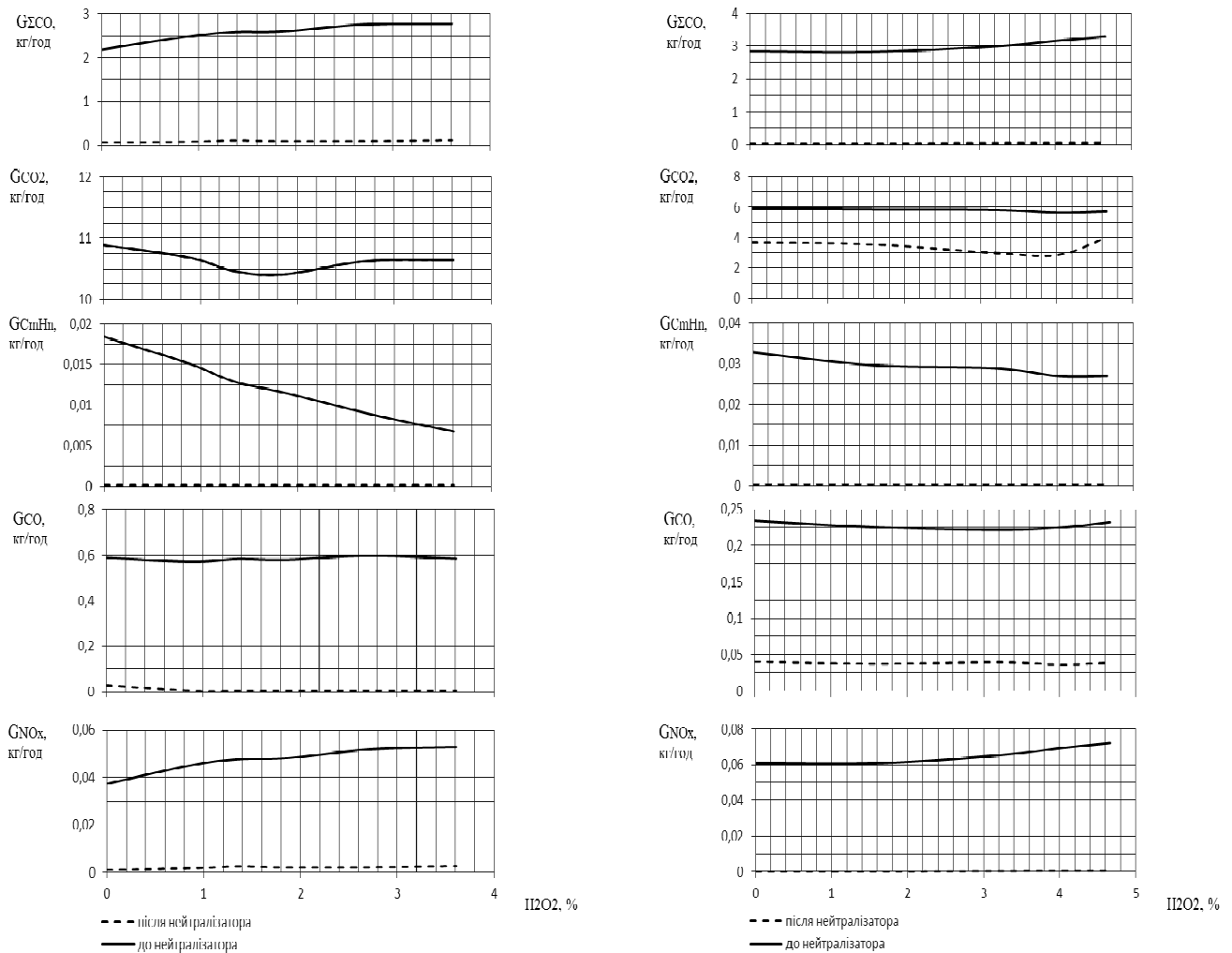


Рисунок 5.9 - Залежність величини масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна MeM3-245 в середній точці Європейського їздового циклу ($M_k=15,9$ Н м, $n=1900$ хв⁻¹) від величини добавки газу H_2/O_2



а) 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30 NE)

б) 4Ч 7,65/7,56 (VW BBY)

Рисунок 5.10 - Залежність величини масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигунів з системами впорскування бензину та зворотнім зв'язком в середній точці Європейського їздового циклу від величини добавки водневмісного газу

Як видно з рис. 5.10 б, добавка 4,7 % газу H_2/O_2 до повітряного заряду двигуна 4Ч 7,65/7,56 приводить до зменшення масових викидів C_mH_n на 18 %. Викиди CO зменшуються приблизно на 1 %. Масові викиди CO_2 зменшуються на 3,2 %. За роботи двигуна з добавкою 4,66 % H_2/O_2 до повітряного заряду масові викиди NO_x збільшуються на 18,6 %. Сумарні масові викиди, приведені до CO, зростають на 15,7 %. Оскільки у даному двигуні із системою впорскування палива та зворотнім зв'язком підтримується стехіометричний склад паливоповітряної

суміші, то ефективність нейтралізатора досить висока і значення сумарних масових викидів, приведених до СО, після нейтралізатора близькі до нуля.

З показаних вище результатів розрахунків масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи в режимах малих навантажень і холостого ходу можна зробити висновок, що добавка водневмісного газу до повітряного заряду позитивно впливає на екологічні показники всіх досліджуваних двигунів. Найбільше зниження токсичності відпрацьованих газів спостерігається для двигуна МеМЗ-245 з іскровим запалюванням і карбюраторною системою живлення в режимі холостого ходу. Оскільки в двигунах з іскровим запалюванням і карбюраторною системою живлення в режимах холостого ходу погіршується ефективність роботи нейтралізатора, добавка водневмісного газу дозволить значно покращити екологічні показники даних типів двигунів у цих режимах. В двигуні з системою впорскування та зворотнім зв'язком 6Ч 9,5/6,98 в режимі холостого ходу сумарні масові викиди, приведені до СО, за роботи з добавкою водневмісного газу також зменшуються. Але в двигуні 4Ч 7,65/7,56 добавка H_2/O_2 в режимі холостого ходу призвела до незначного збільшення сумарних масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Оскільки в двигунах із системами впорскування та зворотнім зв'язком підтримується стехіометричний склад паливоповітряної суміші, то ефективність роботи нейтралізатора висока і сумарні масові викиди, приведені до СО, після нейтралізатора низькі.

В режимах, що відповідають середній точці Європейського їздового циклу сумарні масові викиди, приведені до СО, дещо зростають для всіх випробуваних двигунів. Але після нейтралізатора сумарні масові викиди зменшуються як за роботи на бензині так і на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду. Це дозволить використовувати добавку водневмісного газу для покращення паливної економічності двигунів без погіршення їх екологічних показників.

На рис. 5.11 показані результати розрахунку ефективності нейтралізації трикомпонентного каталітичного нейтралізатора двигуна 4Ч 7,65/7,56 за роботи на бензині та на бензині з різними за величиною добавками водневмісного газу до повітряного заряду в режимі холостого ходу та режимі середньої точки Європейського їздового циклу.

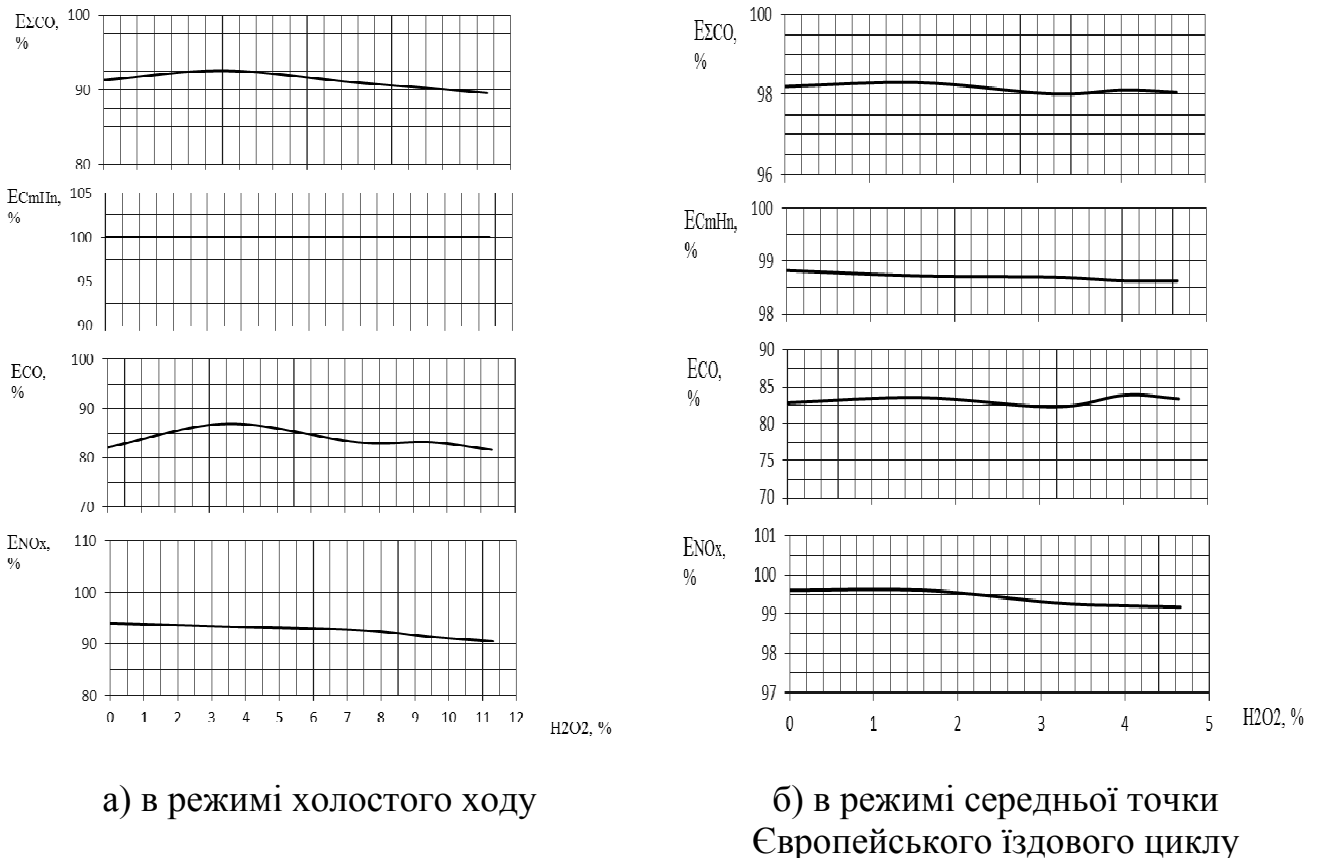


Рисунок 5.11 Ефективність роботи трикомпонентного каталітичного нейтралізатора двигуна 4Ч 7,65/7,56 в режимах холостого ходу та середньої точки Європейського їздового циклу від величини добавки водневмісного газу.

Як видно з вище показаних рисунків, добавка водневмісного газу не впливає на ефективність роботи трикомпонентного каталітичного нейтралізатора бензинового двигуна з системою впорскування бензину та зворотнім зв'язком в режимі холостого ходу та режимі середньої точки Європейського їздового циклу від величини добавки водневмісного газу.

5.2. Результати досліджень впливу добавки водневмісного газу на робочий процес двигуна з іскровим запалюванням.

Використовуючи уточнену методику розрахунку робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням розраховано основні показники робочого циклу двигуна за роботи на бензині і на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду.

Отримані результати розрахунку коефіцієнтів активного тепловикористання і тепловиділення двигуна при роботі без добавки та з добавкою водневмісного газу наведені на рис. 5.12 і 5.13.

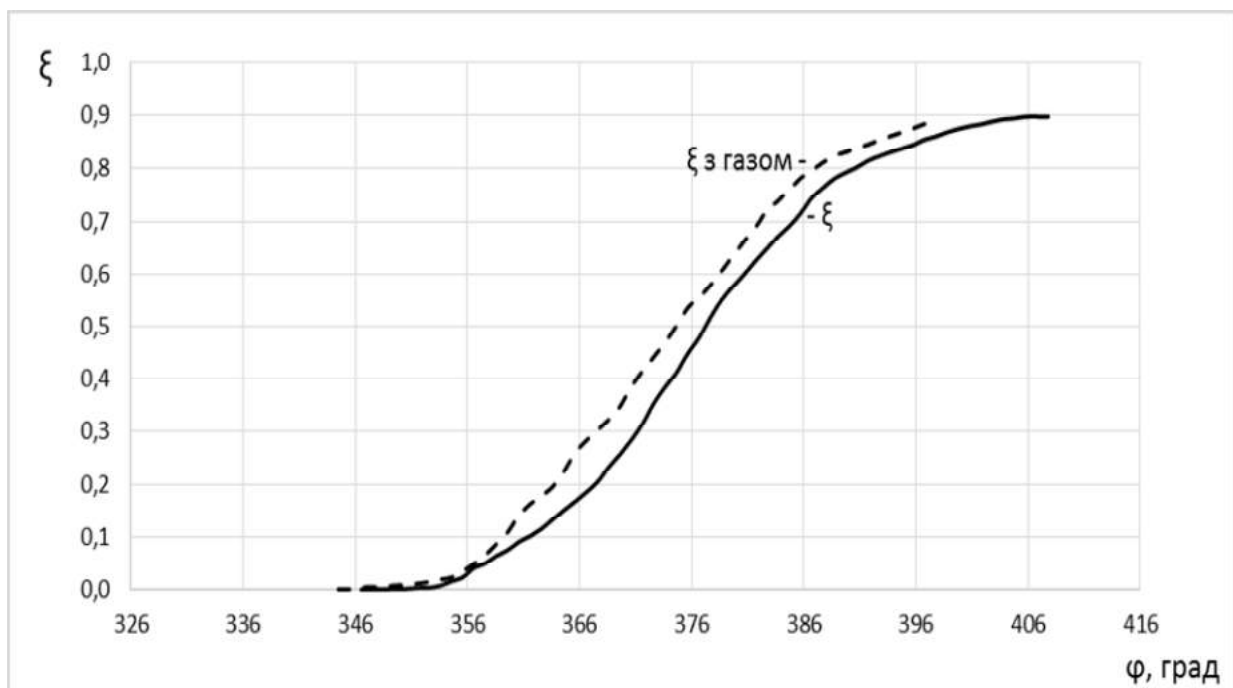


Рисунок 5.12 - Характеристики тепловикористання при роботі двигуна без добавки та з добавкою водневмісного газу

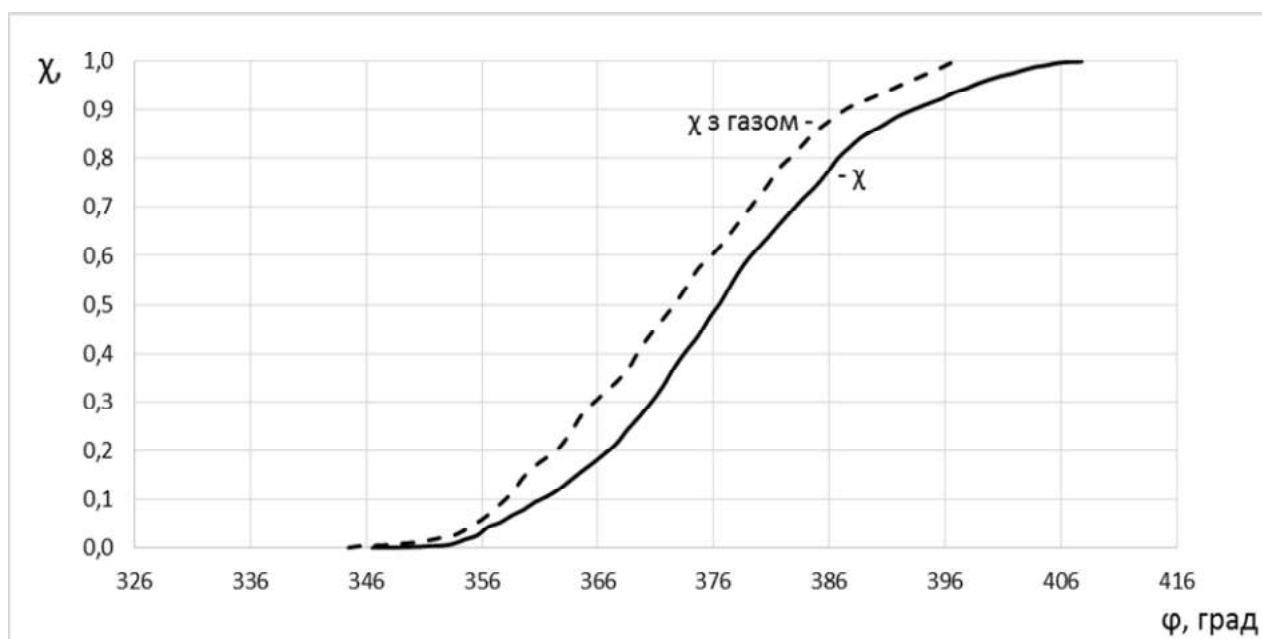


Рисунок 5.13 - Характеристики активного тепловиділення при роботі двигуна без добавки та з добавкою водневмісного газу

З показаних вище характеристик можна побачити, що добавка водневмісного газу призводить до скорочення тривалості згоряння на 10 градусів повороту колінчастого вала. Зокрема перша і друга фази згоряння скорочуються на 2 градуси кожна, а третя фаза скорочується на 6 градусів повороту колінчастого вала.

Для підтвердження достовірності отриманих результатів характеристику активного тепловиділення визначили з відомого виразу професора Вібе І.І. [96].

Порівняння характеристик активного тепловиділення при роботі двигуна з добавкою і без добавки водневмісного газу, розрахованих за двома різними методиками показано на рис. 5.14 – 5.15.

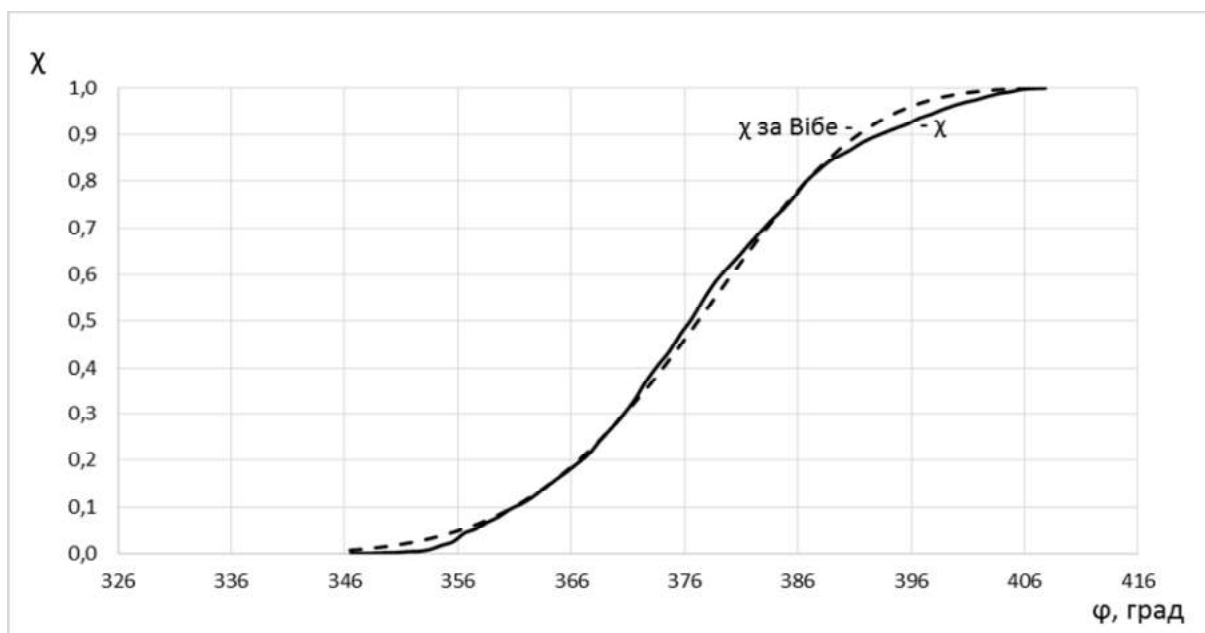


Рисунок 5.14 - Порівняння результатів розрахунку характеристик активного тепловиділення за різними методиками при роботі двигуна без добавки водневмісного газу

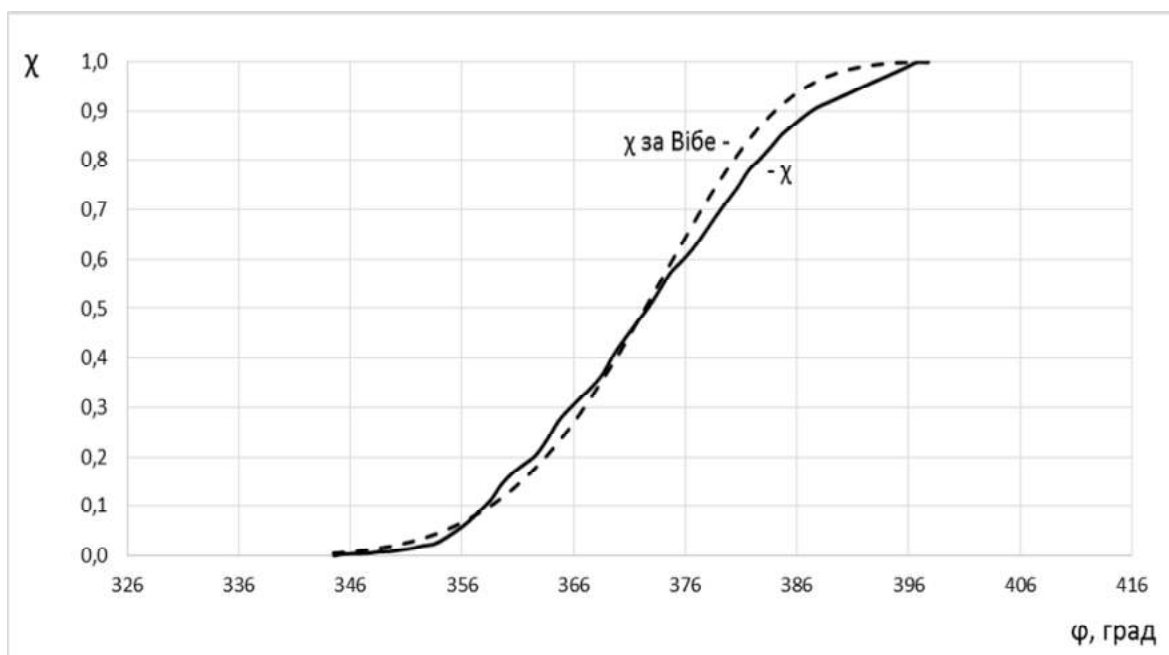


Рисунок 5.15 - Порівняння результатів розрахунку характеристик активного тепловиділення за різними методиками при роботі двигуна з добавкою водневмісного газу

Як видно з показаних на рис. 5.14 і 5.15 характеристик, результати розрахунку за обраною в дослідженні методикою і за методикою проф. Вібе І.І. є досить близькими. При роботі двигуна з добавкою водневмісного газу відхилення між характеристиками дещо вище, ніж за роботи без добавки, але характер кривих тепловиділення є подібним.

При роботі з добавкою H_2/O_2 зростає максимальна температура циклу і досягається на 2 градуси п.к.в. раніше, ніж без добавки (рис. 5.16).

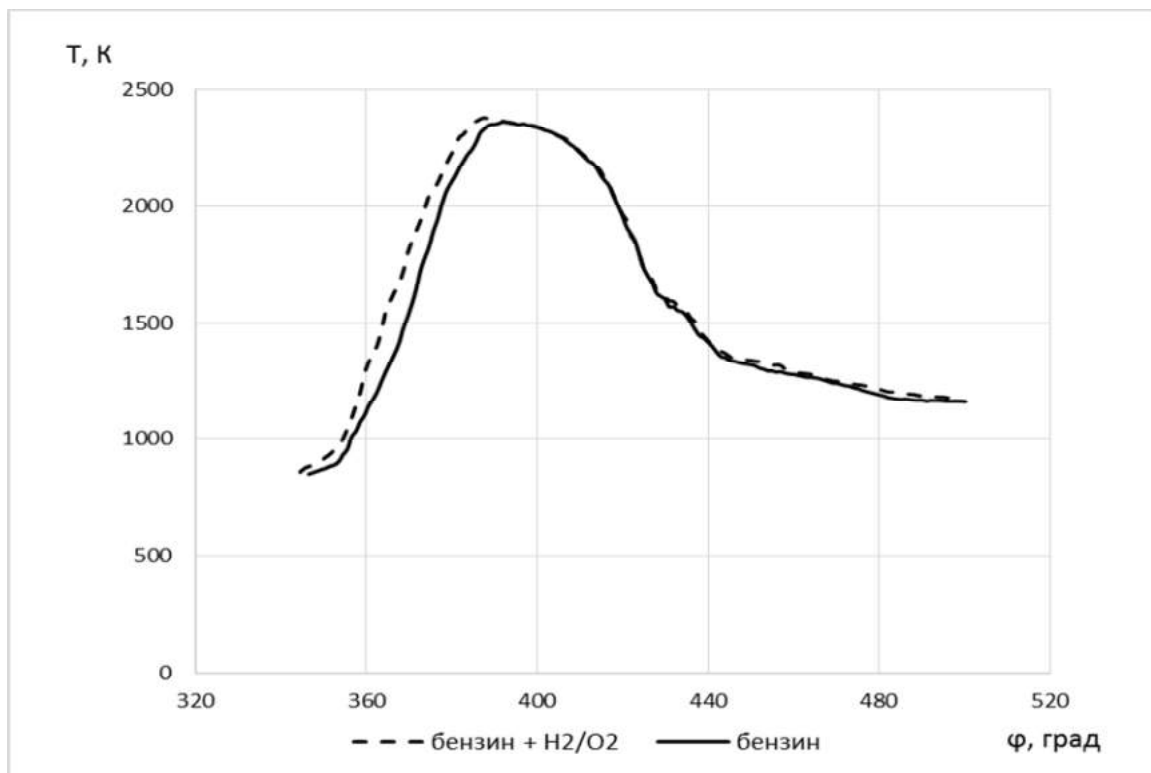


Рисунок 5.16 – Значення температури в камері згоряння двигуна за роботи на бензині та на бензині з добавкою H_2/O_2 до повітряного заряду

Підвищення температури пояснює зростання концентрацій оксидів азоту, які були заміряні під час випробувань.

Результати розрахунку процесу згоряння в двигуні MeM3 – 245 за роботи без добавки та з добавкою водневмісного газу наведено в таблиці 1.

Таблиця 5.4 - Результати обробки індикаторних діаграм робочого процесу двигуна MeMЗ – 245 за роботи з добавкою та без добавки водневмісного газу

Параметри робочого процесу	На бензині	На бензині з добавкою H_2/O_2
Розрідження у впускному трубопроводі ΔP_k , кПа	54,5	54,5
Кут випередження запалювання θ , град п.к.в.	34	34
Максимальний тиск P_z , бар	18,56	20,02
Максимальна температура T_{max}	2362	2380
Тривалість початкової фази згоряння φ_I , град п.к.в.	20	18
Тривалість другої (основної) фази згоряння φ_{II} , град п.к.в.	45	43
Коефіцієнт активного тепловиділення у в.м.т., χ_{i0}	0,095	0,169
Кут повороту колінчастого валу від в.м.т. до P_z , град п.к.в.	18	14
Кут повороту колінчастого валу від в.м.т. до T_{max} , град п.к.в.	31	27
Тривалість процесу згоряння, град п.к.в.	81	71
Максимальна швидкість наростання тиску $dP/d\varphi_{max}$, Мпа/град	0,067	0,094

Як видно з наведених результатів обробки індикаторних діаграм, добавка водневмісного газу призводить до підвищення максимального тиску і температури циклу, також збільшується максимальна швидкість наростання тиску в циліндрі з 0,067 до 0,094 Мпа/град, від якої залежить жорсткість роботи двигуна. Оскільки дане підвищення жорсткості роботи двигуна незначне, то на надійність і довговічність двигуна майже не впливає.

В табл. 5.5 і 5.6 наведені індикаторні показники двигуна, визначені за роботи на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду в режимі з частотою обертання $n_d = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і розрідженням у впускному трубопроводі $\Delta p_k = 54,5 \text{ кПа}$.

**Таблиця 5.5 - Індикаторні показники двигуна МеМЗ-245 за роботи на бензині
($\Delta p_k = 54,5 \text{ кПа}$, $n_d = 1900 \text{ хв}^{-1}$)**

$n_d, \text{ хв}^{-1}$	$L_i, \text{ кДж/кг}$	$P_i, \text{ Мпа}$	$N_i, \text{ кВт}$	η_i
1900	13672,65	0,3715	6,418	0,3107

**Таблиця 5.6 - Індикаторні показники двигуна МеМЗ-245 за роботи на бензині
з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду
($\Delta p_k = 54,5 \text{ кПа}$, $n_d = 1900 \text{ хв}^{-1}$)**

$n_d, \text{ хв}^{-1}$	$L_i, \text{ кДж/кг}$	$P_i, \text{ Мпа}$	$N_i, \text{ кВт}$	η_i
1900	14147,82	0,3821	6,6	0,333

Як видно з наведених в таблицях даних, використання добавки водневмісного газу підвищує індикаторний ККД η_i з 0,3107 до 0,333, що дає підстави очікувати покращення паливної економічності двигуна на 6,7 % за рахунок покращення робочого процесу. Розрахована питома ефективна витрата палива g_e за експериментально визначеними годинною витратою бензину G_p і ефективною потужністю N_e при роботі двигуна на бензині складає 501,48 г/кВт год, а на бензині з добавкою H_2/O_2 до повітряного заряду – 465,18 г/кВт год. Зниження питомої ефективної витрати палива складає 7,2 %.

Розраховані за індикаторними діаграмами значення ефективної потужності практично співпадають із тими, що були заміряні при випробуваннях на гальмівному стенді. При роботі двигуна MeM3 – 245 без добавки водневмісного газу заміряна ефективна потужність становила 3,37 кВт, а в результаті розрахунку отримали 3,44 кВт. З добавкою газу H_2/O_2 ефективна потужність отримана при випробуваннях складає 3,59 кВт, а розрахована 3,61 кВт.

Разом з тим, можна стверджувати, що при використанні добавки водневмісного газу до повітряного заряду поліпшується паливна економічність бензинового двигуна в результаті покращення робочого процесу, а саме за рахунок підвищення індикаторного ККД двигуна і зменшення тривалості процесу згоряння.

5.3. Визначення похибок вимірювань експериментальних величин

При проведенні експериментальних випробувань двигуна велике значення має достовірність отриманих результатів. Під час проведення експерименту виникають похибки і неточності при вимірюванні параметрів, що досліджуються.

Визначення похибок вимірювань здійснювали за відомими методиками, описаними в роботах [117-119]. В одноразових замірах для визначення граничних абсолютних похибок використовувалась найменша ціна поділки приладу для вимірювань.

Під час стендових випробувань двигунів визначення похибок вимірювань виконували для режиму роботи, який поширений в експлуатації.

Похибки вимірювання потужності визначались виходячи з залежності для визначення потужності:

$$N_e = \frac{M_k \cdot n_d}{9550}, \text{кВт}, \quad (5.9)$$

де M_k – крутний момент двигуна, Н·м;

n_d – частота обертання колінчастого вала, xv^{-1} .

Гранична абсолютна похибка становить:

$$\sigma_{N_{e\text{гран}}} = \pm \frac{1}{9550} (M_{\kappa} \cdot \varepsilon_n + n \cdot \varepsilon_{M_{\kappa}}), \quad (5.10)$$

де ε - відносна похибка величини.

Гранична відносна похибка:

$$\delta_{N_{e\text{гран}}} = \pm \left(\ln \frac{1}{9550} + \ln M_{\kappa} + \ln n \right) = \pm \left(\frac{dM_{\kappa}}{M_{\kappa}} + \frac{dn}{n} \right) = \pm \left(\delta_{M_{\kappa}} + \delta_n \right). \quad (5.11)$$

Частота обертання двигуна, для якої проводили розрахунки $n_{\text{д}} = 2100 \text{ хв}^{-1}$, при цьому:

$$N_e = 8,31 \text{ кВт}, M_{\kappa} = 37,81 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Для крутного моменту відносна похибка $\varepsilon_{M_{\kappa}} = \pm 0,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, тоді

$$\delta_{M_{\kappa}} = \pm \frac{0,5}{37,81} \cdot 100 = 1,32\%.$$

Для частоти обертання $\varepsilon_n = \pm 1 \text{ хв}^{-1}$, тоді $\delta_n = \pm \frac{1}{2100} \cdot 100 = 0,048\%$.

Отже:

$$\sigma_{N_{e\text{гран}}} = \pm \frac{1}{9550} (37,81 \cdot 0,5 + 2100 \cdot 1) = 0,22 \text{ кВт},$$

$$\delta_{N_{e\text{гран}}} = \pm (1,32 + 0,048) = \pm 1,368\%.$$

Середньоквадратична абсолютна і відносна похибки:

$$\sigma_{N_e} = \frac{\sigma_{N_{e,гран}}}{3} = \frac{0,2}{3} = \pm 0,073 \text{ кВт}, \quad (5.12)$$

$$\delta_{N_e} = \frac{\delta_{N_{e,гран}}}{3} = \frac{1,368}{3} = \pm 0,456\%. \quad (5.13)$$

Найбільш вірогідна абсолютна і відносна похибки:

$$\rho_{N_e} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sigma_{N_e} = \pm \frac{2}{3} \cdot 0,073 = \pm 0,049 \text{ кВт}, \quad (5.14)$$

$$\rho \delta_{N_e} = \pm \frac{2}{3} \cdot \delta_{N_e} = \pm \frac{2}{3} \cdot 0,456 = \pm 0,3 \%. \quad (5.15)$$

Похибки вимірювання питомої витрати палива.

Питома витрата палива обчислюється за залежністю:

$$g_e = \frac{\Delta G_{нал}}{\tau_n \cdot N_e} \cdot 3600, \text{ г/кВтгод}, \quad (5.16)$$

де $\Delta G_{нал}$ - маса дози палива, витраченого за час вимірювання, г;

τ_n - тривалість вимірювання витрати дози палива, с.

Тоді гранична абсолютна похибка:

$$\sigma_{g_{e,гран}} = \pm 3600 \left(\frac{1}{\tau_n \cdot N_e} \cdot \varepsilon_{\Delta G_n} + \frac{\Delta G_n}{\tau_n \cdot N_e^2} \cdot \varepsilon_{N_e} + \frac{\Delta G_n}{\tau_n^2 \cdot N_e} \cdot \varepsilon_{\tau_n} \right). \quad (5.17)$$

Гранична відносна похибка:

$$\begin{aligned} \delta_{g_{e,гран}} &= \pm d(\ln 3600 + \ln \Delta G_{нал} + \ln N_e + \ln \tau_n) = \\ &= \pm \left(0 + \frac{d\Delta G_{нал}}{\Delta G_{нал}} + \frac{dN_e}{N_e} + \frac{d\tau_n}{\tau_n} \right) = \pm (\delta \Delta G_{нал} + \delta N_e + \delta \tau_n). \end{aligned} \quad (5.18)$$

Вимірювання витрати дози палива здійснювалось за допомогою електронних вагів МЕРА ВМ-2/3 з ціною поділки вагів 0,5 г, тоді $\varepsilon_{\Delta G_n} = 0,5$ г, а час витрати цієї дози електронним секундоміром з ціною поділки 0,01 с, тоді $\varepsilon_{\tau_n} = 0,01$ с. Час заміру 40 грамів палива для режиму $M_k = 37,81$ Нм і $n_d = 2100$ хв⁻¹ становив 52,48 с.

$$\delta_{\Delta G_n} = \frac{0,5}{40} = 0,0125\%, \quad \delta_{\tau_n} = \frac{0,01}{52,48} = 0,00019\%.$$

Отже:

$$\sigma_{g_{e,гран}} = \pm 3600 \left(\frac{1}{52,48 \cdot 8,31} \cdot 0,5 + \frac{40}{52,48 \cdot 8,31^2} \cdot 0,073 + \frac{40}{52,48^2 \cdot 8,31} \cdot 0,01 \right) = \pm 7,07 \text{ г/кВт год},$$

$$\delta_{g_{e,гран}} = \pm (0,0125 + 0,456 + 0,00019) = \pm 0,467\%.$$

Середньоквадратична абсолютна і відносна похибки:

$$\sigma_{g_e} = \pm \frac{\sigma_{g_{e,гран}}}{3} = \pm \frac{7,07}{3} = 2,36 \text{ г/кВт год}.$$

$$\delta_{g_e} = \pm \frac{\delta_{g_{e,гран}}}{3} = \pm \frac{0,467}{3} = 0,16\%.$$

Тоді найбільш вірогідні абсолютна і відносна похибки становлять:

$$\rho_{g_e} = \pm \frac{2 \cdot 2,36}{3} = \pm 1,57 \text{ г/кВт год},$$

$$\delta_{g_e} = \pm \frac{2 \cdot 0,16}{3} = 0,106\%.$$

Розраховані значення похибок при визначенні потужності і питомої витрати палива підтверджують достовірність результатів експериментальних досліджень.

Для визначення похибок вимірювань при проведенні індицирування необхідно врахувати опір, що створює з'єднувальний канал між камерою згоряння і датчиком тиску. Робочий канал пристрою має такі геометричні розміри: діаметр становить 3,5 мм, довжина від отвору в камері згоряння до чутливого елемента дорівнює 50 мм. Визначення впливу опору з'єднувального каналу на результати вимірювань тиску в циліндрі двигуна виконували за методикою наведеною в [21].

При відомих геометричних розмірах робочого каналу величину похибки в залежності від частоти обертання та тиску в циліндрі можна знайти за виразом [117]:

$$\Delta P_{\text{ік}} = \frac{n_{\text{д}}}{1250000} \cdot \frac{l_{\text{к}}}{d} \cdot P_z, \quad (5.19)$$

де $n_{\text{д}}$ – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} ;

$l_{\text{к}}$ – довжина каналу, мм;

d – діаметр каналу, мм;

P_z – тиск в кінці згоряння, бар.

Робочий канал у вимірювальному пристрої збільшує об'єм камери згоряння, що зменшує ступінь стискання у циліндрі, що досліджується.

Об'єм робочого каналу (см^3) визначається за залежністю:

$$V_{\text{к}} = f_{\text{к}} \cdot l_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_{\text{к}}, \quad (5.20)$$

де $f_{\text{к}}$ – площа поперечного перерізу каналу, мм^2 ;

Об'єм камери згоряння визначаємо, за залежністю, см^3 :

$$V_{\text{с}} = \frac{V_{\text{h}}}{\varepsilon - 1} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot (\varepsilon - 1)}, \quad (5.21)$$

де D – діаметр циліндра, см;

S – хід поршня, см;

ε – ступінь стискання.

З використанням вказаних вище розмірів розраховано об'єм з'єднувального каналу, який дорівнює $0,481 \text{ см}^3$. При діаметрі циліндра 72 мм і ході поршня 67 мм об'єм камери згоряння до встановлення пристрою складає $32,077 \text{ см}^3$, після встановлення $32,558 \text{ см}^3$. Отже, об'єм камери згоряння при встановленні вимірювального пристрою зростає на 1,5 %.

Ступінь стискання ε_k у циліндрі, при встановленні вимірювального пристрою, розраховуємо як:

$$\varepsilon_k = \frac{V_h + V_c + V_k}{V_c + V_k}, \quad (5.22)$$

При вказаних геометричних розмірах робочого каналу ступінь стискання дорівнює 9,377, що на 1,2947 % менше ε до встановлення пристрою.

Можна стверджувати, що наведена величина зниження ступеня стискання в циліндрі з вимірювальним пристроєм у порівнянні з іншими циліндрами двигуна не може мати суттєвого впливу на робочий процес згоряння в ньому.

Точність передачі тиску з камери згоряння до чутливого елемента пристрою залежить від частотних характеристик робочого каналу [119]. Резонансну частоту коливань газу (в Гц), який знаходиться у робочому каналі розрахуємо за виразом:

$$f_0 = \frac{a}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{f_k}{l_k \cdot V_k}}, \quad (5.23)$$

де a – швидкість звуку в каналі, м/с. При температурі газу в межах $300 - 350^\circ \text{C}$ швидкість звуку становить близько 500 м/с;

f_k - площа поперечного перерізу робочого каналу, м^2 .

Для наведених вище геометричних розмірах робочого каналу резонансна частота коливань становить 1591 Гц. Цій частоті відповідає частота обертання двигуна близька $n_d=95500 \text{ хв}^{-1}$. Отже, резонансна частота газового потоку в робочому каналі знаходиться за межами діапазону частот обертання двигуна і не може мати впливу на характер і величину індикаторної діаграми, одержаної за допомогою вимірювального пристрою.

Таким чином, розроблений і виготовлений пристрій дозволяє заміряти індикаторні показники роботи двигуна з точністю, яка визначається геометричними параметрами робочого каналу. Для пристрою, який використовується похибка в визначенні тиску не перевищує 3,5 %.

В результаті індицирування отримані індикаторні діаграми робочого процесу бензинового двигуна за роботи на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду. На рис. 5.17 показано фрагмент запису осцилограми тиску в циліндрі.

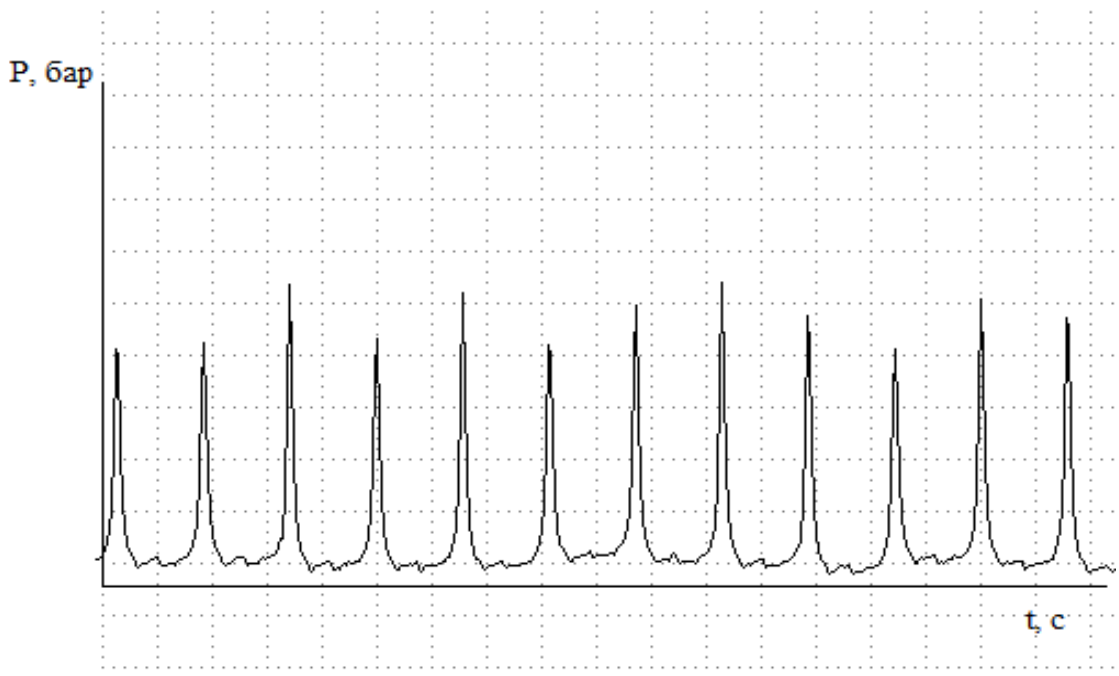


Рисунок 5.17. Фрагмент осцилограми тиску в циліндрі двигуна MeM3-245, визначений в режимі середньої точки Європейського їздового циклу

Як видно з рисунку, значення тиску в різних циклах характеризується певною нерівномірністю. Для визначення похибки вимірювання при дослідженні індикаторних діаграм двигуна було визначено середній максимальний тиск для фрагменту із 70 циклів, бар:

$$P_{\text{cp}} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{n}, \quad (5.24)$$

де P_{cp} – середній максимальний тиск к-го фрагменту осцилограм тиску, бар;

P_i – максимальний тиск і-го циклу, бар;

n - кількість циклів в фрагменті осцилограм.

Середнє арифметичне значення тиску є найбільш близькою величиною до дійсної для серії послідовних циклів.

За середнім арифметичним максимального тиску серії осцилограм в “ визначили середньоквадратичну абсолютну похибку максимального тиску, бар:

$$\sigma_x = \pm \sqrt{\frac{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \dots + \varepsilon_m^2}{i(i-1)}}, \quad (5.25)$$

де $\varepsilon_1 = P_{\text{cp}} - P_1$; $\varepsilon_2 = P_{\text{cp}} - P_2$... $\varepsilon_m = P_{\text{cp}} - P_m$ - відхилення середнього максимального тиску від значень тиску в кожному циклі. В результаті отримуємо величину середньоквадратичної абсолютної похибки для індикаторних діаграм двигуна за роботи на бензині $\sigma_x = \pm 0,28626$ бар, за роботи на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду $\sigma_x = \pm 0,26309$ бар

Найбільш вірогідна абсолютна похибка середнього арифметичного максимальних тисків всіх осцилограм, яка є частиною середньоквадратичної абсолютної похибки, бар:

$$\rho_x = \pm 0,6745 \cdot \sigma_x. \quad (5.26)$$

Для серії осцилограм за роботи двигуна на бензині $\rho_x = \pm 0,19308$ бар, за роботи на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду $\rho_x = \pm 0,17745$ бар.

Гранична абсолютна похибка перевищення якої маловірогідне, бар:

$$\sigma_{\max} \approx 3 \cdot \sigma_x. \quad (5.27)$$

За роботи двигуна на бензині $\sigma_{\max} \approx \pm 0,85878$ бар, за роботи на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду $\sigma_{\max} \approx \pm 0,78927$ бар.

Значення максимального тиску з врахуванням похибки буде дорівнювати, бар:

$$P = P_{\text{cp}} \pm \rho_x. \quad (5.28)$$

В даному випадку значення максимального тиску за роботи двигуна на бензині знаходиться в межах: $P = 18,82771 \pm 0,19308$ бар, за роботи на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду $P = 20,40557 \pm 0,17745$ бар.

Відносна похибка розрахована за залежністю, бар:

$$\delta = \pm \frac{\rho_x}{P_{\text{cp}}}, \quad (5.29)$$

за роботи двигуна на бензині дорівнює $\delta = 0,01026$ бар, за роботи на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду $\delta = 0,008696$ бар

В результаті статистичної обробки серії індикаторних діаграм розраховано ступінь невідтворності послідовних робочих циклів за роботи двигуна на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду. Цей показник

представляє собою середньоквадратичне відхилення значень максимального тиску циклу, віднесене до середньої величини підвищення тиску [116].

$$D = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_{zn} - P_{z\text{cp}})^2}{n}}}{P_{z\text{cp}} - P_{c\text{cp}}} \quad (5.8)$$

де P_{zn} – максимальний тиск n-го циклу;

$P_{z\text{cp}}$ - середній максимальний тиск по серії послідовних циклів;

n - кількість взятих для розрахунку циклів;

$P_{c\text{cp}}$ – середній тиск початку згоряння.

В результаті розрахунку для циклів без добавки газу $D = 0,0952$, а за роботи з добавкою – $D = 0,0887$, що свідчить про позитивний вплив добавки водневмісного газу на робочий процес бензинового двигуна в режимах малих навантажень.

5.4 Висновки до розділу 5

1. В результаті розрахунку за поліноміальними залежностями встановлено, що добавка водневмісного газу позитивно впливає на паливо-економічні та енергетичні показники бензинового двигуна в різних швидкісних і навантажувальних режимах. За роботи двигуна з добавкою водневмісного газу зменшується годинна витрата бензину практично у всьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів. Максимальна потужність двигуна за роботи з добавкою водневмісного газу підвищується. Отримані розрахунком результати підтверджено експериментальними дослідженнями.
2. Доведена адекватність поліноміальних моделей, що описують паливно-економічні та енергетичні показники двигуна з іскровим запалюванням за роботи на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду в широких межах навантажувальних і швидкісних режимів.
3. Встановлено, що добавка водневмісного газу приводить до зменшення масових викидів CO і C_mH_n з відпрацьованими газами усіх досліджуваних двигунів в режимах холостого ходу і середньої точки Європейського їздового циклу. Сумарні масові викиди, приведені до CO , в двигуні MeM3-245 за роботи з добавкою водневмісного газу в режимі холостого ходу зменшуються в середньому на 28,5 %. Після нейтралізатора сумарні масові викиди зменшуються на 29,8 %. Добавка водневмісного газу до повітряного заряду двигуна 6Ч 9,5/6,98 в режимі холостого ходу приводить до зменшення сумарних масових викидів в середньому на 5,8 % до нейтралізатора і на 1,33 % після нейтралізатора. Сумарні масові викиди, приведені до CO , двигуна 4Ч 7,65/7,56 за роботи в режимі холостого ходу з добавкою H_2/O_2 збільшуються на 4,7 %. Після нейтралізатора сумарні масові викиди як за роботи на бензині так і на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду близькі до нуля. В режимах, що відповідають середній точці Європейського їздового циклу сумарні масові викиди, приведені до CO , дещо зростають для всіх випробуваних двигунів. Але після нейтралізатора сумарні масові викиди зменшуються як за роботи на бензині

так і на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду. Встановлено, що добавка водневмісного газу до повітряного заряду бензинових двигунів з різними системами живлення не впливає на ефективність роботи трикомпонентного каталітичного нейтралізатора.

4. Встановлено, що добавка водневмісного газу до повітряного заряду бензинового двигуна скорочує тривалість згоряння на 10 градусів повороту колінчастого вала. Зокрема перша і друга фази згоряння скорочуються на 2 градуси кожна, а третя фаза скорочується на 6 градусів повороту колінчастого вала.

5. Встановлено, що за роботи двигуна з добавкою водневмісного газу зменшується ступінь невідтворності послідовних робочих циклів на 6,8 %. 6. 6. Встановлено, що індикаторний ККД двигуна за роботи з добавкою H_2/O_2 підвищується на 6,7 %.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В процесі експлуатації автомобільних двигунів значне місце займають режими малих навантажень і холостого ходу, які є досить несприятливими для бензинових двигунів з точки зору паливної економічності та екологічних показників, а тому необхідним і актуальним є пошук і застосування заходів, які покращують роботу двигунів в цих режимах. Одним з таких заходів є інтенсифікація процесу згоряння використанням добавок активуючих речовин, швидкість згоряння яких вища, ніж основного палива. До таких речовин відноситься водневмісний газ H_2/O_2 , який отримують в результаті електролізу водних розчинів лугів. В дисертаційній роботі вирішена науково-технічна задача поліпшення показників бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу доцільною добавкою водневмісного газу до бензину.

2. Розроблено методику визначення показників паливної економічності бензинових двигунів за роботи з добавкою водневмісного газу з врахуванням витрат енергії в процесах електролізу.

3. За результатами проведених експериментальних досліджень бензинових двигунів з різними системами живлення в режимі холостого ходу встановлено поліпшення паливної економічності: двигуна з карбюраторною системою живлення на 12...14 %, з врахуванням затрат енергії на отримання газу на 7...8 % за добавки 4,8...5,9 % H_2/O_2 від витрати бензину; двигунів з системою впорскування бензину на 7...12 % та 3 - 5,5 % за добавки 3,5...4 % H_2/O_2 .

4. Дослідженнями, проведеними в режимі середньої точки Європейського міського їздового циклу встановлено зниження питомої ефективної витрати палива: двигуна з карбюраторною системою живлення на 10 %, з врахуванням затрат електроенергії на проведення електролізу на 3,8 % за добавки 5 % водневмісного газу; двигунів з системою впорскування бензину на 8...9,3 %, з врахуванням затрат на отримання H_2/O_2 на 4...6,7 % за добавки 2,6...4 % H_2/O_2 . В цілому за результатами експериментальних досліджень можна стверджувати, що доцільна добавка водневмісного газу для всіх випробуваних двигунів становить

близько 4...6 % від витрати бензину у відповідному режимі. Подальше збільшення добавки H_2/O_2 , як правило, призводить до зниження економії так як затрати на отримання газу зростають. За результатами факторного експерименту встановлено, що добавка водневмісного газу приводить до підвищення потужності і зменшення ефективної питомої витрати бензину у всьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів.

5. Встановлено, що добавка водневмісного газу впливає на масові викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами. За роботи двигунів в режимі холостого ходу отримані наступні результати: сумарні масові викиди, приведені до CO , визначені до нейтралізатора, в двигуні 4Ч 7,2/6,7 (MeM3-245) зменшуються в середньому на 28,5 %, після нейтралізатора - на 29,8 %; в двигуні 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30 NE) на 5,8 % до нейтралізатора і 1,3 % після нейтралізатора; в двигуні 4Ч 7,65/7,56 (VW BBY) до нейтралізатора збільшуються на 4,7 %, після нейтралізатора знаходяться в межах точності замірів.

В режимах, що відповідають середній точці Європейського їздового циклу встановлено, що добавка водневмісного газу приводить до зменшення викидів CO і C_mH_n , масові викиди NO_x незначно зростають, що є наслідком зростання температури в циліндрі двигуна при добавці H_2/O_2 . Встановлено, що добавка водневмісного газу не впливає на ефективність роботи трикомпонентного каталітичного нейтралізатора.

6. Індицируванням двигуна MeM3-245 за роботи в режимі середньої точки Європейського їздового циклу встановлено, що добавка водневмісного газу в кількості 5,4 % від витрати бензину приводить до підвищення максимального тиску циклу з 18,56 до 20,02 бар. За уточненою методикою розрахунку робочого процесу, яка враховує вплив добавки H_2/O_2 на склад паливоповітряної суміші, встановлено, що добавка водневмісного газу до повітряного заряду бензинового двигуна скорочує тривалість згоряння на 10 градусів повороту колінчастого вала. Зокрема, перша і друга фази згоряння скорочуються на 2 градуси кожна, третя фаза скорочується на 6 градусів повороту колінчастого вала.

7. Встановлено, що за роботи двигуна з добавкою водневмісного газу зменшується ступінь невідтворності послідовних робочих циклів на 6,8 %.

8. Встановлено, що індикаторний ККД двигуна MeM3-245 за роботи з добавкою H_2/O_2 в кількості 5,4 % від витрати бензину в режимі середньої точки Європейського їздового циклу підвищується на 6,7 %.

9. Результати досліджень прийняті до використання в ДП «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування», Інституті газу НАН України та ТОВ «Екотюнінг».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Розпорядження Кабінету Міністрів України «Про схвалення Концепції Державної цільової економічної програми розвитку автомобільного транспорту на період до 2015 року» від 3 серпня 2011 р. N 732-р Київ.
2. Розпорядження Кабінету Міністрів України «Про схвалення Транспортної стратегії України на період до 2020 року» від 20 жовтня 2010 р. N 2174-р Київ.
3. Постанова Кабінету Міністрів України «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 року» Постанова від 7 вересня 2011 р. N 942 Київ.
4. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов. / Дис. докт. техн. наук: 05.22.10., 05.04.02. / Гутаревич Юрий Феодосиевич. - К., 1985. – 538 с.
5. Гутаревич Ю. Ф., Редзюк А. М., Клипуш О. Д., Рубцов В. А. – Исследование режимов работы бензиновых двигателей автобусов в условиях Киева. // Автотранспортник Украины – 1980 - №1, с. 24-25.
6. Гутаревич Ю. Ф., Редзюк А. М., Клипуш О. Д. Прибор для регистрации режимов работы автомобильных бензиновых двигателей в эксплуатационных условиях. – Киев, 1979. – 10 с.
7. Научно-технический отчет «Исследование методов и средств определения токсичности и разработка рекомендаций по эксплуатационным регулировкам автомобильных бензиновых двигателей с целью снижения их токсичности» / КАДИ, Научный руководитель работы 403/18 Ю. Ф. Гутаревич; № ГР76032403. – Киев, 1978. – 167 с.
8. Соколов О.В., Пономарев Н.Н, Метелкин В.А. Режимы работы автомобильных двигателей в условиях эксплуатации. Научно-технический сборник. Автомобилестроение / НИИНавтопром. – М.:, 1971, № 3, с. 92 – 102.
9. Составление модели режимов движения городских автобусов на основе натурных испытаний / А.З. Гарбер, П.Д. Лупачев Ж.Г. Манусаджянц //

Повышение эффективности мероприятий по снижению вредных воздействий от автомобильного транспорта, М.: НИИат, 1972, с. 43 – 55.

10. Лупачев П. Д., Сухарева Л. С. Особенности ездового цикла грузового автомобиля. / Защита окружающей среды в связи с развитием автомобилизации. М.: ВЗМИ, 1979, с. 36 – 41.

11. Игнатович И. В., Кутенев В. Ф. К оценке токсичности режимов работы автомобиля // Автомобильная промышленность, 1991, № 12, с. 9 – 11.

12. Звіт про науково-дослідну роботу "Провести дослідження впливу особливостей конструкції нових типів колісних транспортних засобів та сучасних умов експлуатації на споживання палива і мастильних матеріалів з метою вдосконалення чинної системи нормування" / В.Б.Агеєв, В.С.Устименко, О.А.Клименко // № держреєстрації 0109U005855 - 2009р.

13. Построение вероятностной модели эксплуатационных режимов и топливной экономичности автомобильного двигателя. / Котиков Ю.Г., Лукинский В.С., Коганер В.Э. Тр. ЦНИТА, 1978, вып. 72, с. 59 – 65.

14. О методике сбора и обработки информации об эксплуатационных режимах бензинового двигателя и его топливной системы. / Котиков Ю. Г. и др. // ЦНИТА, Труды, вып. 67, 1975. с. 75 – 83.

15. Котиков Ю. Г. Об исследовании режимов работы городского автобуса, оборудованного электронной системой впрыска бензина // Строительные машины, автомобили и двигатели, Л.: ЛИСИ, 1972, с. 54 – 57.

16. Regulated emissions of a Euro 5 passenger car measured over different driving cycles / European commission joint research centre // Institute for Environment and Sustainability Электронный ресурс, режим доступа <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2010/wp29grpe/WLTP-DHC-04-03e.pdf>

17. Barlow TJ, Latham S, McCrae IS, Boulter PG. A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions. IHS; 2009. ISBN 0968-4093 p.25.

18. Буданов Г.Ф., Самойленко Б.Ю. Исследование токсичности отработавших газов автомобиля ВАЗ-2103 при цикловых режимах движения. – В кн.: Труды ЦНИТА, вып. 67, 1975. с. 31 – 36.
19. Редзюк А.М. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей в режимах малых нагрузок и холостого хода: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Редзюк Анатолий Михайлович. – К., 1982. – с. 9 – 33.
20. Пути повышения экономичности автомобиля / Е. А. Чудаков // Труды Автомобильной лаборатории института машиноведения, вып. 12, с. 109 – 110.
21. Сирота О.В. Покращення паливної економічності і екологічних показників багатociліндрового бензинового двигуна застосуванням комбінованого методу регулювання потужності: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Сирота Олександр Вадимович. – К., 2011. – 182 с.
22. Дядченко В.Л. Підвищення паливної економічності багатociліндрових двигунів з впорскуванням бензину в режимах малих навантажень і холостого ходу: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / В.Л. Дядченко. — К., 2010. — с. 150-156.
23. Пути повышения экономичности автотракторных двигателей. Лурье В.А., Мангушев В.А., Маркова И.В. Итоги науки и техники. ВИНТИ. Двигатели внутрен. сгорания. 1982, 3, с. 232.
24. Итоги науки и техники. Двигатели внутреннего сгорания. / В. А. Лурье, В. А. Мангушев, И. В. Маркова, Б. Я. Черняк // Москва - 1985, с. 45.
25. TCI: new advances. Dye Tony. "Automot. Eng." (Gr. Brit.), 1983, 8, № 4, 62 – 63.
26. The effect of intake valve lift on turbulence intensity and burn-rate in S.I. engines-model versus experiment. Davis G. S., Tabaczynski R. J., Belaire R. C. "SAE Techn. Pap. Ser.", 1984, № 840030, 12 pp.
27. Enhanced Ignition for I. C. Engines with Premixed Gases. Dale I. D., Oppenheim A. K. SAE Techn. Pap. Ser., 1981, №810146, 16pp.
28. A Comparative Study of Plasma Ignition Systems. Edwards C. F., Oppenheim A. K., Dale J. D. SAE Techn. Pap. Ser., 1983, № 830479, 11 pp.

29. Применение водорода для автомобильных двигателей / А. И. Мищенко, - Киев, - Наукова думка, - 1984. – с. 51 – 52.
30. Перспективы использования водородного топлива для двигателей автомобилей / Реут В.А., Петухов А.Ю. // Экологические аспекты автотранспорта: Материалы научно-практической конференции, Вязьма: 2008, с. 127 – 128.
31. Раменский А. Ю. Применение водорода в качестве моторного топлива для автомобильных двигателей внутреннего сгорания. История, настоящее и перспективы. А. Ю. Раменский, П. Б. Шелищ, С. И. Нефедкин / Альтернативная энергетика и экология, № 11 (43) 2006, с. 63 – 70.
32. Смоленский, В. В. Особенности процесса сгорания в бензиновых двигателях при добавке водорода в топливно-воздушную смесь [Текст]: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.02 / В. В. Смоленский. – Тольятти: ТГУ, 2007. – 20 с.
33. Взаимосвязь тепловыделения и эффективности работы двигателя с электропроводностью и скоростью распространения пламени при добавке водорода в ТВС / Смоленская Н.М., к.т.н., Смоленский В.В., д.т.н., проф. Шайкин А.П. // Электронный ресурс, режим доступа: http://www.mami.ru/science/autotr2009/scientific/article/s02/s02_32.PDF
34. Коломиец П.В. Влияние скорости распространения пламени на выделения оксидов азота при добавке водорода в бензиновые двигатели. / Коломиец П.В. // диссертация кандидата технических наук. - Тольятти, - 2007. - 137 с.
35. Дерячев А. Д. Эмпирическая модель оценки концентрации оксидов азота при добавке водорода в твс двигателей с искровым зажиганием / Дерячев А. Д. // диссертация кандидата технических наук. - Тольятти, - 2015. - с. 95 – 98.
36. Влияние локальных микродобавок водорода на процесс воспламенения в двс с искровым зажиганием / В. З. Гибадуллин // Известия ВолгГТУ № 8 (81), 2011 с. 64 – 66.
37. Павлов, Д.А. Снижение выбросов углеводородов на режимах пуска и прогрева бензинового двигателя добавкой водорода в топливовоздушную смесь:

автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Павлов Денис Александрович. – Тольятти, ТГУ, 2005. – с. 85 – 90.

38. Yüksel F., Ceviz M.A., “Thermal balance of a four stroke SI engine operating on hydrogen as a supplementary fuel,” *Energy*, Vol. 28, pp. 1069-1080, 2003.

39. Исследование энергетических и экологических показателей работы автомобильного двигателя на бензоводородных топливных композициях / В. Ф. Каменев, В. М. Фомин, Н.А. Хрипач, Л. Ю. Лежнев // *Альтернативная энергетика и экология* – 2005. - № 9 (29), с. 16 – 23.

40. Ji Changwei, Wang Shuofeng, “Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark ignition gasoline engine at lean conditions,” *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 34, pp. 7823-7834, 2009.

41. Ji Changwei, Wang Shuofeng, “Experimental study on combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen-gasoline engine at lean burn limits,” *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 35, pp. 1453-1462, 2010.

42. Ji Changwei, Wang Shuofeng, Zhang Bo, “Starting a spark-ignited engine with the gasoline-hydrogen mixture,” *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 36, pp. 4461-4468, 2011.

43. D'Andrea T., Henshaw P.F., Ting D.S.-K., “The addition of hydrogen to a gasoline-fuelled SI engine,” *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 29, pp. 1541-1552, 2004.

44. Улучшение процесса сгорания сжиженного углеводородного газа добавками водорода / Федянов Е. А., Захаров Е. А., Гаврилов Д. С., Левин Ю. В. // *Молодой ученый* – 2013. - №3 (50), с. 111 – 114.

45. Брызгалов, А. А. Добавка водорода в метановоздушную смесь газового двигателя / А. А. Брызгалов, А. П. Шайкин // *Международный научный симпозиум «Автотракторостроение – 2009»*. - М. : МГТУ, 2009. – С. 25-33.

46. Шайкин А. П. Скорость распространения и ионизация пламени при сжигании бензина и метана с добавкой водорода / А. П. Шайкин, П. В. Ивашин, И. Р. Галиев // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета* №2 (40) 2013 г., с. 140 – 148.

47. Абрамчук Ф. И. Влияние добавки водорода к природному газу на свойства смесового топлива / Ф. И. Абрамчук, А. Н. Кабанов, Г. В. Майстренко // Автомоб. трансп. : сб. науч. тр. - 2009. - Вып. 24. - С. 45-49.
48. Особенности рабочего процесса дизеля, работающего с частичным замещением дизельного топлива водородом / С. В. Новоселов, В. А. Сеницын // Ползуновский вестник – 2004. - № 1, с. 192 – 196.
49. Влияние добавок водорода на эффективность работы судовых дизельгенераторов / А. А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология, 2005, № 10 (26), с. 96 – 99.
50. Особенности рабочего процесса дизеля, работающего с частичным замещением дизельного топлива водородом / С. В. Новоселов, В. А. Сеницын // Ползуновский вестник – 2004. - № 1, с. 192 – 196.
51. Добавка водорода на режимах пуска и прогрева двигателя / Бортников Л.Н., Русаков М.М., Павлов Д.А. // Материалы 65-ой Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров" Международного научного симпозиума «Автотракторостроение – 2009». Книга 2, Москва, МГТУ «МАМИ», 2009 г., с. 25.
52. Синтез газ и его моторные свойства / Баранов В. Ю., Ушакова Н. Н., Романченко И. С., Пилатов А. Ю. // Збірник наукових праць ДонІЗТ, 2012 № 32, с. 200 – 204.
53. Перспективы использования газобаллонных автомобилей с бортовым генератором синтез-газа / Н. Г. Певнев, В.А. Кириллов, О.Ф. Бризицкий, В.А. Бурцев // «Транспорт на альтернативном топливе» № 3 (15) май 2010 г. с. 40 – 45.
54. Метод улучшения показателей работы дизеля подачей на впуск водородосодержащего газа // дис. на соискание степени канд. техн. наук Сидорова М. И. Москва 2006 г. с. 85 – 86.
55. Использование синтез-газа в качестве топлива автомобильных двс / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Д. Б. Ширшов, Д. С. Гаврилов // Известия ВолгГТУ № 8 (81) с. 77 – 79.

56. Ji Changwei, Dai Xiaoxu, Ju Bingjie, Wang Shuofeng, Zhang Bo, Liang Chen, Liu Xiaolong, "Improving the performance of a spark-ignited gasoline engine with the addition of syngas produced by onboard ethanol steaming reforming," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.37, pp. 7860-7868, 2012.

57. Гутаревич Ю.Ф. Про можливість використання водневмісних сполук в дизелях. / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, О.Д. Філоненко, Є.В. Шуба // Вісник ЖДТУ: Наук. журн. Вип. 2/2014. Серія: Технічні науки. – Житомир, 2014. С. 85-89

58. Effect of H₂/O₂ addition in increasing the thermal efficiency of a diesel engine / S. Bari *, M. Mohammad Esmaeil // *Fuel* 89 (2010) 378–383.

59. Design and applications of hydroxy (HHO) system / Ali Can Yilmaz // Thesis titled above was reviewed and approved for the award of degree of the Master of Science by the board of jury on – 2010. 59 – 63.

60. Effect of HHO on Four Stroke Petrol Engine Performance / Daniel M. Madyira, Wayne G. Harding // 1,2 Department of Mechanical Engineering Science, Faculty of Engineering & the Built Environment, University of Johannesburg, Auckland Park 2006, Johannesburg.

61. Effects of Brown Gas Performance and Emission in a SI Engine / D.V.N. Lakshmi, T.R. Mishra & R. Das, S.S. Mohapatra // *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Volume 4, Issue 12, December-2013, pp. 170 – 173.

62. Performance and emission characteristics of brown's gas enriched air in spark ignition engine / E. Leelakrishnan, N. Lokesh, H. Suriyan // *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology* Vol. 2, Issue 2, February 2013, pp. 393 – 404.

63. Effect of HHO gas on combustion emissions in gasoline engines / Sa'ed A. Musmar, Ammar A. Al-Rousan // *Fuel* 90 (2011) 3066 – 3070.

64. D'Andrea, T., Henshaw, P., Ting, D., and Sobiesiak, A., "Investigating Combustion Enhancement and Emissions Reduction with the Addition of 2H₂ + O₂ to a SI Engine," *SAE Technical Paper* 2003-32-0011, 2003, doi:10.4271/2003-32-0011.

65. Wang Shuofeng, Ji Changwei, Zhang Jian, Zhang Bo, "Improving the performance of a gasoline engine with the addition of hydrogen-oxygen mixtures," International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 36, pp. 11164-11173, 2011.

66. Wang Shuofeng, Ji Changwei, Zhang Jian, Zhang Bo, "Comparison of the performance of a spark-ignited gasoline engine blended with hydrogen and hydrogen-oxygen mixtures," Energy, Vol. 36, pp. 5832-5837, 2011.

67. Wang Shuofeng, Ji Changwei, Zhang Bo, Liu Xiaolong, "Performance of a hydroxygen-blended gasoline engine at different hydrogen volume fractions in the hydroxygen," International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 37, pp. 1-10, 2012.

68. Tuan Le Anh, Khanh Nguyen Duc, Huong Tran Thi Thu, Tai Cao Van / Improving Performance and Reducing Pollution Emissions of a Carburetor Gasoline Engine by Adding HHO Gas into the Intake Manifold // SAE International by Tuan Le, Friday, March 01, 2013 07:59:04 PM

69. Characteristics of engine at various speed conditions by mixing of hho with gasoline and lpg / Rajasekaran T., Duraiswamy K., Bharathiraja M. and Poovaragavan S. // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences VOL. 10, NO. 1, JANUARY 2015 pp. 46 – 51.

70. А. А. Грабовский, канд. техн. наук, И.И. Артемов, д-р техн. наук Способ повышения экономических и экологических показателей поршневых двигателей / Двигатели внутреннего сгорания, 1'2012 с. 88-93.

71. Озерский А. С., Зятковский А., Каменев В. Ф. Улучшение гигиенических и технико-экономических показателей автомобильных карбюраторных двигателей путем применения системы регулятор разрежения – экономайзер холостого хода. Труды 2 – го симпозиума «Снижение загрязнения воздуха выхлопными газами автомобилей». М., 1971., с.56-58

72. Образовательная программа дисциплины Экологическая безопасность на транспорте [http:// www.istu.edu/ pages / sys_work / sbor_u_plan / files/005/005140.pdf](http://www.istu.edu/pages/sys_work/sbor_u_plan/files/005/005140.pdf)

73. Автомобильные двигатели / Архангельский В.М., Вихерт М.М., Воинов А.Н., Степанов Ю.А., Трусов В.И., Ховах М.С.: Под редакцией М.С. Ховаха. – М. : Машиностроение, 1977. – с 591.

74. Ленин И.М., Попык К.Г., Малашкин О.М. и др. Автомобильные и тракторные двигатели / Под ред. И.М. Ленина. – М. : Высшая школа, 1969. – 656 с.

75. Пешкин М.А. Исследование влияния некоторых факторов на границы обеднения смеси в цилиндре бензинового двигателя. – В кн.: Поршневые двигатели внутреннего сгорания, труды конференции. – М. : Изд. АН СССР, 1956. – 352 с.

76. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин / - М., Машиностроение, 1983 – 365 с.

77. Дьяченко Н.Х., Дашков С.Н., Мусатов П.М., Белов П.М, Будыко Ю.И. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания / Под ред. Н.Х. Дьяченко. – М. – Л.: Машиностроение, 1962. – 359 с.

78. Морозов К.А., Черняк Б.Я., Джайлаубеков Е.А. К анализу условий воспламенения при работе карбюраторного двигателя на малых нагрузках. – Труды МАДИ, 1974, вып. 71, - с. 109 – 117.

79. Соколик А.С., Воинов А.Н., Свиридонов Ю.Б. Влияние химического и турбулентного факторов на процесс сгорания в условиях двигателя. – Изв. АН СССР, Отд. техн. наук. – М.: Изд. АН СССР, 1949, №12, с. 1848 – 1873.

80. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М.; Машиностроение, 1977. – 277 с. 3. Иноземцев Н.В., Кошкин В.К. Способы сгорания в двигателях. – М. : Машгиз, 1949. – 344 с.

81. Muller H., Brttting H. Die Euflaungsdaues und ihre Auswirknug auf den Verlauf der Energienmsetzung beim Ottomotor. – MTZ, 1978, 39, № 7 – 8. – 333 – 338.

82. Теория авиационного двигателя / Под ред. Е.П. Бугрова, Е.А. Заикина. – М.: Гос. изд. оборонной промышленности, 1940. – 376 с.

83. Нечаев С.Г., Кургузов А.Н. Исследование протекания процесса сгорания при работе двигателя на малых нагрузках и способы его улучшения // Труды МАДИ. – вып. 178. – 1979. – С. 113 - 117.
84. Young M.B. Cyclic Dispersion – Some Quantitative Cause – and - Effect Relationships. – SAE Techn. Pap. Ser., 1980, № 800459, 33 pp.
85. Mayo J. The effect of engine design parameters on combustion ratio in spark ignited engines. – SAE Prepr. S.A. № 750355, 20 pp.
86. Папкин Б.А. Разработка и исследование каталитических нейтрализаторов бензиновых двигателей для автомобилей массой до 3,5 т, обеспечивающих выполнение экологических требований. / Папкин Б.А. // диссертация кандидата технических наук. - Москва, - 2009. - с. 47-69.
87. Исследование нетяговых режимов работы карбюраторного двигателя. / А. В. Дмитриевский, В. Ф. Каменев // Автомобильная промышленность №1, - 1974 г. с. 5 – 7.
88. Ruggero Maria Santilli (2006). «A new gaseous and combustible form of water». International Journal of Hydrogen Energy 31 (9): 1113–1128.
89. Якименко Л. М. Электролиз воды. [Текст] / Л. М. Якименко, И. Д. Модылевская, З. А. Ткачик. – М.: Химия, 1970. – 264 с.
90. Гутаревич Ю.Ф. Вплив добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші бензинового двигуна. / Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. – Вип. 32, С. 100 – 107.
91. Опыт эксплуатации автомобилей, работающих на газе/[Васильев Ю. Н., Гриценко А. И., Золотаревский Л. С. и др.]. – М.: ВНИИЗгазпром, 1990. – 18 с.
92. Особенности математической модели процессов сгорания в поршневых ДВС / Д. В. Тимошенко // Электронное научное издание «Ученые заметки ТОГУ» 2014, Том 5, № 1, С. 311 – 318.
93. Иващенко Н.А. Многозонные модели рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / Н.А. Иващенко, Р.З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 58 с.

94. Нейман К. Кинетический анализ процесса сгорания в дизеле / К. Нейман: сб. монографий из иностранной литературы «Двигатели внутреннего сгорания». – М.: Машгиз, 1938. – С. 118-142.
95. Sanli A. The influence of engine speed and load on the heat transfer between gases and in-cylinder walls at fired and motored conditions of an IDI diesel engine / A. Sanli, A. N. Ozsezen, I. Kilicaslan, M. Canakci // *Applied Thermal Engineering*. – 2008. – № 28. – С. 1395-1404.
96. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М.: Машгиз, 1962. – 270с.
97. Куценко А.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ / А.С. Куценко. – Киев: Наука. Думка, 1988. – 104с.
98. Матиевский Д.Д. Новый подход к проблеме моделирования сгорания смеси в ДВС с искровым зажиганием / Д.Д. Матиевский, П.К. Сеначин, М.Ю. Свердлов, М.А. Ильина // *Ползуновский альманах*. Изд-во АлГУ им. И.И. Ползунова. №2. 1999. – С. 25–32.
99. Ефремов Б.Д., Черняк Б.Я. Математическая модель процесса тепловыделения в двигателях внутреннего сгорания // *Труды МАДИ*. – вып. 96. – 1974. – С. 45 - 50.
100. Максимов А.Л., Черняк Б.Я. Расчётная модель действительного цикла двигателя внутреннего сгорания // *Труды МАДИ*. – вып. 126. – 1976. – С. 74 - 81.
101. Гутаревич Ю.Ф. Уточнення методики розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи в режимі малих навантажень з добавкою водневмісного газу. / Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // *Сучасні технології в машинобудуванні на транспорті*. Науковий журнал. – Луцьк. Луцький НТУ, 2015.- №2(4). С. 20-27.
102. Орлин А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Под редакцией Орлина А.С. и Круглова М.Г.// *Теория поршневых и комбинированных двигателей*. - М.: Машиностроение, 1983. - 375 .

103. Woschni G. Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangs Koeffizienten im Ottomotor / G. Woschni, I. Fieger // MTZ. – 1981. – Vol. 42, № 6. – S. 229–234.

104. ГОСТ 14846-81 (СТ СЭВ 765-77). Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. Изд. Стандартов, 1984. – 53 с.

105. Гутаревич Ю.Ф. Ефективність використання добавок водневмісного газу до повітряного заряду бензинових двигунів. / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, С.В. Карев, О.Д. Філоненко, Є.В. Шуба // Сучасні технології в машинобудуванні на транспорті. Науковий журнал. – Луцьк. Луцький НТУ, 2015.- №1(3). С. 59-63.

106. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник / [Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун та ін.]. – К.: Арістей, 2006. – 292 с.

107. Гутаревич Ю.Ф. Вплив додавання суміші водню з киснем на паливну економічність і токсичність бензинового двигуна в режимі холостого ходу. / Ю. Ф. Гутаревич, А. О. Корпач, Є.В. Шуба, О. Д. Філоненко, І. В. Самойленко // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2014. –Вип. 30, С. 78–85.

108. Гутаревич Ю.Ф. Використання добавки водневмісного газу до повітряного заряду для покращення показників двигунів з карбюраторною системою живлення в режимах холостого ходу. / Ю. Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. –Вип. 31, С. 161–165.

109. Шуба Є.В. Поліпшення паливної економічності бензинового двигуна в режимі холостого ходу. / Є.В. Шуба // Збірник наукових праць. Серія: галузеве машинобудування, будівництво. – ПолтНТУ 2015. - Вип. 3 (45) с. 47-53.

110. Гутаревич Ю.Ф. Використання добавки водневмісного газу для покращення показників роботи сучасного бензинового двигуна. / Ю.Ф.Гутаревич, І.В. Манько, С.В. Карев, Є.В. Шуба // Systems and means of motor transport. Selected problems. Монографія №6 під ред. К.Лейди.Ржешув, 2015, с.153-158.

111. Гутаревич Ю.Ф. Вплив добавки водневмісного газу до повітряного заряду на паливну економічність бензинового двигуна із системою впорскування.

/ Ю.Ф.Гутаревич, М.П. Цюман, Є.В. Шуба // Systems and means of motor transport. Selected problems. Монографія №5 під ред. К.Лейди. Ржешув, 2014, с.149-154.

112. Гутаревич Ю.Ф. Вплив добавки водневмісного газу на робочий процес бензинового двигуна з карбюраторною системою живлення. / Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», Вінниця, 2015 р., с. 76-77.

113. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей / [В.З. Бродский, Л.И. Бродский, Т.И. Голикова и др.]. – М.: Металлургия, 1982. – 752 с.

114. Рафалес-Лемарка Э.З. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Э.З. Рафалес-Лемарка, В.Т. Николаев. – К.: Наукова думка, 1971. – 116 с.

115. Завадский Ю.В. Статистическая обработка эксперимента в задачах автомобильного транспорта / Ю.В. Завадский. – М.: МАДИ, 1982. – 136 с.

116. Шикунина Н.М. О некоторых возможных причинах падения экономичности задросселированного бензинового двигателя. / Н.М. Шикунина, В.С. Золотаревский. - В кн.: Труды лаборатории двигателей. - М.: Изд. АН СССР, 1960. - Вып. 5. - С. 127-144.

117. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / И.Я. Райков. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.

118. Испытания двигателей внутреннего сгорания / [Б.С. Стефановский, Е.А. Скобцов, Е.К. Корси и др.]. – М.: Машиностроение, 1974. – 108 с.

119. Сороко-Новицкий В.І. Испытания автотракторных двигателей. / В.І. Сороко-Новицкий. – М. МАШГИЗ, 1950. – 378 с.

ДОДАТОК А

Приклад протоколу випробувань двигуна MeM3-245 в режимі холостого ходу за роботи на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду

(Назва характеристики)

Двигун _____	Атмосферний тиск 98800 Па _____	Дослідники: _____
Паливо _____	Температура 23 °C _____	
	Дата 28.05.14 _____	

№ п/п	n_d , хв ⁻¹	M_e , Н·м		Θ , град	Паливо		Повітря		t води, °C	t ВГ, °C	Масло		До				№ п/п
					$\Delta G_{п}$, г	$\tau_{п}$, с	$\Delta V_{пов}$, м ³	$\tau_{пов}$, с			t_m , °C	p_m , кг/см ²	C_{CO}^{II} , %	$C_{CO_2}^{II}$, %	C_{CmHn}^I , млн ⁻¹	C_{NOx}^I , млн ⁻¹	
1	900			6	15	94,5	0,1	58,37	86	120		2	1,12	15,0	262	48	1
2	900			6	15	108,15	0,1	68,97	86	130		1,7	0,86	14,8	269	44	2
3	900			6	15	98,86	0,1	61,31	86	140		1,7	0,87	14,8	250	42	3
4	900			6	15	102,47	0,1	63,09	86	140		1,7	0,84	14,8	239	43	4
5	900			6	15	106,76	0,1	66,5	86	140		1,7	0,79	14,9	232	42	5
6	900			6	15	109,63	0,1	68,57	86	140		1,6	0,65	14,8	225	42	6
7	900			6	15	94,59	0,1	58,18	88	140		1,6	0,57	14,8	218	40	7

№ п/п	N_e , кВт	$\Delta p_{к.}$, кПа	$\rho_{др.}$, %	$R_{ВГ}$, мм вод ст	$G_{пал}$, кг/год	g_e , г/кВт·год	$G_{пов}$, кг/год	α	$G_{пов}$ за α , кг/год	Додаткові				Після				№ п/п
										H ₂ /O ₂ л/хв %		λ		C_{CO}^{II} , %	$C_{CO_2}^{II}$, %	C_{CmHn}^I , млн ⁻¹	C_{NOx}^I , млн ⁻¹	
1		0,64		50	0,57		7,15	1,0	8,52	0	0			1,07	14,9	260	40	1
2		0,64		50	0,5		6,05	1,0	7,47	1,0	6,01			0,77	14,8	262	41	2
3		0,65		50	0,55		6,81	0,99	8,13	0,4	2,19			0,79	14,7	250	40	3
4		0,66		50	0,53		6,62	0,99	7,84	0,6	3,4			0,78	14,8	235	39	4
5		0,66		50	0,51		6,28	1,0	7,62	0,8	4,72			0,8	14,6	226	40	5
6		0,67		50	0,49		6,09	1,01	7,39	1,0	6,13			0,58	14,7	206	38	6
7		0,64		50	0,57		7,18	1,01	8,6	0	0			0,54	14,6	210	36	7

ДОДАТОК Б

Приклад програми розрахунку основних показників робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням за роботи на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду

Частота обертання колінчастого вала. хв-1				
n=	1900	Ghho, кг/год	0,086678189	
Кут випередження запалювання. °п.к.в.		Go2, кг/год	=F2-D13	
	34			
Ступінь стиснення		Кількість циліндрів i=	4	
	9,5			
Робочий об'єм циліндра. м3		Об'єм двигуна, л	Vhдв=	1,091
Vh=	=F8/(1000*4)			
λ=	0,28			
Коефіцієнт надміру повітря аексп=	=D15/(D12*14,95)	арозр=	=B15/(B13*B46)	Діаметр циліндра, м D= 0,072
Годинна витрата палива. кг/год			1,67	Хід поршня, м
Gп, б+h2=	=D12+D13	Gh2, кг/гс=F2*0,111	S=	0,067
Годинна витрата повітря. кг/год			Довжина шатуна, м L=	0,118
Gпов+O2=	=D15+F3	Gпов, кг/г 24,06		
Годинна витрата рециркульованих ВГ. кг/год				
Gрвгб=	0	Gрвг3=	0	Потужність механічних втрат, кВт
Розрідження у впускному колекторі. кПа				
ΔРк=	54,5		Nm=	3
Тиск залишкових газів, Па				
Pr=	99900			
Температура відпрацьованих газів. К				
Tr=	633			

Молекулярна маса ВГ, кг/кмоль					
$\mu_{вг} =$	28,75				
свіжого заряду в процесі впуску, К					
$\Delta T_k =$	10				
Температура підігріву повітря в процесі впуску, К					
$\Delta T =$	15				
Атмосферна температура, К					
$T_0 =$	296				
Атмосферний тиск, Па					
$P_0 =$	98800				
Густина повітря,	$= B37 / (B35 * 287)$				
Нижча теплота згорання палива. кДж/кг					
$H_u =$	$= (44000 * D12 + 120000 * D1$				
палива. кг/кмоль				Масова доля газоподібного вод	
$\mu_{пал} =$	$= 114 / (1 + 56 * F44)$				$= D13 / B13$
Теоритично необхідна кількість повітря для згорання 1кг палива					
$I_0 =$	$= (8/3 * A53 + 8 * B53) / C53$	кг/кг	$L_0 =$	$= (A53 / 12 + B53 / 4) / 0,21$	кг/кмоль
Теплота випаровування. кДж/кг					
$Q_{вип} =$	318,5				
20°С. г/см3					
$\rho_{пал} =$	0,76				
Склад палива:					
С	Н	О в пов	Н в пов	г О	г N
$= 0,855 * D12 / B13$	$= (0,145 * D12 + D13) / B13$	$= (0,23 * D15 - 1 - C53$	$= (C53 / 32) / ((C53 / 32) + (D53 / 28))$	$= 1 - E53$	
Середня теплоємність бензину, кДж/(кг град)	2,36				
Тиск в циліндрі в момент відриву лінії згорання від лінії стиснення-розширення в момент т.фс°, мПа					
$P_{с'} =$	0,790286	790286			
колінчастого вала,					
$\varphi_{с'} =$	344,522511097021				
Тиск в циліндрі двигуна					
$P_{-60} =$	208872				
Кут повороту колінчастого вала в момент відкриття випускного клапана, °п.к.в.					
$\varphi_{вип.кл.} =$	500				
Тиск в циліндрі в момент відкриття випускного клапана, мПа:					
$P_{вип.кл.} =$	$= B227 * 10^{-6}$				
Значення тиску в довільній точці на лінії розширення, мПа					
$P_m =$	$= C68 * 10^{-6}$	318724,054			
Значення кута повороту колінчастого вала в довільній точці на лінії розширення					
$\varphi_m =$	440,948636651873				
Масив тисків від т.с° до т.б° (з кроком 2 п.к.в.)			Масив п.к.в. від т.с° до т.б° (з кроком 2 п.к.в.)		

Коефіцієнт наповнення повітрям
(експериментальний)

$$\eta_{\text{в.пов}}(e) = (D13 \cdot 1000) / (30 \cdot B37 \cdot F8 \cdot B2)$$

Парціальний тиск повітря у впускному
колекторі, Па

$$P_{\text{а.пов}} = J8 \cdot (((D13 \cdot 28,94) / (D13 + B15)) / ((D13 \cdot 28,94) / (D13 + B15) + (B15 \cdot B27) / (D13 + B15)))$$

Коефіцієнт наповнення повітрям
(розрахунковий)

$$\eta_{\text{в.пов}}(p) = (B33 / (B33 + B31)) \cdot (1 / (B6 - 1)) \cdot (B6 \cdot J4 / B35 - B19 / B35)$$

Абсолютний тиск у впускному колекторі,
Па

$$P_{\text{а}} = (B35 - B17 \cdot 1000)$$

Коефіцієнт наповнення свіжим зарядом

$$\eta_{\text{в.св.зар.}} = (B33 / (B33 + B31)) \cdot (1 / (B6 - 1)) \cdot (B6 \cdot J8 / B35 - B19 / B35)$$

Кількість свіжого заряду

$$M1 = D11 \cdot E44 + 1 / B42 + \#ССЫЛКА! / B27$$

Кількість продуктів згорання

$$M2 = A51 / 12 + B51 / 2 + 0,79 \cdot D11 \cdot E44$$

$M_{\text{co}2}$ =

$$= A51 / 12$$

$M_{\text{h}2\text{o}}$ =

$$= B51 / 2$$

$M_{\text{o}2}$ =

$$0$$

$M_{\text{n}2}$ =

$$= 0,79 \cdot D11 \cdot E44$$

$M_{\text{рг}}$ =

$$= \#ССЫЛКА! / B27$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\text{св.з.} = (B19 \cdot B33) / ((B6 - 1) \cdot B35 \cdot B21 \cdot J10)$$

пов =

$$= (B19 \cdot B33) / ((B6 - 1) \cdot B35 \cdot B21 \cdot J6)$$

Коефіцієнт молекулярної зміни

μ_0 =

$$= J14 / J12$$

Коефіцієнт рециркульованих
відпрацьованих газів

$$= J19 / J12$$

Розрахунок 1-ої ділянки:

Коефіцієнти для розрахунку теплоємності ВГ

$a_g = 22,067$
 $b_g = 0,004359$

Температура залишкових ВГ у камері згорання, К

$T_{гг} = 1,05 \cdot B_{23}$

Внутрішня енергія робочої суміші в точці "а" (-180°), кДж/кг бензину

$U_a = 1043$

Коефіцієнти в формулі теплоємності робочої суміші

$A_a = 12,118$

$B_a = 0,001626$

Температура в т."а" (-180), К

$T_a = 358,111$

Тиск в т."а" (-180), Па

$P_a = 4,214 \cdot 10^4$

Об'єм циліндра в т."а", м³

$V_a = (B_6 \cdot B_8) / (B_6 - 1)$

Абсолютний тиск в циліндрі в т. при -60, Па

$P_{-60} = B_{62}$

Об'єм циліндра при -60, м³

$V_{-60} = B_8 \cdot (1 / (B_6 - 1) + ((1 - 0,5) + (B_9 \cdot (1 + 0,5) / 4)) / 2)$

Показник політропи на ділянці від "а" до -60

$n_1' = (LN(P_{19}/P_{15})) / (LN(P_{17}/P_{21}))$

Об'єм циліндра в т."с", м³

$V_c = (1 / (B_6 - 1) + (1 - \cos(B_{60} \cdot \pi / 180) + B_9 \cdot (1 - \cos(2 \cdot B_{60} \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot B_8$

Тиск в т."с", Па

$P_c = B_{58} \cdot 10^6$

Показник політропи від -60 до с'

$n_1'' = LN(P_{27}/P_{19}) / LN(P_{21}/P_{25})$

Середній показник політропи від т."а" до до"с"

$n_1 = LN(P_{27}/P_{15}) / LN(P_{17}/P_{25})$

Температура в т."с", К

$T_c = 853$

Внутрішня енергія робочої суміші в т. "с", кДж/кг бензину

$U_c = 7575$

Робота в т. "с", кДж/кг бензину

$L_c = 0$

Робота на першій ділянці, віднесена до 1 кг бензину

$L_{ст} = (((P_{15}/10^6) \cdot P_{17} - (P_{19}/10^6) \cdot P_{21}) / (P_{23} - 1) + ((P_{19}/10^6) \cdot P_{21} - (P_{27}/10^6) \cdot P_{25}) / (P_{29} - 1)) \cdot ((1000 \cdot 120 \cdot B_2) / B_{13})$

Теплоємність свіжого заряду в інтервалі температур від T_a до T_c

$\mu_{Cv}(T_a \text{ до } T_c) = P_{10} + P_{11} \cdot (((P_{33} - 273) + (P_{13} - 273)) / 2)$

Показник адіабати в т."с"

$k = 1 + (8,314 \cdot 112) / P_{41}$

Розрахунок 2-ої ділянки:

Кількість продуктів згорання, кмоль/(кг бенз)	
$M_{п.з.} =$	0,618
Максимальна температура циклу, К	
$T_{max} =$	$= (Y5 \cdot 120 \cdot B2) / (8314 \cdot W3 \cdot B13)$
Коефіцієнти для розрахунку теплоємності продуктів згорання в процесі згорання	
$A_t =$	15,639
$B_t =$	$= 1,163 \cdot 10^{-3}$
Внутрішня енергія при T_{max} , кДж/кг бенз	
$U_t =$	$= (W9 + W10 \cdot (W5 - 273)) \cdot (W5 - 273)$
Активна теплота, що виділилась до T_{max} , кДж/кг бенз	
$Q_{at} =$	$= W12 - P35 + AK48$
Теплота, введена з паливом, кДж/кг бенз	
$Q_{п} =$	$= B42 - B44 \cdot 10^3 \cdot (1 - B11) \cdot E46$
Коефіцієнт активного тепловиділення в момент T_{max}	
$\xi'_{ат} =$	$= W14 / W16$
Теплота, підведена до робочої суміші в процесі стиснення від т. "а" до "с"	
$Q_c' =$	$= P35 - P8 + P39$
Коефіцієнт теплоти, підведеної в процесі стиснення від стінок	
$\xi'_{ст} =$	$= W21 / B42$
Коефіцієнт внутрішньої енергії в т. "а"	
$U'_a =$	$= P8 / B42$
Коефіцієнт внутрішньої енергії в т. "с"	
$U'_c =$	$= P35 / B42$
Коефіцієнт роботи стиснення від т. "а" до "с"	
$L'_{ст} =$	$= P39 / B42$

Кут повороту колінчастого вала, °п.к.в.	Обєм циліндра в і-ому кроці, м3	dP/dphi	Тиск в циліндрі в і-ому кроці, Па
=E72	$V_i = (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E72 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E72 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$		Pi= =B72
=E73	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E73 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E73 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH4-AH3)/2) / ((AC4-AC3)/2) / 1000000$	=B73
=E74	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E74 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E74 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH5-AH4)/2) / ((AC5-AC4)/2) / 1000000$	=B74
=E75	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E75 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E75 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH6-AH5)/2) / ((AC6-AC5)/2) / 1000000$	=B75
=E76	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E76 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E76 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH7-AH6)/2) / ((AC7-AC6)/2) / 1000000$	=B76
=E77	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E77 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E77 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH8-AH7)/2) / ((AC8-AC7)/2) / 1000000$	=B77
=E78	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E78 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E78 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH9-AH8)/2) / ((AC9-AC8)/2) / 1000000$	=B78
=E79	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E79 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E79 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH10-AH9)/2) / ((AC10-AC9)/2) / 1000000$	=B79
=E80	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E80 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E80 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH11-AH10)/2) / ((AC11-AC10)/2) / 1000000$	=B80
=E81	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E81 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E81 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH12-AH11)/2) / ((AC12-AC11)/2) / 1000000$	=B81
=E82	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E82 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E82 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH13-AH12)/2) / ((AC13-AC12)/2) / 1000000$	=B82
=E83	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E83 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E83 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH14-AH13)/2) / ((AC14-AC13)/2) / 1000000$	=B83
=E84	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E84 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E84 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH15-AH14)/2) / ((AC15-AC14)/2) / 1000000$	=B84
=E85	$= (1/(\$B\$6-1) + (1-\cos(E85 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1-\cos(2 \cdot E85 \cdot \pi / 180)) / 4) / 2) \cdot \$B\$8$	$= ((AH16-AH15)/2) / ((AC16-AC15)/2) / 1000000$	=B85

Робота в і-ому кроці, кДж/кг бенз

PV	Li=	=0
=AE3*AH3	=ЕСЛИ(AI3=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	
=AE4*AH4	=ЕСЛИ(AI4=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH4-AH3)/2) \cdot (AE4-AE3) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL3$
=AE5*AH5	=ЕСЛИ(AI5=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH5-AH4)/2) \cdot (AE5-AE4) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL4$
=AE6*AH6	=ЕСЛИ(AI6=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH6-AH5)/2) \cdot (AE6-AE5) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL5$
=AE7*AH7	=ЕСЛИ(AI7=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH7-AH6)/2) \cdot (AE7-AE6) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL6$
=AE8*AH8	=ЕСЛИ(AI8=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH8-AH7)/2) \cdot (AE8-AE7) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL7$
=AE9*AH9	=ЕСЛИ(AI9=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH9-AH8)/2) \cdot (AE9-AE8) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL8$
=AE10*AH10	=ЕСЛИ(AI10=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH10-AH9)/2) \cdot (AE10-AE9) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL9$
=AE11*AH11	=ЕСЛИ(AI11=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH11-AH10)/2) \cdot (AE11-AE10) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL10$
=AE12*AH12	=ЕСЛИ(AI12=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH12-AH11)/2) \cdot (AE12-AE11) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL11$
=AE13*AH13	=ЕСЛИ(AI13=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH13-AH12)/2) \cdot (AE13-AE12) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL12$
=AE14*AH14	=ЕСЛИ(AI14=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH14-AH13)/2) \cdot (AE14-AE13) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL13$
=AE15*AH15	=ЕСЛИ(AI15=МАКС(\$AI\$3:\$AI\$89);1;0)	$= ((AH15-AH14)/2) \cdot (AE15-AE14) \cdot ((\$B\$2 \cdot 30^4) / (\$B\$13 \cdot 1000)) + AL14$

Умовний обєм віднесений до 1 кг бензину, м3/кг бенз	Коефіцієнт роботи від т."с" до і-ої ділянки	Коефіцієнт активного тепловиділення в і-й ділянці
V'i=	L'i=	(ξa)i=
$= (AE3 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL3 / \$B\42	0,000001
$= (AE4 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL4 / \$B\42	=BI3
$= (AE5 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL5 / \$B\42	=BI4
$= (AE6 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL6 / \$B\42	=BI5
$= (AE7 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL7 / \$B\42	=BI6
$= (AE8 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL8 / \$B\42	=BI7
$= (AE9 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL9 / \$B\42	=BI8
$= (AE10 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL10 / \$B\42	=BI9
$= (AE11 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL11 / \$B\42	=BI10
$= (AE12 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL12 / \$B\42	=BI11
$= (AE13 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL13 / \$B\42	=BI12
$= (AE14 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL14 / \$B\42	=BI13
$= (AE15 \cdot 30 \cdot \$B\$2 \cdot 3) / \$B\13	$= AL15 / \$B\42	=BI14

Склад продуктів зорання в і-й ділянці

$M(CO)_i =$	$M(CO_2)_i =$
$=0,42*((1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR3*(1+\$J\$23)$	$=(\$A\$53/12)*AR3*(1+\$J\$23)-AS3$
$=0,42*((1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR4*(1+\$J\$23)$	$=(\$A\$53/12)*AR4*(1+\$J\$23)-AS4$
$=0,42*((1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR5*(1+\$J\$23)$	$=(\$A\$53/12)*AR5*(1+\$J\$23)-AS5$
$=0,42*((1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR6*(1+\$J\$23)$	$=(\$A\$53/12)*AR6*(1+\$J\$23)-AS6$
$=0,42*((1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR7*(1+\$J\$23)$	$=(\$A\$53/12)*AR7*(1+\$J\$23)-AS7$
$=0,42*((1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR8*(1+\$J\$23)$	$=(\$A\$53/12)*AR8*(1+\$J\$23)-AS8$
$=0,42*((1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR9*(1+\$J\$23)$	$=(\$A\$53/12)*AR9*(1+\$J\$23)-AS9$
$=0,42*((1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR10*(1+\$J\$23)$	$=(\$A\$53/12)*AR10*(1+\$J\$23)-AS10$
$=0,42*((1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR11*(1+\$J\$23)$	$=(\$A\$53/12)*AR11*(1+\$J\$23)-AS11$
$=0,42*((1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR12*(1+\$J\$23)$	$=(\$A\$53/12)*AR12*(1+\$J\$23)-AS12$

Склад продуктів зорання в і-й ділянці

$M(H_2O)_i =$	$M(H_2)_i =$	$M(N_2)_i =$
$=(\$B\$53/2)*AR3*(1+\$J\$23)-AV3$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR3*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR3*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR4*(1+\$J\$23)-AV4$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR4*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR4*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR5*(1+\$J\$23)-AV5$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR5*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR5*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR6*(1+\$J\$23)-AV6$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR6*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR6*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR7*(1+\$J\$23)-AV7$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR7*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR7*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR8*(1+\$J\$23)-AV8$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR8*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR8*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR9*(1+\$J\$23)-AV9$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR9*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR9*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR10*(1+\$J\$23)-AV10$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR10*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR10*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR11*(1+\$J\$23)-AV11$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR11*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR11*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR12*(1+\$J\$23)-AV12$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR12*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR12*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR13*(1+\$J\$23)-AV13$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR13*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR13*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR14*(1+\$J\$23)-AV14$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR14*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR14*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR15*(1+\$J\$23)-AV15$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR15*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR15*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR16*(1+\$J\$23)-AV16$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR16*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR16*(1+\$J\$23)$
$=(\$B\$53/2)*AR17*(1+\$J\$23)-AV17$	$=0,42*0,45*(1-\$D\$11)/(1+0,45))*\$E\$46*AR17*(1+\$J\$23)$	$=0,79*\$D\$11*\$E\$46*AR17*(1+\$J\$23)$

Кількість робочої суміші в і-й ділянці, кмоль/кг бенз

$(M_{p.c.})_i =$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR3)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR4)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR5)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR6)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR7)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR8)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR9)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR10)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR11)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR12)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR13)$	
$=(\$D\$11*\$E\$46+1/\$B\$44)*(1+\$J\$23)*(1-AR14)$	

К-ть продуктів згорання в і-й ділянці, кмоль/кг бенз

Температура в циліндрі в і-ому кроці, К

$$\begin{aligned}
 (Mn.з.)i &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR3*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR4*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR5*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR6*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR7*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR8*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR9*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR10*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR11*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR12*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR13*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR14*(1+\$J\$23) \\
 &= (\$A\$53/12+\$B\$53/2+0,79*\$B\$11*\$E\$46)*AR15*(1+\$J\$23)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Ti &= Q33 \\
 &= ((AH4*AE4)*120*\$B\$2)/(8314*(AY4+BA4)*\$B\$13) \\
 &= ((AH5*AE5)*120*\$B\$2)/(8314*(AY5+BA5)*\$B\$13) \\
 &= ((AH6*AE6)*120*\$B\$2)/(8314*(AY6+BA6)*\$B\$13) \\
 &= ((AH7*AE7)*120*\$B\$2)/(8314*(AY7+BA7)*\$B\$13) \\
 &= ((AH8*AE8)*120*\$B\$2)/(8314*(AY8+BA8)*\$B\$13) \\
 &= ((AH9*AE9)*120*\$B\$2)/(8314*(AY9+BA9)*\$B\$13) \\
 &= ((AH10*AE10)*120*\$B\$2)/(8314*(AY10+BA10)*\$B\$13) \\
 &= ((AH11*AE11)*120*\$B\$2)/(8314*(AY11+BA11)*\$B\$13) \\
 &= ((AH12*AE12)*120*\$B\$2)/(8314*(AY12+BA12)*\$B\$13) \\
 &= ((AH13*AE13)*120*\$B\$2)/(8314*(AY13+BA13)*\$B\$13) \\
 &= ((AH14*AE14)*120*\$B\$2)/(8314*(AY14+BA14)*\$B\$13) \\
 &= ((AH15*AE15)*120*\$B\$2)/(8314*(AY15+BA15)*\$B\$13)
 \end{aligned}$$

Теплоємність газів в циліндрі в і-й ділянці

Активна теплота в і-й ділянці, Дж/кг бенз

$$\begin{aligned}
 Cvi &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC3-273))*AR3+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC3-273))*(1-AR3) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC4-273))*AR4+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC4-273))*(1-AR4) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC5-273))*AR5+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC5-273))*(1-AR5) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC6-273))*AR6+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC6-273))*(1-AR6) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC7-273))*AR7+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC7-273))*(1-AR7) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC8-273))*AR8+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC8-273))*(1-AR8) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC9-273))*AR9+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC9-273))*(1-AR9) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC10-273))*AR10+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC10-273))*(1-AR10) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC11-273))*AR11+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC11-273))*(1-AR11) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC12-273))*AR12+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC12-273))*(1-AR12) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC13-273))*AR13+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC13-273))*(1-AR13) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC14-273))*AR14+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC14-273))*(1-AR14) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC15-273))*AR15+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC15-273))*(1-AR15) \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC16-273))*AR16+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC16-273))*(1-AR16)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (Qa)i &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC3-273))*AR3+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC3-273))*(BC3-273)*(1-AR3)-\$Q\$35+AL3 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC4-273))*AR4+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC4-273))*(BC4-273)*(1-AR4)-\$Q\$35+AL4 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC5-273))*AR5+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC5-273))*(BC5-273)*(1-AR5)-\$Q\$35+AL5 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC6-273))*AR6+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC6-273))*(BC6-273)*(1-AR6)-\$Q\$35+AL6 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC7-273))*AR7+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC7-273))*(BC7-273)*(1-AR7)-\$Q\$35+AL7 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC8-273))*AR8+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC8-273))*(BC8-273)*(1-AR8)-\$Q\$35+AL8 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC9-273))*AR9+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC9-273))*(BC9-273)*(1-AR9)-\$Q\$35+AL9 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC10-273))*AR10+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC10-273))*(BC10-273)*(1-AR10)-\$Q\$35+AL10 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC11-273))*AR11+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC11-273))*(BC11-273)*(1-AR11)-\$Q\$35+AL11 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC12-273))*AR12+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC12-273))*(BC12-273)*(1-AR12)-\$Q\$35+AL12 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC13-273))*AR13+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC13-273))*(BC13-273)*(1-AR13)-\$Q\$35+AL13 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC14-273))*AR14+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC14-273))*(BC14-273)*(1-AR14)-\$Q\$35+AL14 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC15-273))*AR15+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC15-273))*(BC15-273)*(1-AR15)-\$Q\$35+AL15 \\
 &= (\$X\$9+\$X\$10*(BC16-273))*AR16+(\$Q\$10+\$Q\$11*(BC16-273))*(BC16-273)*(1-AR16)-\$Q\$35+AL16
 \end{aligned}$$

Проміжні значення
коефіцієнта активного
тепловиділення в і-й

$$\begin{aligned}
 x &= BG3/\$X\$16 \\
 &= BG4/\$X\$16 \\
 &= BG5/\$X\$16 \\
 &= BG6/\$X\$16 \\
 &= BG7/\$X\$16 \\
 &= BG8/\$X\$16 \\
 &= BG9/\$X\$16 \\
 &= BG10/\$X\$16 \\
 &= BG11/\$X\$16 \\
 &= BG12/\$X\$16 \\
 &= BG13/\$X\$16 \\
 &= BG14/\$X\$16 \\
 &= BG15/\$X\$16 \\
 &= BG16/\$X\$16 \\
 &= BG17/\$X\$16 \\
 &= BG18/\$X\$16
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &\text{Площа поршня, м2} \\
 Fп &= (\pi()*G11^2)/4 \\
 &\text{Площа головки цилін} \\
 Fг &= BK4+\pi()*G11*0,0025 \\
 &\text{Середня швидкість по} \\
 Cт &= (G13*B2)/30 \\
 &\text{Коефіцієнт тепловідд} \\
 c0 &= 128 \\
 c1 &= 2,28 \\
 c2 &= 0,00324 \\
 &\text{Температура ц., пове} \\
 T &= 525 \\
 &\text{Крок розрахунку, с} \\
 \Delta ti &= 1,962/(6*\$B\$2) \\
 &\text{Коефіцієнт} \\
 &= (B2*F6*60)/(2*B13)
 \end{aligned}$$

Площа поверхні стінки циліндра, м2

Крок розрахунку, с

$$\begin{aligned}
 F_{цi} &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC3 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC3^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC4 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC4^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC5 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC5^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC6 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC6^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC7 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC7^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC8 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC8^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC9 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC9^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC10 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC10^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC11 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC11^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC12 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC12^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC13 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC13^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC14 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC14^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC15 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC15^2 / 180))) \\
 &= \pi \cdot (G_{11} \cdot 0,5 \cdot G_{13} \cdot (1 - \cos((AC16 \cdot \pi) / 180)) + (G_{13} / (8 \cdot G_{15})) \cdot (1 - \cos((\pi) \cdot AC16^2 / 180)))
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta t_i &= (AC4 - AC3) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC5 - AC4) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC6 - AC5) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC7 - AC6) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC8 - AC7) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC9 - AC8) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC10 - AC9) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC11 - AC10) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC12 - AC11) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC13 - AC12) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC14 - AC13) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC15 - AC14) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC16 - AC15) / (6 \cdot B\$2) \\
 &= (AC17 - AC16) / (6 \cdot B\$2)
 \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі

αti= 0

$$\begin{aligned}
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH4)^{0,8}) \cdot (BC4 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC4 \cdot B\$8 \cdot ((B73 - G73) \cdot 10^{-6})) / ((B72 \cdot (10^{-6})) \cdot AE4))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH5)^{0,8}) \cdot (BC5 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC5 \cdot B\$8 \cdot ((B74 - G74) \cdot 10^{-6})) / ((B73 \cdot (10^{-6})) \cdot AE5))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH6)^{0,8}) \cdot (BC6 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC6 \cdot B\$8 \cdot ((B75 - G75) \cdot 10^{-6})) / ((B74 \cdot (10^{-6})) \cdot AE6))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH7)^{0,8}) \cdot (BC7 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC7 \cdot B\$8 \cdot ((B76 - G76) \cdot 10^{-6})) / ((B75 \cdot (10^{-6})) \cdot AE7))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH8)^{0,8}) \cdot (BC8 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC8 \cdot B\$8 \cdot ((B77 - G77) \cdot 10^{-6})) / ((B76 \cdot (10^{-6})) \cdot AE8))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH9)^{0,8}) \cdot (BC9 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC9 \cdot B\$8 \cdot ((B78 - G78) \cdot 10^{-6})) / ((B77 \cdot (10^{-6})) \cdot AE9))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH10)^{0,8}) \cdot (BC10 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC10 \cdot B\$8 \cdot ((B79 - G79) \cdot 10^{-6})) / ((B78 \cdot (10^{-6})) \cdot AE10))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH11)^{0,8}) \cdot (BC11 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC11 \cdot B\$8 \cdot ((B80 - G80) \cdot 10^{-6})) / ((B79 \cdot (10^{-6})) \cdot AE11))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH12)^{0,8}) \cdot (BC12 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC12 \cdot B\$8 \cdot ((B81 - G81) \cdot 10^{-6})) / ((B80 \cdot (10^{-6})) \cdot AE12))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH13)^{0,8}) \cdot (BC13 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC13 \cdot B\$8 \cdot ((B82 - G82) \cdot 10^{-6})) / ((B81 \cdot (10^{-6})) \cdot AE13))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH14)^{0,8}) \cdot (BC14 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC14 \cdot B\$8 \cdot ((B83 - G83) \cdot 10^{-6})) / ((B82 \cdot (10^{-6})) \cdot AE14))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH15)^{0,8}) \cdot (BC15 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC15 \cdot B\$8 \cdot ((B84 - G84) \cdot 10^{-6})) / ((B83 \cdot (10^{-6})) \cdot AE15))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH16)^{0,8}) \cdot (BC16 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC16 \cdot B\$8 \cdot ((B85 - G85) \cdot 10^{-6})) / ((B84 \cdot (10^{-6})) \cdot AE16))^{0,8}) \\
 &= (BK\$10 \cdot (G_{11} \cdot 0,2) \cdot (((10 \cdot 5) \cdot AH17)^{0,8}) \cdot (BC17 \cdot 0,53) \cdot (BK\$11 \cdot BK\$8 + (BK\$12 \cdot BC17 \cdot B\$8 \cdot ((B86 - G86) \cdot 10^{-6})) / ((B85 \cdot (10^{-6})) \cdot AE17))^{0,8})
 \end{aligned}$$

Втрати теплоти газів в стінки циліндрів

ΔQti= 0

$$\begin{aligned}
 &= BR4 \cdot (BK\$4 \cdot (BC4 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC4 - BK\$14) + BN4 \cdot (BC4 - BK\$14)) \cdot BP4 \\
 &= BR5 \cdot (BK\$4 \cdot (BC5 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC5 - BK\$14) + BN5 \cdot (BC5 - BK\$14)) \cdot BP5 \\
 &= BR6 \cdot (BK\$4 \cdot (BC6 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC6 - BK\$14) + BN6 \cdot (BC6 - BK\$14)) \cdot BP6 \\
 &= BR7 \cdot (BK\$4 \cdot (BC7 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC7 - BK\$14) + BN7 \cdot (BC7 - BK\$14)) \cdot BP7 \\
 &= BR8 \cdot (BK\$4 \cdot (BC8 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC8 - BK\$14) + BN8 \cdot (BC8 - BK\$14)) \cdot BP8 \\
 &= BR9 \cdot (BK\$4 \cdot (BC9 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC9 - BK\$14) + BN9 \cdot (BC9 - BK\$14)) \cdot BP9 \\
 &= BR10 \cdot (BK\$4 \cdot (BC10 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC10 - BK\$14) + BN10 \cdot (BC10 - BK\$14)) \cdot BP10 \\
 &= BR11 \cdot (BK\$4 \cdot (BC11 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC11 - BK\$14) + BN11 \cdot (BC11 - BK\$14)) \cdot BP11 \\
 &= BR12 \cdot (BK\$4 \cdot (BC12 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC12 - BK\$14) + BN12 \cdot (BC12 - BK\$14)) \cdot BP12 \\
 &= BR13 \cdot (BK\$4 \cdot (BC13 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC13 - BK\$14) + BN13 \cdot (BC13 - BK\$14)) \cdot BP13 \\
 &= BR14 \cdot (BK\$4 \cdot (BC14 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC14 - BK\$14) + BN14 \cdot (BC14 - BK\$14)) \cdot BP14 \\
 &= BR15 \cdot (BK\$4 \cdot (BC15 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC15 - BK\$14) + BN15 \cdot (BC15 - BK\$14)) \cdot BP15 \\
 &= BR16 \cdot (BK\$4 \cdot (BC16 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC16 - BK\$14) + BN16 \cdot (BC16 - BK\$14)) \cdot BP16 \\
 &= BR17 \cdot (BK\$4 \cdot (BC17 - BK\$14) + BK\$6 \cdot (BC17 - BK\$14) + BN17 \cdot (BC17 - BK\$14)) \cdot BP17
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= BT3 \cdot BK\$18 / 1000 = BU3 \\
 &= BT4 \cdot BK\$18 / 1000 = BV3 + BU4 \\
 &= BT5 \cdot BK\$18 / 1000 = BV4 + BU5 \\
 &= BT6 \cdot BK\$18 / 1000 = BV5 + BU6 \\
 &= BT7 \cdot BK\$18 / 1000 = BV6 + BU7 \\
 &= BT8 \cdot BK\$18 / 1000 = BV7 + BU8 \\
 &= BT9 \cdot BK\$18 / 1000 = BV8 + BU9 \\
 &= BT10 \cdot BK\$18 / 1000 = BV9 + BU10 \\
 &= BT11 \cdot BK\$18 / 1000 = BV10 + BU11 \\
 &= BT12 \cdot BK\$18 / 1000 = BV11 + BU12 \\
 &= BT13 \cdot BK\$18 / 1000 = BV12 + BU13 \\
 &= BT14 \cdot BK\$18 / 1000 = BV13 + BU14 \\
 &= BT15 \cdot BK\$18 / 1000 = BV14 + BU15 \\
 &= BT16 \cdot BK\$18 / 1000 = BV15 + BU16 \\
 &= BT17 \cdot BK\$18 / 1000 = BV16 + BU17
 \end{aligned}$$

Коефіцієнт активного тепловиділення χ	Розрахунок третьої д
$=ЕСЛИ(((BV3+BG3)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV3+BG3)/\$X\$16)$	Объем цилиндру в т. "t"
$=ЕСЛИ(((BV4+BG4)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV4+BG4)/\$X\$16)$	$Vb' = \frac{1}{2} \cdot (\$B\$6 - 1) + (1 - \cos(B64 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1 - \cos(2 \cdot B64 \cdot \pi / 180)) / 4) \cdot \$B\$8$
$=ЕСЛИ(((BV5+BG5)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV5+BG5)/\$X\$16)$	Объем цилиндру в т. "t"
$=ЕСЛИ(((BV6+BG6)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV6+BG6)/\$X\$16)$	$Vm = \frac{1}{2} \cdot (\$B\$6 - 1) + (1 - \cos(B70 \cdot \pi / 180)) + (\$B\$9 \cdot (1 - \cos(2 \cdot B70 \cdot \pi / 180)) / 4) \cdot \$B\$8$
$=ЕСЛИ(((BV7+BG7)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV7+BG7)/\$X\$16)$	Показник політропи n
$=ЕСЛИ(((BV8+BG8)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV8+BG8)/\$X\$16)$	$n2' = \frac{\ln(B66/B68)}{\ln(BY5/BY3)}$
$=ЕСЛИ(((BV9+BG9)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV9+BG9)/\$X\$16)$	Тиск в т. "b", мПа
$=ЕСЛИ(((BV10+BG10)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV10+BG10)/\$X\$16)$	$Pb = B66 \cdot (BY3/Q17)^{BY7}$
$=ЕСЛИ(((BV11+BG11)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV11+BG11)/\$X\$16)$	Робота циклу, кДж/кг
$=ЕСЛИ(((BV12+BG12)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV12+BG12)/\$X\$16)$	$Lц = AL99 + ((B68 \cdot BY5 - BY9 \cdot Q17)^{120 \cdot 1000 \cdot \$B\$2} / ((BY7 - 1) \cdot B13) + Q39$
$=ЕСЛИ(((BV13+BG13)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV13+BG13)/\$X\$16)$	Індикаторний К.К.Д.
$=ЕСЛИ(((BV14+BG14)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV14+BG14)/\$X\$16)$	$\eta_i = BY11/44435$
$=ЕСЛИ(((BV15+BG15)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV15+BG15)/\$X\$16)$	Середній індикаторні
$=ЕСЛИ(((BV16+BG16)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV16+BG16)/\$X\$16)$	$Pi = (BY11 \cdot B13) / (30 \cdot 1,091 \cdot B2)$
$=ЕСЛИ(((BV17+BG17)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV17+BG17)/\$X\$16)$	Індикаторна потужніс
$=ЕСЛИ(((BV18+BG18)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV18+BG18)/\$X\$16)$	$Ni = (BY15 \cdot 1,091 \cdot 1900) / 120$
$=ЕСЛИ(((BV19+BG19)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV19+BG19)/\$X\$16)$	Розрахункова ефектв
$=ЕСЛИ(((BV20+BG20)/\$X\$16)>0,999;0,999;(BV20+BG20)/\$X\$16)$	$(Ne)p = BY17 - G19$

Приклад результатів розрахунку основних показників робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням за роботи з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду

Розрахунок 1-ої ділянки:

Коефіцієнти для розрахунку теплоємності ВГ
 $a_g = 22,053$
 $b_g = 0,00433100$
 Температура залишкових ВГ у камері згорання, К
 $T_{гг} = 664,65$
 Внутрішня енергія робочої суміші в точці "а" (-180°), кДж/кг бензину
 $U_a = 1060$
 Коефіцієнти в формулі теплоємності робочої суміші
 $A_a = 12,097$
 $B_a = 0,001621$
 Температура в т."а" (-180), К
 $T_a = 359,64$
 Тиск в т."а" (-180), Па
 $P_a = 41550$
 Об'єм циліндра в т."а", м³
 $V_a = 0,0003048$
 Абсолютний тиск в циліндрі в т. при -60, Па
 $P_{-60} = 210345$
 Об'єм циліндра при -60, м³
 $V_{-60} = 0,000114595$
 Показник політропи на ділянці від "а" до -60
 $n_1' = 1,657697361$
 Об'єм циліндра в т."с", м³
 $V_c = 0,000038393$
 Тиск в т."с", Па
 $P_c = 790286$
 Показник політропи від -60 до с
 $n_1'' = 1,210447811$
 Середній показник політропи від т."а" до т."с"
 $n_1 = 1,421645083$
 Температура в т."с", К
 $T_c = 861,593$
 Внутрішня енергія робочої суміші в т. "с", кДж/кг бензину
 $U_c = 7680$
 Робота в т. "с", кДж/кг бензину
 $L_c = 0$
 Робота на першій ділянці, віднесена до 1 кг бензину
 $L_{ст} = -6384,086408$
 Теплоємність свіжого заряду в інтервалі температур від T_a до T_c
 $\mu_{Cv}(T_a \text{ до } T_c) = 12,64427635$
 Показник адіабати в т."с"
 $k = 1,334480142$

Розрахунок 2-ої ділянки:

Кількість продуктів згорання, кмоль/(кг бенз)
 $M_{п.з.} = 0,619$
 Максимальна температура циклу, К
 $T_{max} = 2362,33502$
 Коефіцієнти для розрахунку теплоємності продуктів згорання в процесі згорання
 $A_t = 15,626$
 $B_t = 0,001167$
 Внутрішня енергія при T_{max} , кДж/кг бенз
 $U_t = 37742,2784$
 Активна теплота, що виділилась до T_{max} , кДж/кг бенз
 $Q_{at} = 34969,9086$
 Теплота, введена з паливом, кДж/кг бенз
 $Q_{п} = 40869,7488$
 Коефіцієнт активного тепловиділення в момент T_{max}
 $\xi'_{at} = 0,85564286$
 Теплота, підведена до робочої суміші в процесі стиснення від т."а" до "с"
 $Q_c = 235,913592$
 Коефіцієнт теплоти, підведеної в процесі стиснення від стінок
 $\xi'_{ст} = 0,00555271$
 Коефіцієнт внутрішньої енергії в т."а"
 $U'_a = 0,02494929$
 Коефіцієнт внутрішньої енергії в т."с"
 $U'_c = 0,18076464$
 Коефіцієнт роботи стиснення від т."а" до "с"
 $L'_{ст} = -0,15026264$

Кут повороту колінчастого вала, ° п.к.в.	Об'єм циліндра в i-ому кроці, м ³	dP/dphi	Тиск в циліндрі в i-ому кроці, Па
344,52	$V_i = 3,83935E-05$		$P_i = 790286,000$
345,53	3,76086E-05	0,023809102	838115,572
346,53	3,68746E-05	0,023924723	862146,492
347,54	3,61918E-05	0,022742801	884990,244
348,54	3,55606E-05	0,029367913	914488,515
349,54	3,49812E-05	0,021480889	936064,753
350,55	3,44541E-05	0,027881826	964070,341
351,55	3,39793E-05	0,026950702	991140,672
352,56	3,35573E-05	0,031435013	1022715,219222
353,56	3,31881E-05	0,025547647	1048376,267
354,57	3,28721E-05	0,048700077	1097292,515
355,57	3,26093E-05	0,054433545	1151967,680
356,58	3,23998E-05	0,058856271	1211085,202
357,58	3,22439E-05	0,070083189	1281479,477
358,58	3,21415E-05	0,06940277	1351190,313

	Площа поверхні стінки циліндра, м2	Крок розрахунку, с	Коефіцієнт тепловіддачі
Площа поршня, м2	Fці= 0,000351	Δti= 8,81087E-05	αti= 0
Fп= 0,004072	0,000308	8,81087E-05	219,5144
Площа головки циліндра, м2	0,000267	8,81087E-05	224,2252
Fг= 0,004637	0,000229	8,81087E-05	232,9799
Середня швидкість поршня, м/с	0,000194	8,81087E-05	246,5458
Cm= 4,243333	0,000161	8,81087E-05	253,5384
Коефіцієнт тепловіддачі	0,000132	8,81087E-05	265,0218
c0= 128	0,000105	8,81087E-05	272,7712
c1= 2,28	8,19E-05	8,81087E-05	285,8294
c2= 0,00324	6,13E-05	8,81087E-05	294,9511
Температура ц., повер. Порш., голов.ц.	4,37E-05	8,81087E-05	307,9898
T= 525	2,9E-05	8,81087E-05	337,7669
Крок розрахунку, с	1,74E-05	8,81087E-05	360,7716
Δti= 0,000172	8,67E-06	8,81087E-05	399,9534
Коефіцієнт	2,97E-06	8,81087E-05	437,3192
135744,9	2,5E-07	8,81087E-05	492,5398

Втрати теплоти газів
в стінки циліндрів

ΔQti=	0	0	0	χ
0,06147	8,344227	8,344227		
0,063811	8,662016	17,00624		
0,067231	9,126276	26,13252		
0,073502	9,977458	36,10998		
0,076523	10,38755	46,49752		
0,082426	11,18894	57,68647		
0,087273	11,84685	69,53332		
0,095119	12,91189	82,44521		
0,100867	13,69213	96,13734		
0,113497	15,40658	111,5439		
0,134883	18,30966	129,8536		
0,156527	21,24767	151,1013		
0,190759	25,89456	176,9958		
0,227582	30,89313	207,8889		
0,286493	38,89002	246,779		
0,322086	43,72153	290,5005		
0,346987	47,10177	337,6023		

Розрахунок третьої ділянки

Об'єм циліндру в т. "b' ", м3	
0,000 Vb'= 0,000281	
0,004 Об'єм циліндру в т. "b' ", м3	
0,004 Vm= 0,000166	
0,005 Показник політропи на ділянці від т.м до т.б'	
0,008 n2'= 1,342521	
0,009 Тиск в т."b", мПа	
0,012 Pb= 0,139637	
0,015 Робота циклу, кДж/кг бенз	
0,021 Lц= 14147,82	
0,024 Індикаторний К.К.Д.	
0,036 ηi= 0,332998	
0,051 Середній індикаторний тиск, мПа	
0,068 Pi= 0,382121	
0,090 Індикаторна потужність, кВт	
0,113 Ni= 6,600829	
0,146 Розрахункова ефективна потужність, кВт	
0,169 (Ne)p= 3,600829	
0,186	

Фрагмент програми визначення показника характеру згоряння m при розрахунку характеристики тепловиділення за рівнянням проф. Вібе І.І..

4.8. Показник характеру згоряння

```

f(m) := | for j ∈ 1 .. rows(tepl) - 1
        |   - 6.908 ·  $\left(\frac{\text{tepl}_{j,0} - \theta}{\phi_{zg}}$  m+1
        |   xj ← 1 - e  $\left(\frac{\text{tepl}_{j,0} - \theta}{\phi_{zg}}\right)^{m+1}$  if 0 <  $\frac{\text{tepl}_{j,0} - \theta}{\phi_{zg}} \leq 1$ 
        | f(m) ← x
        | f(m)

xz := | for i ∈ 0 .. rows(tepl) - 1
        |   xz ← (tepl<3>)i if (tepl<0>)i ≤ fxmax
        | xz

fi0 := | for i ∈ 0 .. rows(tepl) - 1
        |   fi0 ← (tepl<0>)i if [θ - (tepl<0>)i] > 0
        | fi0

m := | for i ∈ 0 .. 1000
      |   covi ← corr( $f\left(\frac{i}{100}\right)$ , xz)
      |   mcoi ←  $\frac{i}{100}$  if covi = max(cov)
      |   break if covi < max(cov)
      | m<0> ← cov
      | m<1> ← mco
      | m

mco := (m<1>)rows(m)-2

mco = 2.81

mzg :=  $\frac{m_{zgor}^{\text{rows}(m_{zgor})-1}}{\text{rows}(m_{zgor}) - 1 - \text{rows}(f_{i0})}$  ■

mzg := mco
i := rows(fi0) .. rows(tepl) - 1
xzgor1i := 1 - e  $\left(\frac{\text{tepl}_{i,0} - \theta}{\phi_{zg}}\right)^{m_{zg}+1}$ 

```

ДОДАТОК В

УКРАЇНА



• ДЕРЖАВНА СЛУЖБА • • ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ •

• ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ •

СВІДОЦТВО

про реєстрацію авторського права на твір

№ 60740

Науковий твір "Використання добавки водневмісного газу до повітряного заряду для покращення показників двигунів з карбюраторною системою живлення в режимах холостого ходу"

(вид, назва службового твору)

Автор(и) Гутаревич Юрій Феодосійович, Шуба Євгеній Васильович

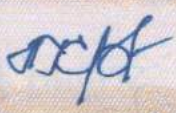
(повне ім'я, псевдонім (за наявності))

Авторські майнові права належать Національний транспортний університет, вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010

(повне ім'я фізичної та/або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

Дата реєстрації 21.07.2015

Голова Державної служби
інтелектуальної
власності України
А.Г.Жарінова





**ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ**
Україна, 03680, МСП, м. Київ-35,
вул. Урицького, 45
Тел. (044) 494-06-06
Факс (044) 494-06-67
E-mail: post@sips.gov.ua



**STATE INTELLECTUAL
PROPERTY SERVICE
OF UKRAINE**
Ukraine, 03680, MSP, Kyiv-35,
45, Urytskogo str.
Tel. (044) 494-06-06
Fax (044) 494-06-67
E-mail: post@sips.gov.ua

РІШЕННЯ

ПРО РЕЄСТРАЦІЮ АВТОРСЬКОГО ПРАВА НА ТВІР

Державна служба інтелектуальної власності розглянула заяву
Національний транспортний університет, вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010

(повне ім'я фізичної або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

заявка від 22.05.2015 № 61124

про реєстрацію авторського права на твір і прийняла рішення зареєструвати авторське право на службовий твір **Науковий твір "Використання добавки водневмісного газу до повітряного заряду для покращення показників двигунів з карбюраторною системою живлення в режимах холостого ходу"; Гутаревич Юрій Феодосійович, Шуба Євгеній Васильович; Національний транспортний університет**

(вид, повна, скорочена (за наявності) назва твору, повне ім'я, псевдонім (за наявності) автора (ів), повна офіційна назва роботодавця)

Внесення відомостей до Державного реєстру свідоцтв про реєстрацію авторського права на твір та видача свідоцтва будуть здійснені за умови сплати збору за оформлення і видачу свідоцтва про реєстрацію авторського права на твір відповідно до п.3 постанови Кабінету Міністрів України від 27 грудня 2001 року № 1756 "Про державну реєстрацію авторського права і договорів, які стосуються права на твір".

Якщо протягом трьох місяців від дати одержання заявником рішення про реєстрацію авторського права на твір Державна служба не одержала документ про сплату збору за оформлення і видачу свідоцтва у розмірі та порядку, визначених законодавством, або копію документа, що підтверджує право на звільнення від сплати зазначеного збору, заявка вважається відхиленою і реєстрація авторського права та публікація відомостей про реєстрацію Державною службою не проводиться.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності



А.Г. Жарінова



УКРАЇНА



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА **ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ**
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ

СВІДОЦТВО
про реєстрацію авторського права на твір

№ 63948

Стаття "Ефективність використання добавок водневмісного газу до повітряного заряду бензинових двигунів"
(вид, назва службового твору)

Автор(и) Гутаревич Юрій Феодосійович, Корпач Анатолій Олександрович, Карев Станіслав Володимирович, Філоненко Олександр Дмитрович, Шуба Євгеній Васильович
(повне ім'я, псевдонім (за наявності))

Авторські майнові права належать Національний транспортний університет, вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010
(повне ім'я фізичної та/або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

Дата реєстрації 05.02.2016

Голова Державної служби інтелектуальної власності України
А.Г.Жарінова





**ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ**
Україна, 03680, МСП, м. Київ-35,
вул. Урицького, 45
Тел. (044) 494-06-06
Факс (044) 494-06-67
E-mail: post@sips.gov.ua



**STATE INTELLECTUAL
PROPERTY SERVICE
OF UKRAINE**
Ukraine, 03680, MSP, Kyiv-35,
45, Urytskogo str.
Tel. (044) 494-06-06
Fax (044) 494-06-67
E-mail: post@sips.gov.ua

РІШЕННЯ

ПРО РЕЄСТРАЦІЮ АВТОРСЬКОГО ПРАВА НА ТВІР

Державна служба інтелектуальної власності розглянула заяву
Національний транспортний університет, вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010

(повне ім'я фізичної або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

заявка від 08.12.2015 № 64391

про реєстрацію авторського права на твір і прийняла рішення зареєструвати авторське право на службовий твір Стаття "Ефективність використання добавок водневмісного газу до повітряного заряду бензинових двигунів"; Гутаревич Юрій Феодосійович, Корпач Анатолій Олександрович, Карев Станіслав Володимирович, Філоненко Олександр Дмитрович, Шуба Євгеній Васильович; Національний транспортний університет

(вид, повна, скорочена (за наявності) назва твору, повне ім'я, псевдонім (за наявності) автора (ів), повна офіційна назва роботодавця)

Внесення відомостей до Державного реєстру свідоцтв про реєстрацію авторського права на твір та видача свідоцтва будуть здійснені за умови сплати збору за оформлення і видачу свідоцтва про реєстрацію авторського права на твір відповідно до п.3 постанови Кабінету Міністрів України від 27 грудня 2001 року № 1756 "Про державну реєстрацію авторського права і договорів, які стосуються права на твір".

Якщо протягом трьох місяців від дати одержання заявником рішення про реєстрацію авторського права на твір Державна служба не одержала документ про сплату збору за оформлення і видачу свідоцтва у розмірі та порядку, визначених законодавством, або копію документа, що підтверджує право на звільнення від сплати зазначеного збору, заявка вважається відхиленою і реєстрація авторського права та публікація відомостей про реєстрацію Державною службою не проводиться.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності



А.Г. Жарінова



ЗГІДНО З
ОРИГІНАЛОМ

ДОДАТОК Г

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник генерального конструктора

ДП «ХКБД» з НДР – головний

конструктор, д.т.н., с.н.с.



О.В. Грицюк

2015 р.

ДОВІДКА

про використання в ДП «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування» (ХКБД) результатів дисертаційної роботи Шуби Євгена Васильовича на тему «Зниження токсичності та поліпшення паливної економічності бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу»

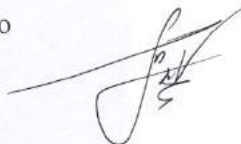
Дисертаційна робота Шуби Є. В. на тему «Зниження токсичності та поліпшення паливної економічності бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу» присвячена вирішенню актуальної наукової задачі, яка спрямована на покращення паливної економічності і екологічних показників двигунів з іскровим запаленням шляхом використання добавки водневмісного газу до повітряного заряду двигуна.

ДП «ХКБД» дуже імпонують обрані здобувачем режими роботи двигуна, на яких проведено дослідження, а саме визначення показників високообертового малолітражного автомобільного двигуна в режимі холостого ходу з частотою обертання колінчастого валу (КВ) 900 хв^{-1} . Це пояснюється тим, що на цей час фахівці «ХКБД» вперше в Україні здійснили дослідження роботи зовнішньо навантаженого високообертового автомобільного дизеля з паливною апаратурою безпосередньої дії в усьому діапазоні частот обертання його КВ від мінімальної частоти холостого ходу (800 хв^{-1}) до частоти обертання при номінальній потужності (4200 хв^{-1}).

У зв'язку з вищезазначеним будь-яке дослідження автомобільних двигунів на мінімальних частотах обертання КВ викликає зацікавленість фахівців «ХКБД», які займаються автомобільним дизелебудуванням.

Тому доведені здобувачем особливості розрахунку робочого процесу і результати експериментальних досліджень паливної економічності та екологічних показників автомобільних високообертових малолітражних бензинових двигунів при роботі з добавкою водневмісного газу прийняті до використання в ДП «ХКБД». Вони будуть враховані при проведенні досліджень щодо вирішення задач покращення екологічних показників малолітражних двигунів розробки ДП «ХКБД».

Начальник науково-дослідного
відділу ДП «ХКБД»



О.О. Овчинніков

Начальник сектора ДІФ ДП «ХКБД»



А.О. Ізмоденова

НАЦІОНАЛЬНА
АКАДЕМІЯ НАУК
УКРАЇНИ



ІНСТИТУТ ГАЗУ

03113 Київ, вул. Дегтярівська, 39
тел. (044) 456-44-71
факс (044) 456-88-30
E-mail: ig-secr@i.com.ua
<http://ingas.org.ua>

NATIONAL
ACADEMY OF SCIENCES
OF UKRAINE

THE GAS INSTITUTE

39 Degtjarivska St., 03113 Kiev,
Ukraine
tel. (380 44) 456 44 71
fax (380 44) 456 88 30
E-mail: ig-secr@i.com.ua
<http://ingas.org.ua>

№ 94/1-83 від 25.02.2016.

На № _____ від _____

ДОВІДКА

**про використання результатів дисертаційної роботи Шуби Є.В. на
тему «Зниження токсичності та поліпшення паливної економічності
бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу»**

Дисертаційна робота Шуби Євгенія Васильовича на тему «Зниження токсичності та поліпшення паливної економічності бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу» направлена на визначення впливу добавки водневмісного газу, отриманого електролізом водних розчинів лугів, на паливну економічність та екологічні показники двигунів з іскровим запалюванням.

Передані Інституту газу НАН України матеріали досліджень, отримані в дисертаційній роботі Шуби Є. В. по впливу добавки водневмісного газу свідчать про доцільність використання даної добавки для покращення показників роботи двигунів з іскровим запалюванням.

До використання прийняти наступні результати:

- експериментальні залежності зміни паливо-економічних, енергетичних та екологічних показників бензинових двигунів від величини добавки водневмісного газу;
- рекомендації щодо вибору доцільної величини добавки водневмісного газу в залежності від режиму роботи двигуна;
- методика визначення економічного ефекту від добавки водневмісного газу з врахуванням витрат енергії на його отримання;
- методика визначення впливу добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші.



Зам. директора з наукової роботи

О.І. Пятничко



ДОВІДКА

Про використання результатів дисертаційної роботи Шуби Є.В. на тему «Зниження токсичності та поліпшення паливної економічності бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу»

Дисертаційна робота Шуби Євгенія Васильовича на тему «Зниження токсичності та поліпшення паливної економічності бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу» присвячена вирішенню актуальної наукової задачі, яка спрямована на покращення паливної економічності і екологічних показників двигунів з іскровим запалюванням використанням добавки водневмісного газу до повітряного заряду двигуна.

Передані ТОВ «Екотюнінг» матеріали досліджень, отримані в дисертаційній роботі Шуби Є. В. по впливу добавки водневмісного газу свідчать про доцільність використання даної добавки для покращення показників роботи двигунів з іскровим запалюванням.

Результати експериментальних досліджень паливної економічності та екологічних показників бензинових двигунів за роботи з добавкою водневмісного газу прийняті до використання в ТОВ «Екотюнінг» та можуть бути використані при вирішенні задач при обґрунтуванні заходів по покращенню показників двигунів з іскровим запалюванням, а саме:

- залежності зміни енергетичних та екологічних показників бензинових двигунів від величини добавки водневмісного газу;
- рекомендації щодо вибору доцільної величини добавки водневмісного газу.

Директор ТОВ «Екотюнінг»



В.В. Димо