

Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

## МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Підвищення ефективності експлуатації автотранспортних засобів  
використанням безвуглецевого альтернативного палива на базі  
комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»  
місто Вінниця»

Виконав: здобувач 2-го курсу, групи  
1АТ-24м спеціальності 274 –

Автомобільний транспорт

Освітньо-професійна програма –

Автомобільний транспорт

Лукавий О. І.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ

Галушак О.О.

« 1 » 12 2025 р.

Опонент: к.т.н. доцент каф. АТМ

Сухоруб С.І.

« 8 » 12 2025 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

Цимбал С.В.  
к.т.н., доц. Цимбал С.В.

« 8 » 12 2025 р.

Вінниця ВНТУ – 2025 рік

Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)  
Галузь знань – 27 – Транспорт  
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт  
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ  
завідувач кафедри АТМ  
к.т.н., доцент Нимбал С.В.

« 25 » 09 2025 року

## ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Лукавому Олександрю Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи: Підвищення ефективності експлуатації автотранспортних засобів використанням безвуглецевого альтернативного палива на базі комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» місто Вінниця

Рівень роботи: Галушак Олександр Олександрович, к.т.н., доцент, затверджені наказом ВНТУ від «24» вересня 2025 року № 313.

Строк подання здобувачем роботи: 30.11.2025 р.

Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі ДТЗ – автомобілі КП «ВТК»; об'єкт дослідження – двигун з іскровим запаленням при роботі на безвуглецевому альтернативному паливі; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

Зміст текстової частини:

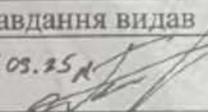
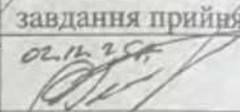
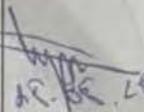
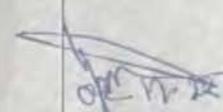
- 1 Застосування безвуглецевих альтернативних видів палива у двигунах з іскровим запаленням.
- 2 Удосконалення математичної моделі двигуна, який працює на безвуглецевому паливі.
- 3 Розрахункові дослідження робочого процесу двигуна з іскровим запаленням при роботі на безвуглецевому паливі.

Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

- 1-3 Тема, мета та завдання дослідження.

- 4 Загальна характеристика комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія».
- 5-6 Актуальність використання безвуглецевих альтернативних видів палив у двигунах з іскровим запалюванням.
- 7 Опис математичної моделі двигуна з іскровим запалюванням.
- 8 Ймовірність виникнення детонації в двигуні з іскровим запалюванням та її розпізнавання.
- 9 Розрахунок дослідження робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при роботі на безвуглецевому паливі.
- 10 Зовнішні швидкісні характеристики двигуна при роботі на аміаку та бензині.
- 11 Вплив ступеня наддуву на показники робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при роботі по циклу Міллера.
- 12 Вплив ступеня наддуву на показники робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при роботі по циклах Міллера і Аткинсона.
- 14 Основні наукові і практичні результати, викладені в роботі.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

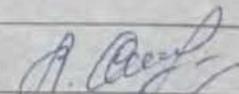
Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Галушак О.О., доцент кафедри АТМ	25.09.25 р. 	02.10.25 р. 
Визначення ефективності запропонованих рішень	Буренніков Ю.Ю., професор кафедри АТМ	 25.09.25	 02.10.25

7. Дата видачі завдання « 25 » вересня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

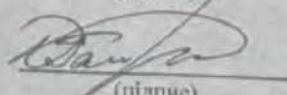
№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	25.09-29.09.2025	визначено
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	30.09-20.10.2025	визначено
3	Обґрунтування методів досліджень	30.09-20.10.2025	визначено
4	Розв'язання поставлених задач	21.10-10.11.2025	визначено
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	11.11-16.11.2025	визначено
6	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	17.11-24.11.2025	визначено
7	Нормоконтроль МКР	25.11-30.11.2025	визначено
8	Попередній захист МКР	01.12-04.12.2025	визначено
9	Рецензування МКР	05.12-09.12.2025	визначено
10	Захист МКР	10.12.2025-12.12.2025	визначено

Здобувач

  
(підпис)

Лукавий О. І.

Керівник роботи

  
(підпис)

Галушак О.О.

## АНОТАЦІЯ

УДК 629.113.52

Лукавий О. І. Підвищення ефективності експлуатації автотранспортних засобів використанням безвуглецевого альтернативного палива на базі комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» місто Вінниця. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2025. 109 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 49 назв; рис.: 50; табл. 8.

У магістерській кваліфікаційній роботі вирішується науково-практична задача, яка полягає в підвищенні ефективності експлуатації автотранспортних засобів використанням безвуглецевого альтернативного палива на базі комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія». Проаналізовано застосування безвуглецевих альтернативних видів палива у двигунах з іскровим запалюванням; виконані розрахункові дослідження робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при роботі на безвуглецевому паливі; Виконано аналіз впливу використання аміаку в якості палива на роботу двигуна з іскровим запалюванням.

Графічна частина складається з 13 плакатів.

Ключові слова: аміак, ДВЗ, автомобілі, альтернативні палива, екологія, транспортні засоби.

## ABSTRACT

UDC 629.113.52

Lukavyi O. I. Increasing the efficiency of vehicle operation by using carbon-free alternative fuel on the basis of the municipal enterprise “Vinnytsia Transport Company” city of Vinnytsia. Master's qualification work in the specialty 274 – Motor transport, educational program – Motor transport. Vinnytsia: VNTU, 2025. 109 p.

In Ukrainian. Bibliography: 49 titles; fig.: 50; table. 8.

The master's qualification work solves a scientific and practical problem, which is to increase the efficiency of vehicle operation by using carbon-free alternative fuel on the basis of the municipal enterprise “Vinnytsia Transport Company”. The use of carbon-free alternative fuels in spark-ignition engines is analyzed; computational studies of the working process of a spark-ignition engine when operating on carbon-free fuel are performed; An analysis of the impact of using ammonia as a fuel on the operation of a spark ignition engine has been performed.

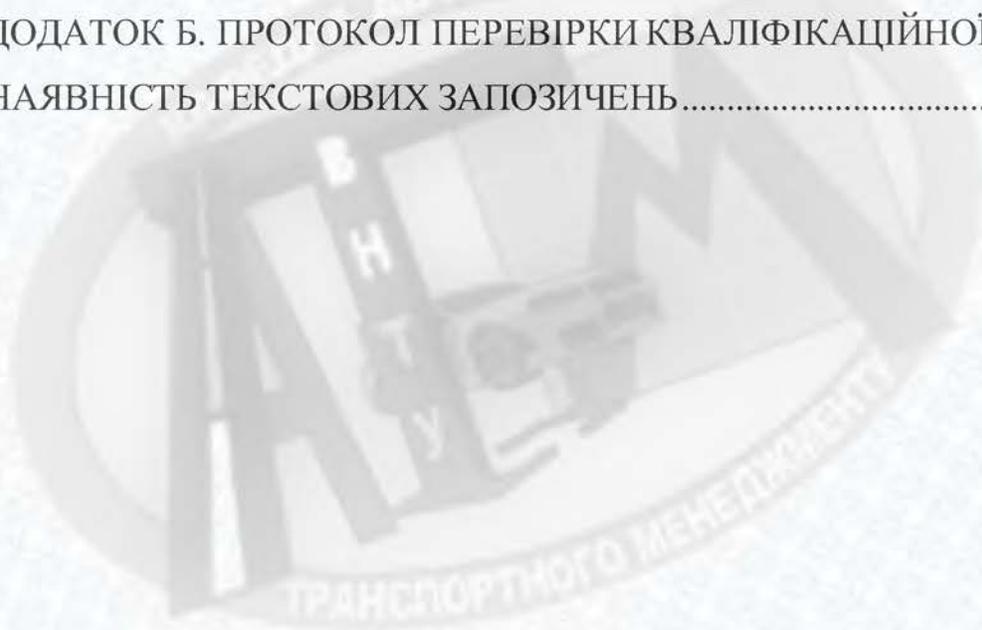
The graphic part consists of 13 posters.

Keywords: ammonia, internal combustion engine, cars, alternative fuels, ecology, vehicles.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 ЗАСТОСУВАННЯ БЕЗВУГЛЕЦЕВИХ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ВИДІВ ПАЛИВА У ДВИГУНАХ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ.....	8
1.1 Актуальність використання безвуглецевих альтернативних видів палив у двигунах з іскровим запалюванням.....	8
1.2 Властивості аміаку кінетика його окислення аміаку і виробництво.....	20
1.3 Застосування аміаку в двигунах з іскровим запалюванням.....	24
1.4 Використання аміаку для селективного каталітичного відновлення з метою зменшення токсичності відпрацьованих газів.....	44
1.4 Висновки до розділу 1 .....	46
РОЗДІЛ 2 УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДВИГУНА, ЯКИЙ ПРАЦЮЄ НА БЕЗВУГЛЕЦЕВОМУ ПАЛИВІ.....	48
2.1 Загальна характеристика комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія».....	48
2.2 Опис математичної моделі двигуна з іскровим запалюванням.....	51
2.3 Визначення величини механічних втрат в моделі .....	53
2.4 Ймовірність виникнення детонації в двигуні з іскровим запалюванням та її розпізнавання.....	55
2.5 Висновки до розділу 2.....	59
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ПРИ РОБОТІ НА БЕЗВУГЛЕЦЕВОМУ ПАЛИВІ.....	61
3.1 Методика проведення розрахункового дослідження та результати моделювання робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням .....	61

3.2 Аналіз впливу використання аміаку в якості палива на роботу двигуна з іскровим запалюванням.....	66
3.3 Висновки до розділу 3 .....	83
ВИСНОВКИ.....	85
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	87
ДОДАТКИ.....	93
ДОДАТОК А (ОБОВ'ЯЗКОВИЙ) ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА .....	94
ДОДАТОК Б. ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ.....	108



## ВСТУП

**Актуальність теми.** На сьогоднішній день двигун із іскровим запалюванням залишається однією з основних енергетичних установок легкового автомобільного транспорту, до якого висувається комплекс вимог, пов'язаних із потужнісними, економічними показниками та токсичністю відпрацьованих газів. Оскільки запаси викопного палива обмежені та поступово виснажуються внаслідок надмірного використання, його застосування у двигунах також завдає значної шкоди навколишньому середовищу через забруднення, спричинене продуктами згорання.

Одним із найсерйозніших негативних впливів, що виникають під час спалювання викопного палива в ДВЗ із іскровим запалюванням, є зміна клімату (парниковий ефект), яка розглядається як глобальна антропогенна екологічна небезпека. Серед парникових газів вуглекислий газ ( $\text{CO}_2$ ) є найбільш значущим, оскільки довго зберігається в атмосфері (до кількох століть). Це дає підстави вважати  $\text{CO}_2$  основною причиною посилення парникового ефекту. У зв'язку з цим виникає необхідність розширення застосування альтернативних видів палива з низьким або нульовим вмістом вуглецю в молекулярному складі.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалась відповідно до науково-дослідної тематики кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету. Робота виконана відповідно до Закону України «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки» № 2623-14 від 05.12.2012 р.; розпорядження Кабінету Міністрів України з виконання Програми діяльності Кабінету Міністрів України та Стратегії сталого розвитку «Україна-2030» № 722/2019. від 30.09.2019; стратегії розвитку Вінницької міської територіальної громади до 2030 року – Стратегії 3.0 №194 від 26.02.2021р.

**Мета і завдання роботи.** Поліпшення екологічних і технічних показників двигуна з іскровим запалюванням використанням безвуглецевого альтернативного палива.

Для досягнення цієї мети визначені наступні завдання:

- провести аналіз досвіду застосування в двигунах з іскровим запалюванням безвуглецевого альтернативного палива, їх властивості і реакції окиснення;
- розглянути математичну модель для дослідження показників робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням, враховуючи динаміку згоряння різних видів палива (бензин, водень, аміак);
- провести аналіз ефективності застосування циклів Міллера і Аткинсона в двигунах з іскровим запалюванням при переході з бензину на аміак.

**Об'єкт дослідження** – двигун з іскровим запаленням при роботі на безвуглецевому альтернативному паливі.

**Предмет дослідження** – робочий процес двигуна з іскровим запаленням при роботі на безвуглецевому альтернативному паливі.

#### **Новизна одержаних результатів.**

- удосконалена математична модель двигуна з іскровим запалюванням, що враховує динаміку згоряння різних видів палива (бензин, водень, аміак);
- результати розрахункового дослідження, спрямованого на підвищення економічних показників двигуна з іскровим запалюванням, працюючого на безвуглецевому альтернативному паливі з врахуванням можливості виникнення детонації;
- аналіз ефективності застосування циклів Міллера і Аткинсона в двигуні з іскровим запалюванням при переході з бензину на аміак.

**Апробація результатів роботи.** Частина результатів роботи доповідались та обговорювались на LV Всеукраїнській науково-технічній конференції факультету машинобудування та транспорту.

**Публікації.** Основні положення та результати досліджень за участі автора опубліковані в одній публікації [1].

## РОЗДІЛ 1

### ЗАСТОСУВАННЯ БЕЗВУГЛЕЦЕВИХ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ВИДІВ ПАЛИВА У ДВИГУНАХ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

#### 1.1 Актуальність використання безвуглецевих альтернативних видів палив у двигунах з іскровим запалюванням

У сучасних умовах, незважаючи на стрімке зростання використання відновлюваних джерел енергії, таких як сонячна та вітрова, залежність людства від викопного палива (вугілля, нафти, природного газу тощо) залишається дуже високою. За даними інженера-хіміка енергетичної галузі, головного редактора журналу Shale Magazine Роберта Рабіра, частка викопного палива у світовому первинному енергоспоживанні у 2024 році становила 82% (рис. 1.1) [2,3].

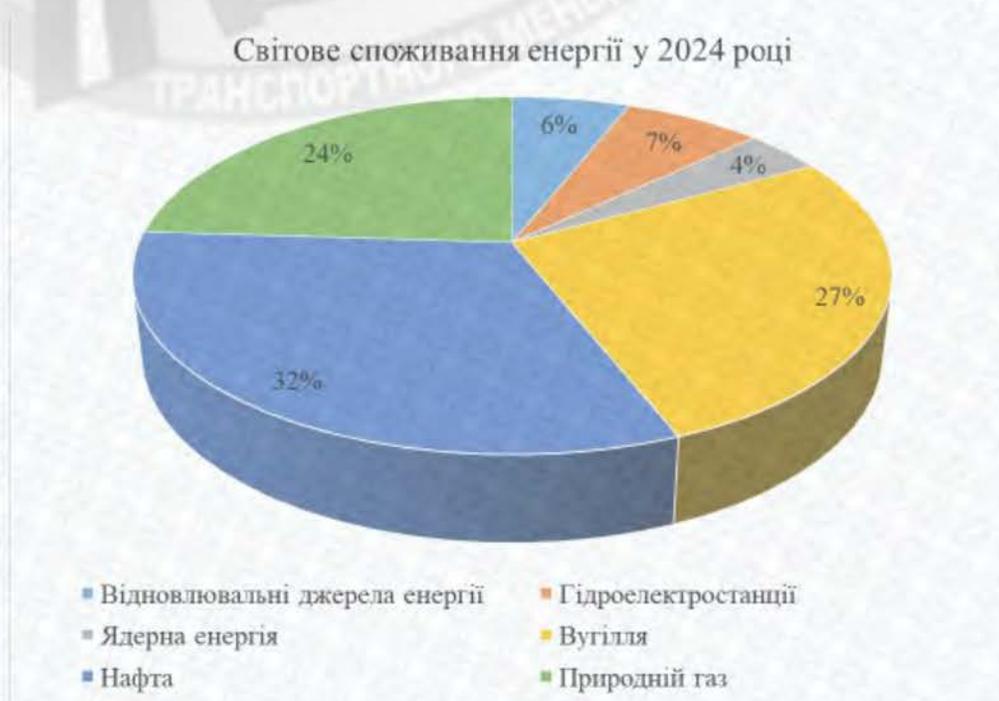


Рисунок 1.1 – Первинне світове споживання енергії у 2024 році (за Робертом Рабіром)

Попит на природний газ та вугілля практично не змінився, а споживання нафти відновилося майже до допандемічного рівня. Для порівняння: у 2010 році частка викопного палива становила 87%. За таких темпів скорочення повна відмова від викопних ресурсів може тривати майже 200 років [4].

Увесь цей період подальше використання викопного палива суттєво впливатиме на довкілля. Одним із найочевидніших наслідків є посилення парникового ефекту.

Парниковий ефект – це явище, за якого частина тепла, відбитого від поверхні Землі, утримується атмосферою через високу концентрацію парникових газів. Це спричиняє підвищення середньої температури повітря, кліматичні зміни та глобальне потепління.

Основні негативні наслідки парникового ефекту:

- підвищення температури призводить до танення льодовиків і, як наслідок, – підняття рівня Світового океану та підтоплення прибережних територій;
- посушливість окремих регіонів, зниження врожаїв і зростання ризиків продовольчих криз;
- погіршення стану здоров'я населення, зокрема зростання кількості серцево-судинних захворювань, теплових ударів, різких коливань артеріального тиску.

Основною причиною посилення парникового ефекту є значні обсяги викидів парникових газів – вуглекислого газу ( $\text{CO}_2$ ), метану ( $\text{CH}_4$ ), озону ( $\text{O}_3$ ), закису азоту ( $\text{N}_2\text{O}$ ) тощо. Серед них найбільш впливовим є  $\text{CO}_2$ , який довго зберігається в атмосфері (до кількох століть), тому саме він має найбільший внесок у глобальне потепління [5, 6].

На конференції COP-27 (листопад 2022 року, Єгипет) було підтверджено ціль Паризької угоди – скорочення викидів  $\text{CO}_2$  на 45% до 2030 року [7, 8].

Для зменшення загального обсягу викидів у транспортному секторі протягом десятиліть проводилися численні дослідження, спрямовані на вдосконалення

конструкції двигунів, систем упорскування та якості палива. Вичерпність нафтових ресурсів стимулює розвиток альтернативних моторних палив. Одним із пріоритетних напрямів вважається використання безвуглецевих альтернативних палив [1, 10].

Серед них особливу увагу привертають газові палива, які забезпечують швидке та рівномірне змішування з повітрям. У таблиці 1.1 подано їх термодинамічні характеристики у порівнянні з бензином.

Таблиця 1.1 - Термодинамічні властивості різних типів палив

Властивості	Бензин	Водень	Аміак
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	44,5	120	18,8
Густина в рідкому стан, кг/м <sup>3</sup> , при $p = 1,013$ бар і температура, t, °С	750-770 15	70,8 -253	682,6 -33
Питома ізобарна теплоємність, кДж/(кг·К)	2,22	14,3	2,19
Теплота випаровування, кДж/кг	348,7	455	1370
Ламінарна швидкість горіння, м/с	0,58	3,51	0,015
Температура самозаймання, К	503	773 ... 850	930
Октанове число	90 ... 98	> 100	130
Масовий вміст вуглецю, %	85,5	-	-
Масовий вміст водню, %	14,5	100	17,7
Масовий вміст азоту, %	-	-	82,3

Усі альтернативні палива, мають нульовий масовий вміст вуглецю, що вигідно відрізняє їх від традиційних вуглеводневих палив. Одним із найбільш перспективних безвуглецевих енергоносіїв вважається водень. Його основні

переваги як моторного палива полягають у високій питомій теплоті згорання та значній швидкості поширення полум'я в повітрі. Разом із тим водень має і суттєві недоліки: низьку густину, високу пожежо- та вибухонебезпечність, а також потребу у зберіганні на борту транспортного засобу за допомогою дорогих кріогенних технологій, що істотно підвищує вартість транспортного засобу [11].

З огляду на ці обмеження значний практичний інтерес становить використання аміаку як вторинного носія водню. Перспективність аміаку як моторного палива зумовлена низкою його переваг:

- аміак легший за повітря та добре розчиняється у воді, що дає змогу ефективно контролювати його витіки та знижує ризик займання чи вибуху;
- низька в'язкість аміаку сприяє якіснішому розпилюванню та сумішоутворенню порівняно з бензином [12];
- під час повного згорання аміаку утворюється лише один шкідливий компонент –  $\text{NO}_x$  у відносно невеликих кількостях, оскільки температура горіння аміачно-повітряних сумішей є нижчою, а продукти з вуглецевмісними сполуками практично відсутні;
- аміак широко застосовується як відновлювач у системах селективної нейтралізації викидів [13].

У природі аміак трапляється у формі солей, а його найчистіша форма – безводний  $\text{NH}_3$ . Він легший за повітря, добре розчиняється у воді, що забезпечує високий рівень безпеки при зберіганні та транспортуванні. Аміак є ефективним носієм водню (1,5 моль  $\text{H}_2$  на 1 моль  $\text{NH}_3$ ) і має низьку температуру замерзання (195,7 K), що робить його перспективним паливом для регіонів із холодним кліматом [14].

Завдяки низькій в'язкості аміаку покращуються умови його розпилення в камері згорання. Високе октанове число ( $\text{ОЧ} = 130$ ) робить його придатним для використання в двигунах із високим ступенем стискання, мінімізуючи ризик детонації [14, 15].

Запаси аміаку можуть зберігатися за підвищених температур: за тиску 0,6–0,7 МПа він переходить у рідкий стан. Температура кипіння аміаку становить  $-33,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Фазова діаграма стану аміаку наведена на рис. 1.2.



Рисунок 1.2 - Фазова діаграма стану аміаку

Аміак має низку переваг для застосування у двигунах внутрішнього згорання як одне з перспективних альтернативних палив. Серед ключових переваг – низька вартість, широка сировинна база та доступність на світовому ринку. Під час спалювання аміаку основним токсичним продуктом є оксиди азоту ( $\text{NO}_x$ ). Їх кількість є відносно невеликою, оскільки температура горіння аміачно-повітряних сумішей є нижчою порівняно з традиційними вуглеводневими паливами [16]. Крім того, аміак розглядають як ефективний носій водню, адже він містить значну об'ємну частку хімічно зв'язаного водню.

Властивості аміачного палива по порівнянні з традиційним нафтовим паливом наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Властивості аміачного палива в порівнянні з нафтовим паливом

Критерій	Опис	Аміак	Нафтове паливо (дизельне паливо/ бензин)
Енергоємність	МДж/л	18,8	42,5/44
Повнота використання	Співвідношення між корисним обсягом та незнижуваним залишком палива в ємності	До 100 %	До 100 %
Подільність	Можливість розподілу на частини збереженням енергетичних властивостей	Задов.	Добре
Доступність	Масове виробництво і можливість розподілу по великим територіям або локалізація виробництва	Добре	Відмінно
Безпека в перебіг тривалого часу	Резерви палива	Відмінно	Відмінно
Взаємозамінність	Незначна модернізація існуючого обладнання	Добре	Добре
Екологічність	Мінімізація впливу на навколишню середовище	Відмінно	Задов.

З фізико-хімічних властивостей аміаку випливає, що його застосування як палива для ДВЗ має низку переваг:

- висока енергетична щільність у порівнянні з воднем (приблизно на 33 % вища, ніж у скрапленого  $H_2$ );
- високе октанове число (ОЧ = 130), що забезпечує хорошу антидетонаційну

стійкість;

- простота поводження та зберігання (рідиний аміак може зберігатися при температурі 298 К і тиску до 1 МПа, або при 240 К (–33 °С) за атмосферного тиску);
- безвуглецевість продуктів згоряння, оскільки під час повного окиснення відсутні CO<sub>2</sub> та інші вуглецевмісні сполуки.

Разом з тим використання аміаку у ДВЗ має й низку недоліків:

- низька швидкість поширення полум'я;
- низька енергія займання;
- висока температура самозаймання ( $\approx 930$  К);
- вузькі межі займистості (15–28 % у повітрі), що ускладнює його використання як палива;
- відносно високі викиди NO<sub>x</sub> [17];
- аміак у воді проявляє лужні властивості, що потребує особливих умов експлуатації.

Аміак розглядають як перспективне безвуглецеве альтернативне паливо, яке можна використовувати як у паливних елементах, так і шляхом попереднього розкладання на водень. У численних дослідженнях встановлено, що аміак може застосовуватись як у двигунах з іскровим запаленням, так і у дизельних двигунах. У ДВЗ з іскровим запаленням аміак часто використовують у суміші з воднем (рис. 1.3), а в дизелях – у поєднанні з ДМЕ.

Для використання аміаку як безвуглецевого альтернативного палива у двигунах внутрішнього згоряння не потрібно суттєво змінювати їх конструкцію [18], за винятком необхідності встановлення резервуарів для зберігання палива з урахуванням високої прихованої теплоти випаровування NH<sub>3</sub>.

Аміак як газоподібне паливо може подаватися безпосередньо у впускний трубопровід. Однак через низьку ламінарну швидкість горіння та високу температуру самозаймання його використання супроводжується зниженням потужності та погіршенням паливної економічності двигуна.

У низці досліджень запропоновано застосування аміаку в охолодженому та зрідженому стані з подальшим упорскуванням у рідкій фазі. Такий підхід дозволяє знижувати максимальну температуру горіння аміачно-повітряної суміші і, як наслідок, скорочувати утворення  $\text{NO}_x$  [19, 20].



Рисунок 1.3 – Можливості використання аміаку на транспортних засобах

Для покращення якості згорання аміаку в двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ) необхідно забезпечити належну інтенсивність вихрового руху аміачно-повітряної суміші під час наповнення циліндра. Важливо враховувати, що подавання аміаку у рідкому стані може негативно впливати на формування завихрень і рівномірність сумішоутворення, тому це питання потребує додаткового дослідження.

Застосування аміаку як моторного палива у ДВЗ має кілька переваг порівняно з традиційними вуглеводневими паливами:

- аміак є безвуглецевим альтернативним паливом, тому під час його згоряння не утворюються продукти з вмістом вуглецю ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ , сажа тощо);
- аміак може вироблятися з відновлюваних джерел енергії, зокрема шляхом отримання водню через електроліз води із використанням сонячної чи вітрової енергії, а далі синтезу аміаку з атмосферного азоту;
- аміак застосовується у системах селективного каталітичного відновлення (SCR) для нейтралізації токсичних оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) у відпрацьованих газах.

Для впровадження аміаку як моторного палива необхідно вирішити низку технічних завдань:

- розробити методику застосування аміаку в ДВЗ як у монопаливному, так і біпаливному режимі;
- виконати аналіз робочого процесу двигуна при спалюванні аміаку та його сумішей;
- дослідити питання виробництва, транспортування та зберігання аміаку як палива.

На рис. 1.4 наведено основні варіанти подачі аміаку в ДВЗ.

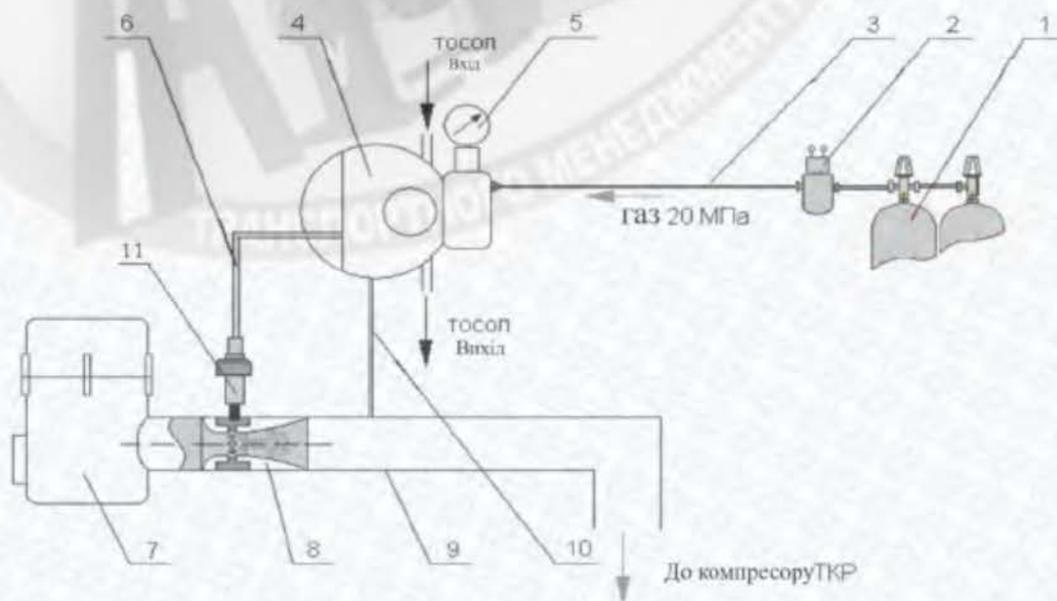
Згідно зі схемою, аміак може подаватися трьома способами:

- впорскування у впускний трубопровід (аналогічно подачі газоподібного палива);
- подача через трубку Вентурі на впуску двигуна, що забезпечує змішування завдяки ефекту розрідження;
- пряме впорскування аміаку в циліндр, що дозволяє точно контролювати кількість палива і покращує сумішоутворення.



Рисунок 1.4 - Варіанти подачі аміака в ДВЗ

Можна використовувати трубки Вентурі (рис. 1.5) для здійснення процесу подачі газового альтернативного палива (аміак) во впускний трубопровід двигуна.



- 1 – балони для зберігання газу; 2 – електромагнітний клапан; 3 – магістраль високого тиску;  
 4 – триступінчастий редуктор; 5 – манометр; 6 – трубопровід підводу газу до дозаторам;  
 7 – повітряний фільтр; 8 – газоповітряний змішувач; 9 – впускний трубопровід; 10 – трубка дренажу газу; 11 – електрорерований дозатор газу

Рисунок 1.5 – Схема системи подачі газу з застосуванням змішувача на основі трубки Вентурі

Дві енергетичні системи, що використовують аміачно-водневе паливо, можуть застосовуватися або в двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ), або в комбінованих установках «ДВЗ + паливні елементи (ПЕ)» для забезпечення живлення транспортного засобу (рис. 1.5). Дослідження проводили як зі стадією дисоціації аміаку, так і без неї.

Результати теоретичного аналізу показують, що частка енергії, яка додатково відновлюється за рахунок дисоціації аміаку (тобто утворення водню), є значною: 16,4% – для системи з ДВЗ та 13,1% – для комбінованої системи ДВЗ–ПЕ. Це пояснюється додаванням водню, отриманого з крекінгу аміаку. Таким чином, використання водню зі зкрекованого аміаку є більш ефективним порівняно з упорскуванням чистого  $\text{NH}_3$ . Важливо зазначити, що інтеграція систем утилізації тепла для блока дисоціації істотно підвищує загальну ефективність енергосистеми – концепція, яка може бути застосована й до інших технологій згоряння для мінімізації втрат і підвищення енергоефективності.

Щодо викидів, наукові групи детально вивчили механізми утворення азотовмісних сполук у ДВЗ, що працюють на паливній суміші  $\text{NH}_3/\text{H}_2$  [21]. Застосування систем очищення відпрацьованих газів продемонструвало рівні токсичності  $\text{NO}_x$  значно нижчі за нормативні. Каталізатор SCR забезпечив практично повне видалення  $\text{NO}_x$ .

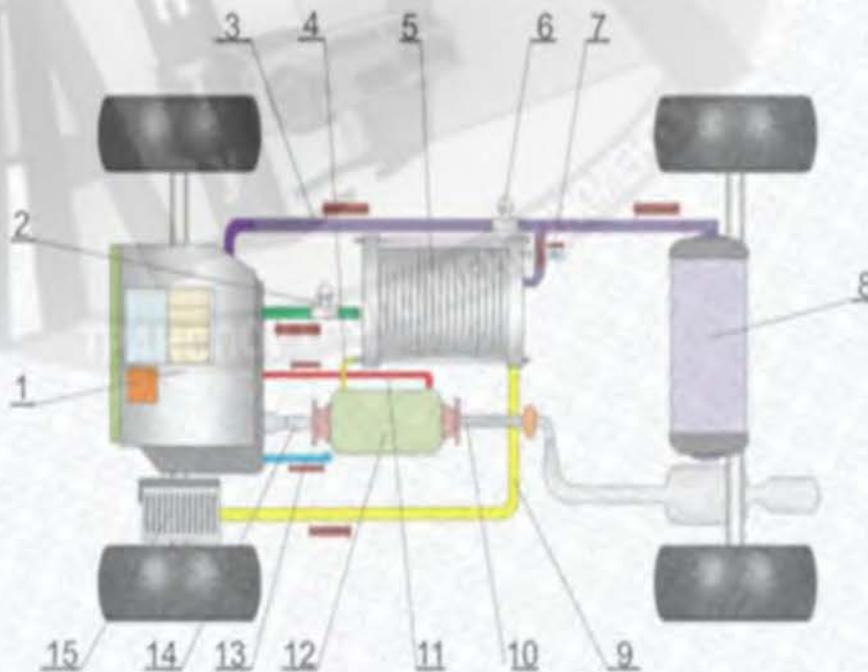
Гілл та ін. порівняли процеси згоряння та викиди при використанні  $\text{H}_2$ ,  $\text{NH}_3$  та дисоційованого  $\text{NH}_3$  як компонентів подвійного палива разом із дизельним у двигуні із запалюванням від стиску. Дослідження показало, що чистий аміак забезпечує кращу стабільність роботи та вищу теплову ефективність на високих навантаженнях, ніж дисоційований  $\text{NH}_3$ . Це може бути пов'язано зі зміною теплових втрат у камері згоряння та особливостями згоряння водню на різних режимах.

На низьких навантаженнях обидва види палива продемонстрували схожу

поведінку, хоча дисоційований  $\text{NH}_3$  забезпечив нижчі викиди аміаку у ВГ та значне зменшення утворення  $\text{N}_2\text{O}$  порівняно з недисоційованим  $\text{NH}_3$ .

Також були протестовані передові технології, такі як однорідне зарядне стиснення із займанням (HCCI), для оцінки їх здатності покращувати ефективність та знижувати викиди при роботі на сумішах водню й аміаку [21]. Впровадження рециркуляції відпрацьованих газів (EGR) показало суттєве зменшення викидів  $\text{NO}_x$  завдяки зниженню концентрації кисню у зоні згоряння.

На рис. 1.6 представлено схему комбінованої енергетичної системи, яка включає ДВЗ, термоелектричний генератор і паливні елементи з аміачним електролітом [22].



- 1 – ДВЗ; 2 – регулятор тиску водню; 3 - лінія подачі аміаку в ДВЗ; 4 – подання струму від ТЕГ для АЕ; 5 – АЕ; 6 – регулятор тиску аміаку; 7 – випуск азоту; 8 - балон з рідким аміаком; 9 -  
 Подача струм для АЕ від акумулятора; 10 - Випускна система автомобіля;  
 11 – вихід рідкого охолоджувача; 12 - ТЕГ; 13 – вхід рідкого охолоджувача; 14 - випускний колектор ДВЗ; 15 - акумулятор

Рисунок 1.6 - Комбінований режим роботи ДВС в складі з термоелектричним генератором (ТЕГ) і осередками з аміачним електролітом(АЕ)

## 1.2 Властивості аміаку кінетика його окислення і виробництво

Хімію окиснення аміаку активно досліджують уже протягом останніх десятиліть. Основною проблемою при його окисненні є утворення токсичних оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ). Водночас аміак може застосовуватися і як відновник у процесах селективного некаталітичного відновлення  $\text{NO}_x$  (SNCR) [23].

Серед різних кінетичних моделей окиснення аміаку найбільш детальною вважається модель, запропонована Міллером та його колегами [24]. Міллер розробив схему окиснення  $\text{NH}_3$ , що включає 22 хімічні види та 98 елементарних реакцій.

У режимах дуже «багатих» паливних сумішей ця модель достовірно описує концентраційні профілі речовин, виміряні Макліном і Вагнером, Гріном і Міллером, а також Фенімором і Джонсом. Модель також добре узгоджується зі швидкостями полум'я, зафіксованими Мюрреєм і Голлом.

Однак у випадку «збіднених» умов модель не забезпечує достатньої точності прогнозування, що свідчить про неповноту опису механізмів піролізу аміаку, які суттєво впливають на хімію горіння (рис. 1.7).

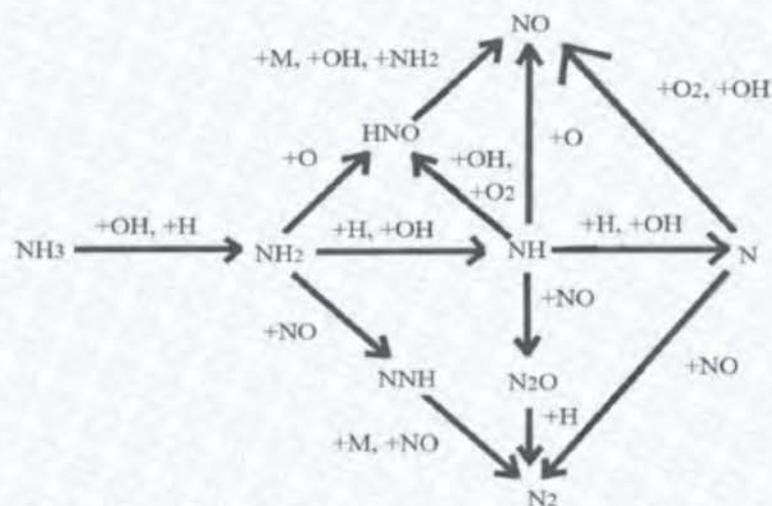


Рисунок 1.7 – Кінетика окислення  $\text{NH}_3$  по пропозиції дослідника Міллера(Miller) [25]

Шляхи реакцій горіння аміаку наведено на рис. 1.7. У цій схемі радикали OH та H спочатку реагують із частинками  $\text{NH}_{i+1}$ , утворюючи радикали  $\text{NH}_i$  ( $i = 0, 1, 2$ ). Подальша еволюція цих радикалів залежить від умов горіння:

- частина з них бере участь у реакціях, що ведуть до утворення NO шляхом окиснення;
- інша частина реагує з NO з утворенням молекулярного  $\text{N}_2$ , що залежить передусім від коефіцієнта еквівалентності паливно-повітряної суміші.

Механізм реакції окиснення аміаку вперше був детально запропонований Міллером та його співробітниками у 1983 році [26]. Модель була побудована на основі чисельних і експериментальних досліджень полум'я аміаку при низькому тиску. Проте це обмежувало можливість прямого застосування механізму для умов підвищених тисків і змінених (нестехіометричних) співвідношень паливо–повітря.

Подальші наукові роботи були спрямовані на вдосконалення механізму та його адаптацію до широкого діапазону температур, тисків і коефіцієнтів надлишку повітря. У результаті запропоновано низку модифікацій, що дозволили покращити точність передбачення структури полум'я аміаку, зокрема для двигунів внутрішнього згорання та високотемпературних установок.

Аміак є одним із найзручніших у зберіганні та транспортуванні енергоносіїв, оскільки може вироблятися і зберігатися за нормальних атмосферних умов.

Основним промисловим способом виробництва аміаку є процес Габера–Боша, який полягає у синтезі аміаку з атмосферного азоту та водню. Водень для реакції отримують переважно шляхом парової конверсії природного газу (метану) або електролізу води (рис. 1.8). Використання водню, отриманого електролізом, розглядається як один із найбільш перспективних напрямів, оскільки передбачає застосування енергії з відновлюваних джерел – сонця, вітру, гідроенергетики тощо. Перевага цього методу полягає у можливості виробництва так званого *зеленого аміаку*, що не супроводжується вуглецевими викидами.

Отриманий аміак можна відносно легко зберігати та транспортувати. Він може зберігатися:

– під тиском 7–10 бар при температурі навколишнього середовища, або у скрапленому вигляді при температурі  $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$  і тиску 1 бар.

Такі умови роблять аміак зручним та економічно вигідним енергоносієм, придатним для промислових, енергетичних і транспортних застосувань.

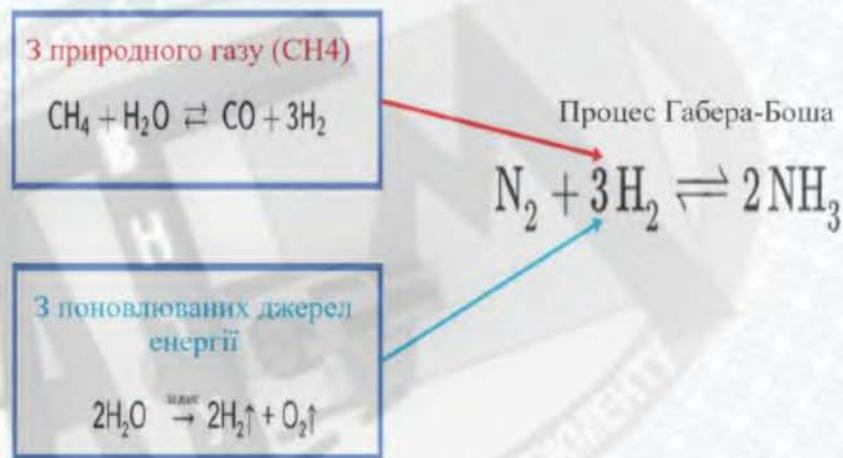


Рисунок 1.8 - Виробництво аміаку

Процес Гебера - Боша з тих пір були зроблені різні удосконалення, щоб зробити його промисловим способом:



Під час виробництва аміаку утворюється значна кількість CO<sub>2</sub>: на кожну тону аміаку припадає трохи більше ніж 1,6 тонни CO<sub>2</sub> викидів [27]. Тому для оцінювання вартості виробництва аміаку без вуглецевого сліду необхідно враховувати додаткові витрати на уловлювання та зберігання вуглецю (CCS – Carbon Capture and Storage).

Існує два основні підходи до виробництва аміаку без вмісту CO<sub>2</sub>:

1. Виробництво аміаку з природного газу, де CO<sub>2</sub>, що утворюється під час процесу, вилучається за допомогою CCS.

2. Виробництво “зеленого” аміаку, коли водень для синтезу отримують електролізом води з використанням відновлюваних джерел енергії (сонячної, вітрової тощо), а азот – шляхом фільтрації атмосферного повітря. У цьому випадку весь технологічний процес є безвуглецевим.

Міжнародне енергетичне агентство (IEA) у звіті «The Future of Hydrogen» (2019) оцінило собівартість виробництва аміаку без CO<sub>2</sub> для обох варіантів:

- Аміак із природного газу з уловлюванням CO<sub>2</sub> (CCS): орієнтовна собівартість становить близько 300 USD за тону NH<sub>3</sub>, за умови, що ціна природного газу – 3 USD/MMBtu (1 MMBtu = 0,293 МВт·год).

- Аміак із відновлюваних джерел: якщо вартість «зеленої» електроенергії стане нижче  $\approx 50$  USD/МВт·год, виробництво аміаку з використанням водню «зеленого» походження буде економічно вигіднішим, ніж виробництво на основі природного газу.

Для впровадження аміаку в енергетичну систему як палива з нульовими викидами CO<sub>2</sub> його вартість повинна бути щонайменше конкурентоспроможною з іншими безвуглецевими енергоносіями, зокрема з воднем, виробленим без CO<sub>2</sub>.

У таблиці 1.4 наведено цільові орієнтовні ціни на водень та пов’язані енергоносії на 2030 і 2050 роки, встановлені урядом Японії в Базовій водневій стратегії [27], яка визначає параметри розвитку водневої енергетики країни.

Важливо зазначити, що представлена у табл. 1.3 цільова вартість аміаку відображає лише виробничу собівартість. Для оцінки повної вартості його застосування як палива для ДВЗ необхідно додатково враховувати витрати на:

- транспортування,
- зберігання,
- перетворення та підготовку палива,

- модифікацію інфраструктури та обладнання.

Таблиця 1.3 - Відповідні вартості еквівалента теплоти згоряння бензину і аміаку

Вартість виробництва аміаку, дол. США за літр	Собівартість бензину, дол. США за літр
Передбачувана вартість в 2030 м. 0,34	1,24
Передбачувана вартість у 2050 м. 0,23	

### 1.3 Застосування аміаку в двигунах з іскровим запалюванням

Безвуглецеві альтернативні види палива нині привертають значну увагу дослідників у всьому світі. Численні наукові роботи спрямовані на вивчення можливості їх застосування для живлення ДВЗ та ДВИГУН. Основною перевагою використання безвуглецевих палив є повна відсутність викидів  $\text{CO}_2$  під час згоряння [29].

Аміак ( $\text{NH}_3$ ) вважається одним із найбільш перспективних безвуглецевих альтернативних видів палива для застосування в ДВИГУН. Він також може виступати енергоносієм, оскільки має порівняно високу об'ємну густину енергії ( $13,72 \text{ МДж/м}^3$ ).

Водночас застосування аміаку як палива має й недоліки. Під час його згоряння утворюються токсичні оксиди азоту ( $\text{NO}$  та  $\text{NO}_2$ ), які є шкідливими для довкілля. Тому для мінімізації негативного впливу відпрацьованих газів необхідно проводити дослідження з оптимізації процесу згоряння в двигунах, що працюють на аміаку.

Аміак є малореактивним паливом, що характеризується:

- високою температурою самозаймання ( $\sim 930 \text{ K}$ );

- низькою ламінарною швидкістю горіння ( $\approx 0,015$  м/с).

Через це важко забезпечити стабільне горіння аміаку у двигуні. Саме тому для покращення процесу згорання  $\text{NH}_3$  до нього додають більш активні види палива ( $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$ , ДМЕ тощо).

Найефективнішим промотором згорання є водень, додавання якого покращує займання і підвищує стабільність роботи двигуна [30].

Використання безвуглецевого водню для підсилення процесу згорання у ДВИГУН, що працюють на аміаку, сьогодні вважається одним із найрезультативніших підходів до підвищення ефективності займання та інтенсивності горіння  $\text{NH}_3$  [31].

Водень може вироблятися безпосередньо на борту шляхом каталізаторної дисоціації частини аміаку на  $\text{H}_2$  та  $\text{N}_2$  з використанням каталітичного реактора [32].

На рис. 1.9 наведена принципова схема паливної системи  $\text{NH}_3$  двигуна ДВИГУН 1Ч 7,2/6,2 моделі *Lombardini LGW 523 MPI*, оснащеної бортовим блоком каталітичної дисоціації.

Рідкий аміак з бака спочатку випаровується у теплообміннику, який використовує теплоту відпрацьованих газів для підігріву  $\text{NH}_3$  під час запуску двигуна. Основним елементом системи є крекінг-реактор, у якому попередньо нагрітий аміак контактує з каталізатором і дисоціюється на водень і азот.

Швидкості тепловиділення, отримані під час випробувань ДВИГУН 1Ч 7,2/6,2, що працював на чистому бензині та суміші  $\text{NH}_3\text{--H}_2$  при повному навантаженні ( $\alpha = 1$ ) та частотах обертання  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup> і  $n = 4000$  хв<sup>-1</sup>, наведено на рис. 1.9 і 1.10.

Слід зазначити, що тепловиділення суміші аміаку, водню та повітря при  $n = 4000$  хв<sup>-1</sup> «розтягується» на більший кут повороту колінчастого вала порівняно з режимом  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup>. Максимальна швидкість тепловиділення при згоранні бензину є вищою, ніж у аміаку, що пояснюється більшою ламінарною швидкістю горіння бензиново-повітряної суміші.

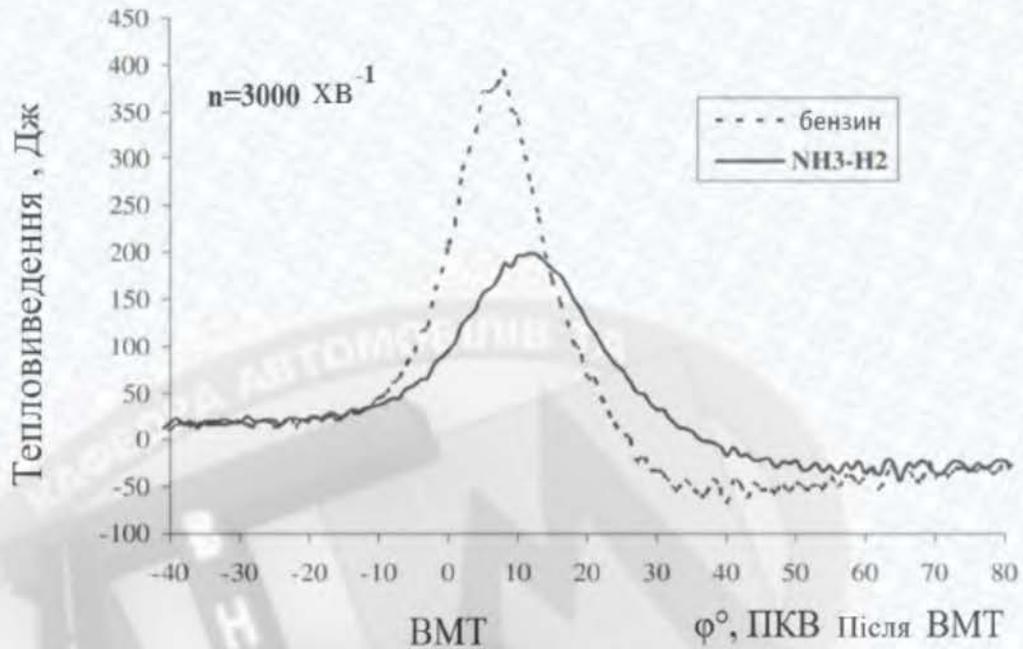


Рисунок 1.9 – Порівняння швидкості тепловиділення при роботі на суміші  $\text{NH}_3\text{-H}_2$  та бензині, повне навантаження,  $\alpha = 1$ ,  $n = 3000 \text{ хВ}^{-1}$

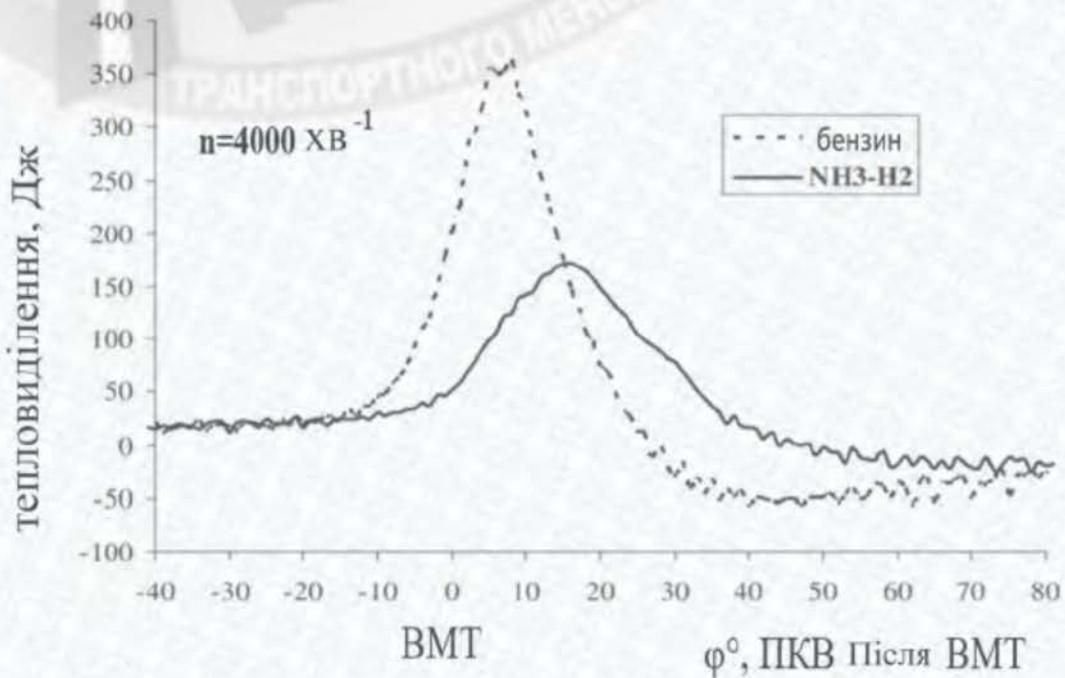


Рисунок 1.10 – Порівняння швидкості тепловиділення при роботі на суміші  $\text{NH}_3\text{-H}_2$  та бензині, повне навантаження,  $\alpha = 1$ ,  $n = 4000 \text{ хВ}^{-1}$

Оксиди азоту ( $\text{NO}_x$ ) є основним токсичним компонентом відпрацьованих газів при згорянні аміаку. У цьому експерименті вміст аміаку у вихлопі не вимірювався кількісно, а контролювався лише пороговим датчиком (сигналізація при концентрації понад 100 ppm), встановленим у кінцевій частині випускного трубопроводу. Під час оптимального налаштування упорскування та кута запалення датчик не фіксував перевищення порогу.

На рис. 1.11 наведено залежність викидів  $\text{NO}_x$  від частоти обертання ДВИГУН, що працював на  $\text{NH}_3$  з додаванням водню, при повному та частковому відкриттях дросельної заслінки (ДЗ) за умови  $\alpha = 1$ .

При повному відкритті дросельної заслінки максимальний викид  $\text{NO}_x$  складає 1700 ppm при  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ .

При частковому відкритті дросельної заслінки рівень  $\text{NO}_x$  був нижчим через зменшення температури згорання – близько 1500 ppm при  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ .

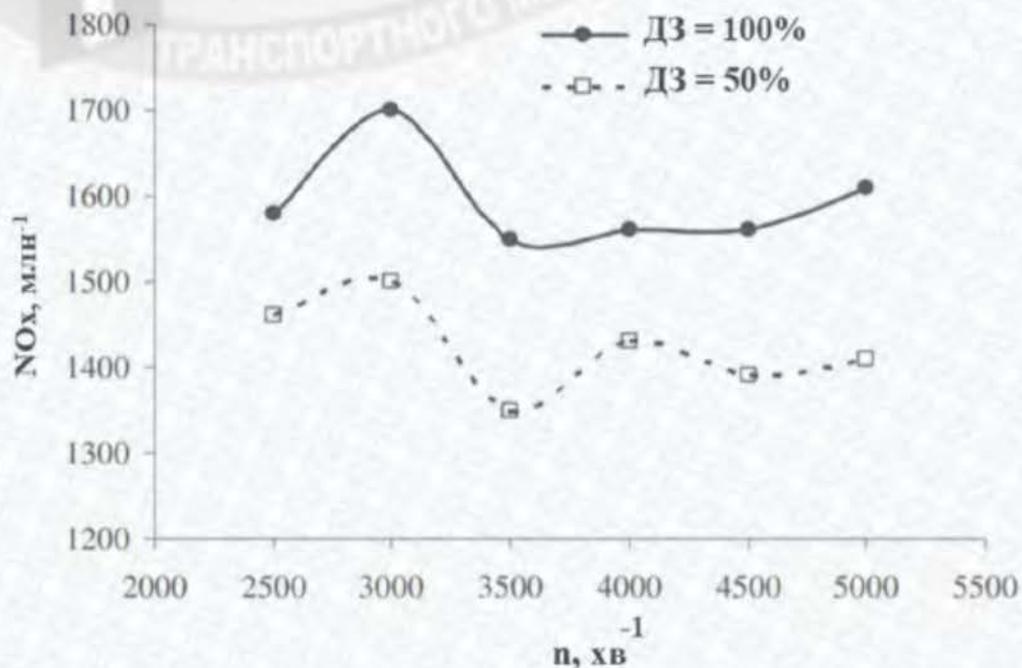


Рисунок 1.11 – Залежність  $\text{NO}_x$  від частоти обертання двигуна, що працює на  $\text{NH}_3 + \text{H}_2$  при повному та частковому навантаженні,  $\alpha = 1$

Незважаючи на наявність  $\text{NO}_x$ , проблема їх зниження є технічно розв'язуваною:

- при стехіометричному складі ( $\alpha = 1$ )  $\text{NO}_x$  ефективно нейтралізуються за допомогою стандартного каталізатора;
- при збіднених сумішах ( $\alpha > 1$ ) процес селективного каталітичного відновлення (SCR) полегшується завдяки наявності аміаку на борту.

У межах масштабнішого проекту розроблявся двигун на  $\text{NH}_3 + \text{H}_2$  для гібридного транспортного засобу з розширеним діапазоном руху, де ДВЗ працює лише як генератор заряду для акумуляторної батареї. Водень при цьому виробляється в бортовому каталізаторному крєкері.

Таблиця 1.4 – Умови випробувань прямого впорскування газоподібного аміаку в двигун 1С 8,25/11,43 моделі CFR

п/п	Параметри	Величина
1	Тиск во впускному колекторі $p_k$ , МПа	0,101 МПа
2	Частота обертання колінчастого вала $n$ , $\text{хв}^{-1}$	1800
3	Тиск впорскування аміаку $p_{\text{впр\_аміак}}$ , МПа	1,38
4	Час впорскування аміаку $\tau_{\text{впр\_аміак}}$ , ° ПКВ	270-370
5	Тиск впорскування бензину $p_{\text{впр\_бензин}}$ , МПа	8,2
6	Час впорскування бензину $\tau_{\text{впр\_бензин}}$ , ° ПКВ	30
7	Температура впорскування $T_{\text{впр}}$ , До	313-490
8	Вартовий витрата бензинового палива $G_t$ , Кг/год	1,59-1,95

Було також виконано дослідження безпосереднього впорскування газоподібного аміаку в циліндр ДВИГУН з метою підвищення робочого діапазону та розширення можливостей застосування. Для експериментів використовувався

двигун 1Ч 8,25/11,43 моделі CFR зі ступенем стиску  $\varepsilon = 10,0$ , частотою обертання  $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ , тиском упорскування  $p_m = 8,2 \text{ МПа}$  та тривалістю упорскування  $t = 50^\circ \text{ ПКВ}$ .

Бензин подавався у впускний трубопровід форсункою Bosch під час такту впуску.

Індикаторні діаграми тиску та швидкості тепловиділення отримані під час експерименту при роботі двигуна 1Ч 8,25/11,43 моделі CFR у режимах роботи на суміші аміак–бензин та на чистому бензині. Обидва варіанти підтверджують загальну закономірність: зі збільшенням навантаження зростає піковий тиск, за винятком окремих режимів. Швидкість тепловиділення також демонструє подібні тенденції – при збільшенні навантаження процес згоряння стає коротшим і інтенсивнішим, зміщуючись на більш ранні кути повороту колінчастого вала (ПКВ).

Відзначено, що пікові тиски в окремих режимах роботи дещо вищі при використанні бензину. Низька ламінарна швидкість горіння аміаку подовжує загальний час згоряння, що призводить до зниження теплової ефективності системи.

Збільшення кількості аміаку, що впорскується в камеру згоряння, спричиняє підвищення концентрації як аміаку, так і  $\text{NO}_x$  у відпрацьованих газах через утворення паливного  $\text{NO}_x$  і аміачних залишків. Аналіз концентрацій аміаку та  $\text{NO}_x$ , показаний на рис. 1.12, свідчить, що обидва показники зростають зі збільшенням потужності двигуна. Підвищення рівня  $\text{NO}_x$  вказує на інтенсифікацію процесу згоряння, оскільки  $\text{NO}_x$  переважно утворюється з паливного азоту, тобто азоту, що міститься в аміаку.

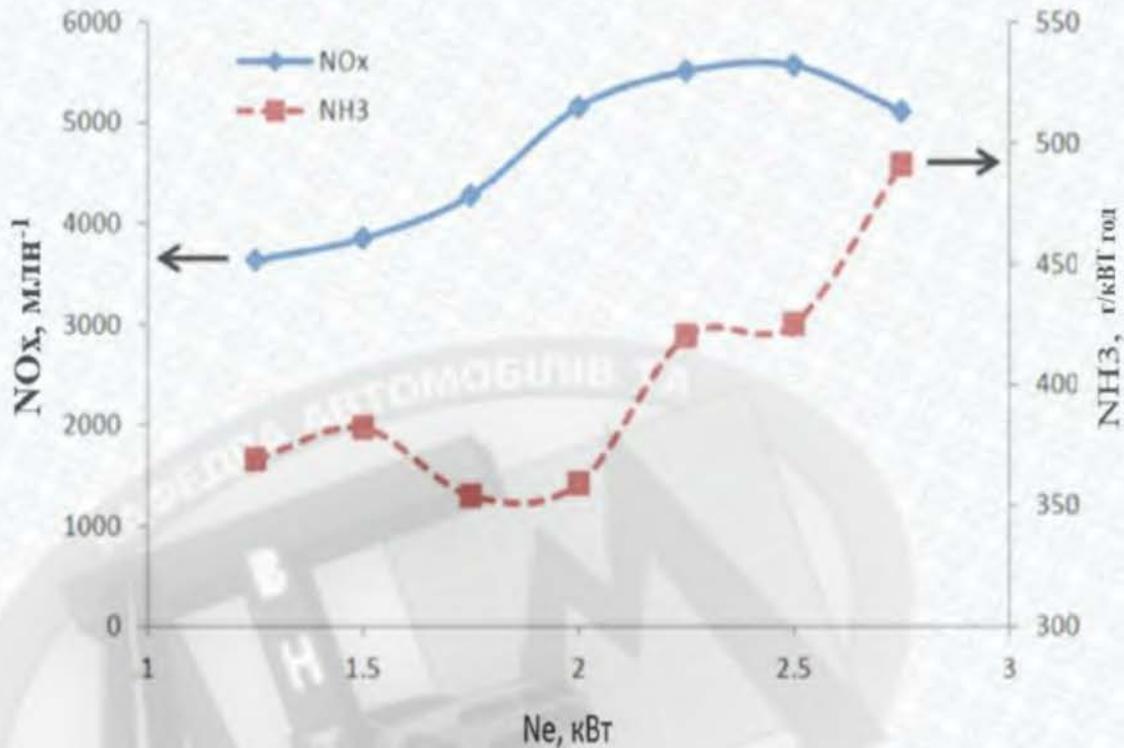


Рисунок 1.12 - Викиди NO<sub>x</sub> і NH<sub>3</sub> з використанням бензину-аміаку

Встановлено, що концентрація аміаку у відпрацьованих газах зростає зі збільшенням навантаження на двигун. Це пояснюється явищем «прослизання аміаку», коли частина палива не встигає повністю згоріти та викидається у систему випуску. Існує два можливі пояснення збільшення кількості незгорілого аміаку. Перше полягає в тому, що зі збільшенням частки аміаку в паливі може знижуватися ефективність згорання. Таке припущення є логічним, враховуючи низьку швидкість поширення полум'я аміаку, збільшену мінімальну енергію займання та значну приховану теплоту випаровування.

Однак результати експериментів свідчать, що ефективність згорання аміаку не зменшується зі зростанням навантаження і утримується на рівні близько 98 % у всьому діапазоні режимів. Це дозволяє зробити висновок, що збільшення концентрації аміаку в відпрацьованих газах є наслідком виключно зростання масової частки аміаку в суміші, що впорскується, а не результатом погіршення

процесу згоряння. Відповідно, певна кількість паливоповітряної суміші стабільно «пропускається» в відпрацьованих газах під час кожного циклу, і ця кількість зростає пропорційно збільшенню подачі аміаку.

Також слід зазначити, що зафіксовані рівні аміаку у відпрацьованих газах є відносно низькими й додатково можуть коливатись через похибку газоаналізатора. Такі коливання не впливають на загальну тенденцію – концентрація  $\text{NH}_3$  в відпрацьованих газах підвищується зі збільшенням навантаження.

При цьому безпосереднє порівняння концентрацій забруднювальних речовин у  $\text{млн}^{-1}$  є менш інформативним, ніж порівняння питомих викидів, тобто кількості  $\text{NO}_x$  чи  $\text{NH}_3$  у перерахунку на одиницю потужності. На рис. 1.13 показано, що питомі викиди  $\text{NO}_x$  і  $\text{NH}_3$  зменшуються зі збільшенням навантаження двигуна. Це свідчить про підвищення ефективності процесів згоряння і зниження частки незгорілого палива.

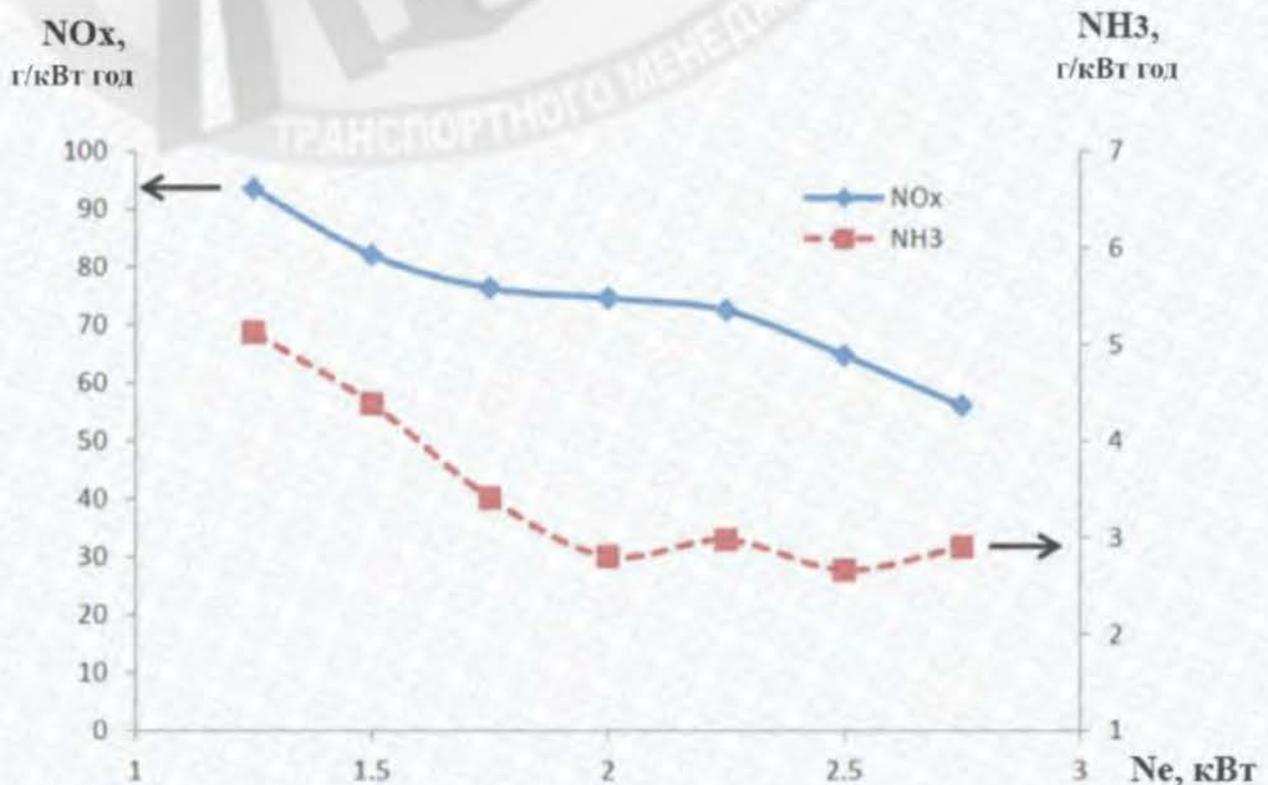


Рисунок 1.13 –  $\text{NO}_x$  і  $\text{NH}_3$  для режимів роботи з використанням аміаку

$\text{NO}_x$  традиційно вважається однією з основних проблем при роботі двигуна на аміаку. Проте у випадку, коли у відпрацьованих газах присутні одночасно і аміак, і  $\text{NO}_x$ , застосування селективного каталізатора відновлення (SCR) дозволяє ефективно зменшувати обидва компоненти. Більше того, невелике «прослизання» аміаку може розглядатися як певна перевага, оскільки  $\text{NH}_3$  виконує роль відновника в реакціях нейтралізації  $\text{NO}_x$  у каталізаторі SCR.

Важливо порівняти рівні викидів, отримані під час роботи двигуна на аміаку, з викидами, характерними для бензинового режиму. На рис. 1.14 наведено залежність концентрації  $\text{NO}_x$  від ефективної потужності для обох режимів. Як видно з графіка, рівень  $\text{NO}_x$  під час роботи на аміаку є суттєво вищим, ніж під час роботи на бензині.

На цьому етапі необхідно прокоментувати причини надзвичайно високих концентрацій  $\text{NO}_x$ , зафіксованих у проведеному експерименті. Вважається, що домінуючу роль у формуванні таких викидів відіграє поєднання двох факторів:

1. висока температура згоряння (приблизно 1073 К),
2. наявність азоту у складі самого палива, тобто утворення так званого паливного  $\text{NO}_x$ .

Для порівняння, у режимах HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), навіть при використанні сумішей, що містять до 60 % аміаку за масою, викиди  $\text{NO}_x$  залишались дуже низькими. У цих випадках температура відпрацьованих газів була також низькою (~523 К), що дозволяє зробити висновок: саме підвищена температура згоряння при прямому впорскуванні аміаку є ключовим фактором інтенсивного утворення  $\text{NO}_x$ .

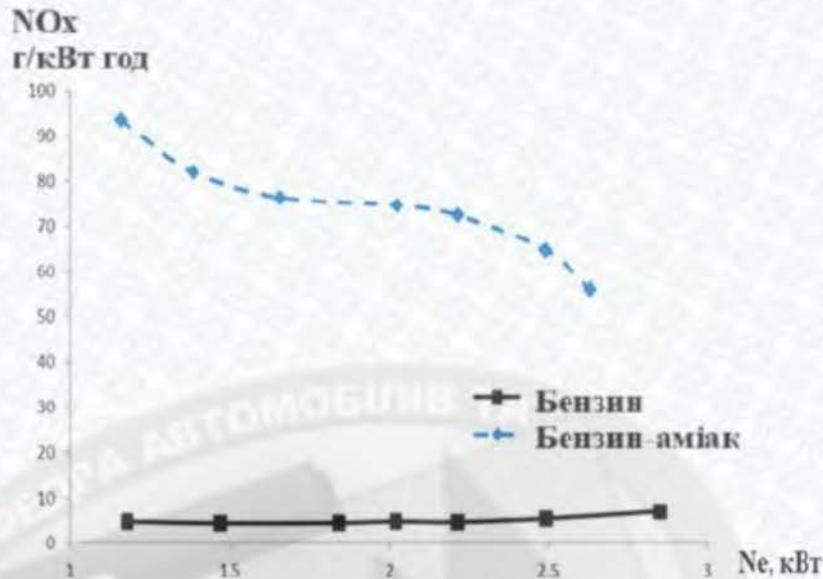


Рисунок 1.14 - Викид  $\text{NO}_x$  для бензину і бензин-аміаку

Цей висновок додатково підтверджується тим, що концентрації незгорілого  $\text{NH}_3$  у відпрацьованих газах у розглянутому експерименті були близькими до рівнів, які спостерігалися в умовах НССІ. Це означає, що підвищене утворення  $\text{NO}_x$  не пов'язане зі зміною ефективності згоряння аміаку, а саме з температурними умовами у камері згоряння.

Окрім застосування селективного каталітичного відновлення (SCR), одним із ефективних шляхів зменшення  $\text{NO}_x$  у відпрацьованих газах могло б бути зниження температури згоряння, зокрема шляхом: збагачення суміші рециркуляцією відпрацьованих газів (EGR), оптимізації фазування запалювання, використання сумішей аміаку з воднем у контрольованих пропорціях, зменшення тиску та тривалості впорскування.

Важливо порівняти рівні викидів, отримані під час роботи двигуна на аміаку, з викидами, характерними для бензинового режиму. На рис. 1.15 наведено залежність концентрації  $\text{NO}_x$  від ефективної потужності для обох режимів. Як видно з графіка, рівень  $\text{NO}_x$  під час роботи на аміаку є суттєво вищим, ніж під час роботи на бензині.

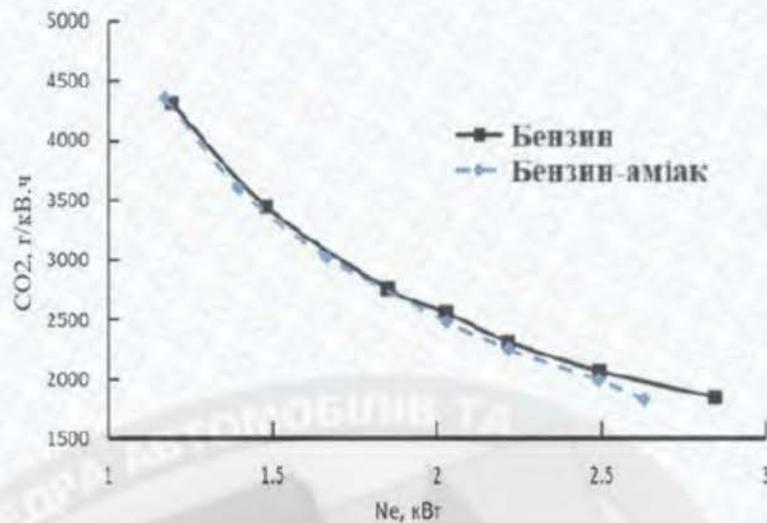


Рисунок 1.15 - Викид CO<sub>2</sub> для бензину та бензин-аміаку

На цьому етапі необхідно прокоментувати причини надзвичайно високих концентрацій NO<sub>x</sub>, зафіксованих у проведеному експерименті. Вважається, що домінуючу роль у формуванні таких викидів відіграє поєднання двох факторів:

1. висока температура згоряння (приблизно 1073 К),
2. наявність азоту у складі самого палива, тобто утворення так званого паливного NO<sub>x</sub>.

Для порівняння, у режимах НССІ (Homogeneous Charge Compression Ignition), навіть при використанні сумішей, що містять до 60 % аміаку за масою, викиди NO<sub>x</sub> залишались дуже низькими. У цих випадках температура відпрацьованих газів була також низькою (~523 К), що дозволяє зробити висновок: саме підвищена температура згоряння при прямому впорскуванні аміаку є ключовим фактором інтенсивного утворення NO<sub>x</sub>.

Цей висновок додатково підтверджується тим, що концентрації незгорілого NH<sub>3</sub> у відпрацьованих газах у розглянутому експерименті були близькими до рівнів, які спостерігалися в умовах НССІ. Це означає, що підвищене утворення NO<sub>x</sub> не пов'язане зі зміною ефективності згоряння аміаку, а саме з температурними умовами у камері згоряння.

Окрім застосування селективного каталітичного відновлення (SCR), одним із

ефективних шляхів зменшення  $\text{NO}_x$  у відпрацьованих газах могло б бути зниження температури згоряння, зокрема шляхом: збагачення суміші рециркуляцією відпрацьованих газів (EGR), оптимізації фазування запалювання, використання сумішей аміаку з воднем у контрольованих пропорціях, зменшення тиску та тривалості впорскування.

Аналогічні результати показані на рис. 1.16 для викиду  $\text{CO}$ , хоча в цьому у випадку обидва значення відносно низькі і значно нижчі за стандарти викидів для двигунів малої потужності, що становлять приблизно  $600 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$  [33]. Знову ж, додавання аміаку викликає невелике зниження  $\text{CO}$  для всіх представлених навантажень. Існує кілька можливих пояснень зниження вмісту  $\text{CO}$ . Одне з можливих пояснень у тому, що аміак замінює джерело вуглецевого палива. Однак, як вже зазначалося, з-за великої кількості бензину, необхідного для досягнення згоряння, на загальний рівень викидів вуглекислого газу мало впливає заміна аміаку для виробництва надлишкової енергії. Інше можливе пояснення полягає в тому, що ефективність згоряння двигуна була підвищена, і  $\text{CO}$  доводиться до стану повного згоряння  $\text{CO}_2$ . Це розумно, оскільки невелике збільшення рівнів  $\text{CO}_2$  шляхом перетворення  $\text{CO}$  не призведе до зміни рівнів  $\text{CO}_2$  через - за і без того високих значень. Вивчення рис. 1.16 представляє альтернативний варіант. Слід зазначити, що рівні  $\text{HC}$  підвищуються з аміаком проти бензином. Це наводить на думку о тому, що введення аміаку перешкоджає горінню, а не що поширюється горіння. У процесі згоряння піддається менше кількість палива, отже, частковий продукт  $\text{CO}$  також зменшується. Цей висновок також підтверджується розрахунковими показниками ефективності згоряння, які склали  $99,3\%$  і  $99,6\%$  для режимів роботи бензин-аміак і бензин відповідно.

Результати викидів, пов'язаних із вуглецевмісними компонентами, свідчать лише про незначну перевагу використання аміаку замість бензину для отримання корисної потужності на двигуні. Проте існувало кілька ключових чинників, які істотно спотворювали результати аналізу.

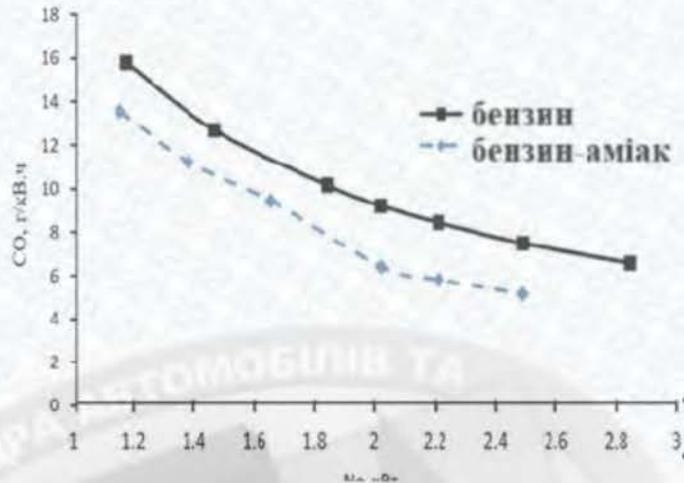


Рисунок 1.16- Викид CO для бензину і бензин-аміаку

Першою й найбільш важливою проблемою був режим роботи на повному газі. Значна кількість бензину, необхідна для забезпечення стабільного згорання, зменшила чутливість показників викидів до потенційних переваг, які міг би забезпечити аміак.

Другим негативним фактором була висока температура згорання в двигуні, яка суттєво вплинула, зокрема, на рівень викидів  $\text{NO}_x$ . Поєднання цих двох чинників ускладнює можливість чітко оцінити реальні екологічні вигоди від застосування аміаку в такій конфігурації двигуна.

Потенціал застосування чистого аміаку як палива в двигунах внутрішнього згорання досі залишається недостатньо вивченим. Так, Льюльє та ін. [34] експериментально досліджували процес згорання аміаку в модифікованому двигуні з прямим упорскуванням бензину при частоті  $1500 \text{ хв}^{-1}$ . У роботі було порівняно характеристики горіння чистого аміаку, аміаку, збагаченого воднем, а також метану. Результати показали, що аміак може застосовуватися як паливо, однак для забезпечення стабільної роботи двигуна потрібно значно раннє запалювання. При цьому ефективність у всіх випадках була подібною, хоча пікові тиски при роботі на аміаку були нижчими порівняно з іншими видами палива [35].

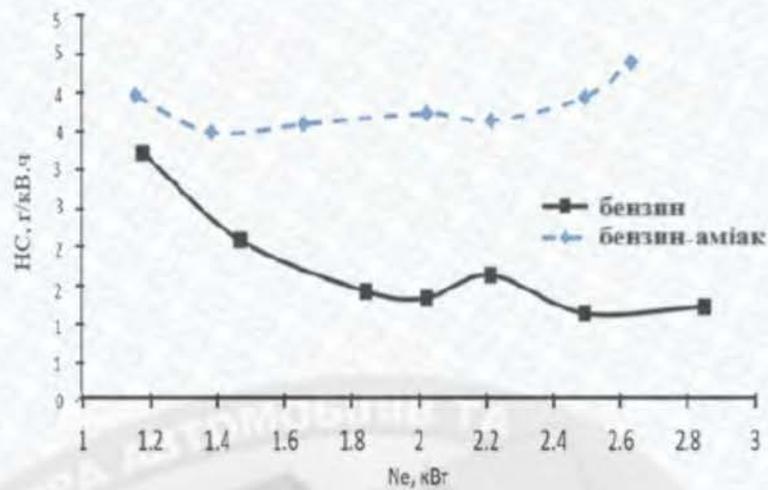


Рисунок 1.17 - Викид НС для бензину і бензин-аміаку

Мунаїм-Руссель та ін. [36] дослідили робочі межі невеликого двигуна з безпосереднім упорскуванням палива, модифікованого для роботи на попередньо змішаних аміачно-водневих сумішах (0–10 % водню за об'ємом). Залишаючи незмінним положення свічки запалювання, вони вивчили циклову нестабільність і викиди при зміні тиску повітря на впуску (0,055–0,1 МПа) та різних частотах обертання (холостий хід –  $2000 \text{ хв}^{-1}$ ) для бідних, стехіометричних та багатих сумішей. Встановлено, що на чистому аміаку двигун стабільно працював лише до  $1500 \text{ хв}^{-1}$  при тиску на впуску 0,1 МПа, тоді як зниження тиску викликало значне зростання циклової варіабельності (коефіцієнт варіації середнього ефективного тиску  $> 5\%$  при тиску  $< 0,075 \text{ МПа}$ ). На частоті  $2000 \text{ хв}^{-1}$  робота двигуна на чистому аміаку була неможливою. При додаванні 10 % водню забезпечувалася стабільна робота в усіх режимах.

У роботах [37, 38] досліджувалося згоряння збіднених сумішей бензину, аміаку та повітря у двигуні, створеному на базі дизельного агрегату зі свічкою розжарювання та передкамерою. Встановлено, що підвищення концентрації аміаку знижує максимальний тиск згоряння та збільшує викиди  $\text{NO}_x$ . Вплив свічки розжарювання на середній індикаторний тиск і тепловий ККД був мінімальним.

Ель-Фаттах та ін. зосередили увагу на впливі водно-аміачних сумішей, змішаних із бензином. Було показано, що додавання води та аміаку підвищує

тепловий ККД двигуна, але водночас спричиняє збільшення викидів CO через неповне згорання. Крім того, зі зростанням вмісту водно-аміачної суміші зростає рівень NO<sub>x</sub>.

Гу Синь та ін. [38] застосували аміак як додаткове паливо для керування процесом згорання водню в двигуні з іскровим запаленням. Аміак додавали до водню у співвідношеннях 5,2; 7,96 і 10,68 %. Виявлено, що збільшення частки аміаку подовжує тривалість згорання та знижує максимальну швидкість тепловиділення, водночас сприяючи зростанню середнього індикаторного тиску та ККД.

Уддін та ін. [39] вивчали проблеми займання та поширення полум'я при згоранні аміаку в поршневому двигуні. Вони встановили, що використання багатоточкового запалення істотно покращує стабільність процесу, скорочує тривалість згорання та підвищує ефективну потужність у порівнянні зі звичайною системою запалювання. Такі системи вже застосовувалися у двигунах на традиційному паливі [25], однак вони призводять до збільшення викидів NO<sub>x</sub> через підвищення температур у камері згорання. Для аміачних двигунів таке рішення, попри ускладнення конструкції, вважається доцільним.

Проблема згорання аміаку в поршневому двигуні через низькою ламінарної швидкості згорання була відзначена Ма та ін [40]. Вони зробили висновок, що найкращим способом компенсувати цей недолік аміаку є додавання палива з більше високою активною реакційної здатністю, наприклад водню. У своїй роботі Ге та ін. використовували суміш аміаку та водню для харчування поршневого двигуна з іскровим запалюванням. Водень і аміак по своїм властивостям є конче різними видами палива. Водень характеризується високою швидкістю згорання, що виводить двигун на межу детонаційного згорання, що обмежує параметри двигуна. Аміак викликає проблеми з займанням через дуже низькою швидкості горіння і низької реактивності, але відповідне поєднання обох видів палива має дати задовільні результати. Автори використовували аміак для управління процесом горіння водню шляхом управління швидкістю поширення полум'я. Вони зазначали,

що після додавання аміаку можна уникнути детонації водневого двигуна навіть в стехіометричних умовах експлуатації. Мунаїм-Руссель та ін. представили результати випробувань двигуна, що працює на аміаку і водню, при часткових навантаженнях [41]. При малих навантаженнях двигуна задовільна експлуатаційна стабільність була досягнуто приблизно при 10% об'ємної частки водню по відношенню до  $\text{NH}_3$ . Така частка  $\text{H}_2$  дозволила знизити викиди  $\text{NO}_x$  майже на 40% за збереження стабільної роботи двигуна. Д'Антуоно та ін. провели імітаційні випробування роботи двигуна іскровим запалюванням, працюючого на суміші аміаку і водню (85) % аміаку і 15% водню по обсягу) в різних робітників режимах. У їхній роботі вказано, що додавання водню сприяє розширенню діапазону регулювання частоти обертання двигуна та навантаження.

Ронан та ін. у своїй роботі представили результати випробувань розпилюваної струмені аміаку в камері постійного об'єму, отримані результати порівнювалися з параметрами впорскування станолу та бензину [42]. Відзначено іншу геометрію впорскування аміаку по порівнянні з еталонними паливами і велика чутливість до зміни щільності та температури повітря в досліджуваному просторі. на виході з інжектора потік аміаку був компактніше, чим в випадках з іншими паливами, приблизно на 5 градусів.

У Двигун спалювання аміаку з бензином або іншими вуглеводневими паливами у двопаливній системі було досліджено [42, 43]. Двопаливна система  $\text{NH}_3$  і вуглеводневе паливо в Двигун використовує викопне паливо та виробляє значні викиди  $\text{CO}$  та незгорілого  $\text{HC}$ , які у майбутньому матимуть обмежене застосування у світі з обмеженням викидів вуглецю.

Скорочується період затримки займання та тривалість згорання, що позитивно впливає робочі показники двигуна. Хоровські та ін. звернули увагу на проблеми використання аміаку в якості палива для автомобільного транспорту.

У табл. 1.5 показаний перелік досліджуваних робіт, що характеризують вплив аміаку на продуктивність, викиди і параметри згорання.

Таблиця 1.5 - Вплив аміаку на продуктивність, викиди і параметри згоряння

Вид двигуна	Склад палива	Параметри робочих процесів	Відпрацьовані гази
1-циліндровий, 4-тактний, з водяним охолодженням, при 1500 хв <sup>-1</sup> .	Суміш Н <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub> , обсяг фракцій Н <sub>2</sub> : 0; 5; 10; 20; 40 і 60 % (впорскування палива в колектор).	Коефіцієнт надлишку повітря 0,6-1,2, $p_z$ і $\eta_{i\max}$ були досягнуто при низьких і поміркованих співвідношеннях водню, а Н <sub>2</sub> покращив продуктивність і стабільність роботи двигуна.	Мінімальні значення були отримані для багатих сумішей з високим змістом аміаку, а максимальні значення були виявлено при $\alpha = 0,8-0,9$ .
1-циліндровий Двигун з змінюваними КВЗ від 18 до 32 градусів ПКВ до ВМТ і повністю відкриттям ДЗ, $\varepsilon = 14-16$ при 1400 хв <sup>-1</sup> і 1800 хв <sup>-1</sup> .	NH <sub>3</sub> і Н <sub>2</sub> (впорскування палива в колектор).	Збільшення $\varepsilon$ з 14 до 16 наводить до збільшення швидкості тепловиділення на 36,82; 25,11; 30,21; 10,35 і 9,53 % відповідно.	NO <sub>x</sub> збільшується.

Продовження таблиці 1.5.

Вид двигуна	Склад палива	Робітники параметри	Відпрацьовані гази
1-циліндровий, 4-тактний, безнаддувний, при 600 хв <sup>-1</sup> .	NH <sub>3</sub> і Н <sub>2</sub> з відсотком Н <sub>2</sub> в суміші: 0; 7; 12; 23; 46; 58 і 70 % (впорскування палива в колектор).	12 % Н <sub>2</sub> усунули нестабільність процесу запалення, оптимальна фракція Н <sub>2</sub> для ε = 10 склала 7 %.	З збільшенням частки Н <sub>2</sub> збільшилася емісія NO <sub>x</sub> .
4-циліндровий, 4-тактний Двигун з безпосереднім впорскуванням, при 1300 мін <sup>-1</sup> .	Н <sub>2</sub> і NH <sub>3</sub> ; аміак через колектор; Пряме впорскування Н <sub>2</sub> ; об'ємна частка аміаку склала 5,2; 7,96 та 10,68 %; при частковій навантаженні та α = 1.0.	Додавання аміаку збільшило потужність двигуна і знизило η <sub>i</sub> .	Збільшення об'ємної частки аміаку виявило незначний вплив на икиди NO <sub>x</sub> , а викиди NO <sub>x</sub> поступово збільшувалися з затримкою запалювання.

Продовження таблиці 1.5.

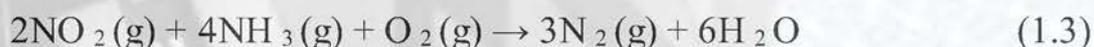
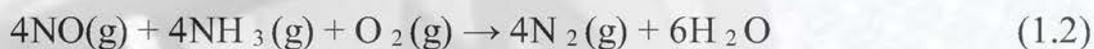
Вид двигуна	склад палива	Робітники параметри	Відпрацьовані гази
Двигун, багатоточкове запалювання (чотири свічки запалювання).	$\text{NH}_3$ , $\alpha = 1,0$ ; 1,2 і 1,4.	Одноточкове запалювання привело до зниження тиску в циліндрі, а кілька свічок запалювання значно покращили ці параметри.	Багатоточкове запалювання привело до більше високим викидів $\text{NO}_x$ , максимальний рівень $\text{NO}_x$ був отримано для $\alpha = 1,2$ , а з збільшенням $\alpha$ до 1,4 значно знизило викиди $\text{NO}_x$ .
1-циліндровий, $\varepsilon = 10,0$ .	Суміш $\text{H}_2/\text{NH}_3$ , обсяг фракцій аміаку: 0; 10; 20; 30; 40 і 50 %.	Збільшення частки аміаку знижує швидкість полум'я, а максимальна вихідна потужність суміші аміаку і водню може досягати 90 % від роботи чистого бензинового Двигун при тих ж умовах експлуатації.	При використанні більшої кількості аміаку $\text{NO}_x$ може частково перетворюватися в азот, що знижує викиди $\text{NO}_x$ з двигуна.

Продовження таблиці 1.5.

	Вид двигуна	склад палива	Робітничі параметри	Відпрацьовані гази
	4-циліндровий, 4-тактний Двигун з безпосереднім впорскуванням, $\varepsilon = 10,5$ .	Суміш $H_2/NH_3$ , впорскування в колектор, малонавантаження.	Двигун стабільно працював при додаванні менше 10 % $H_2$ ; для чистого аміаку робота на малої навантаженні була утруднена при $\varepsilon = 10,5$ , що вимагало більше мінімального тиску на впуску.	Максимальне значення $NO_x$ було досягнуто в бідній суміші повітря і палива, $NH_3$ на вихлопі збільшувалося з збільшенням $\alpha$ , коли $NO_x$ зменшувалося, а додавання $H_2$ в суміш з аміаком викликало зниження викидів $NH_3$ .
	Двигун	Суміші $H_2/NH_3$ , впорскування в колектор.	Паливна суміш з 10 % $H_2$ показала найкращі результати по ККД і потужності; по порівнянні з бензиновим двигуном ККД і потужність зросли за рахунок можливості більше високою ступеня стиснення.	Для зниження високих викидів $NO_x$ була використана з каталітичними системами SCR.
	4-тактний, 2-циліндровий Двигун зобсягом $505 \text{ см}^3$ .	Суміші $H_2/NH_3$ .	Додавання $H_2$ в суміш повітря і $NH_3$ покращило займання та збільшило швидкість згоряння; співвідношення енергії $H_2$ і $NH_3$ здебільшого залежало від навантаження і вменшою мірою від частоти обертання двигуна; а ККД двигуна, працюючого на $NH_3/H_2$ , був нижче, чим на бензин.	—

#### 1.4 Використання аміаку для селективного каталітичного відновлення з метою зменшення токсичності відпрацьованих газів

Щодо викидів, то всі сучасні двигуни внутрішнього згорання тепер повинні працювати з каталітичними системами SCR та/або системами присадок до палива для відновлення оксидів азоту до газоподібного N<sub>2</sub>. Цікаво, що ці системи працюють за рахунок додавання речовин, які розкладаються до аміаку, а потім аміак знижує NO<sub>x</sub> в газовому потоці в відповідно зі наступними рівняннями:



Отже, викиди NO<sub>x</sub> під час спалювання паливних сумішей з аміаком можуть бути зменшені аналогічними методами, що застосовуються для інших азотовмісних видів палива. Водночас важливо зазначити, що для систем, які працюють на аміаку, джерело відновника вже наявне – сам аміак. Це відкриває можливість розробляти силові установки на аміаку, які не потребуватимуть складних та дорогих систем вторинної очистки вихлопних газів або каталітичних нейтралізаторів для досягнення нормативів щодо низьких викидів NO<sub>x</sub>.

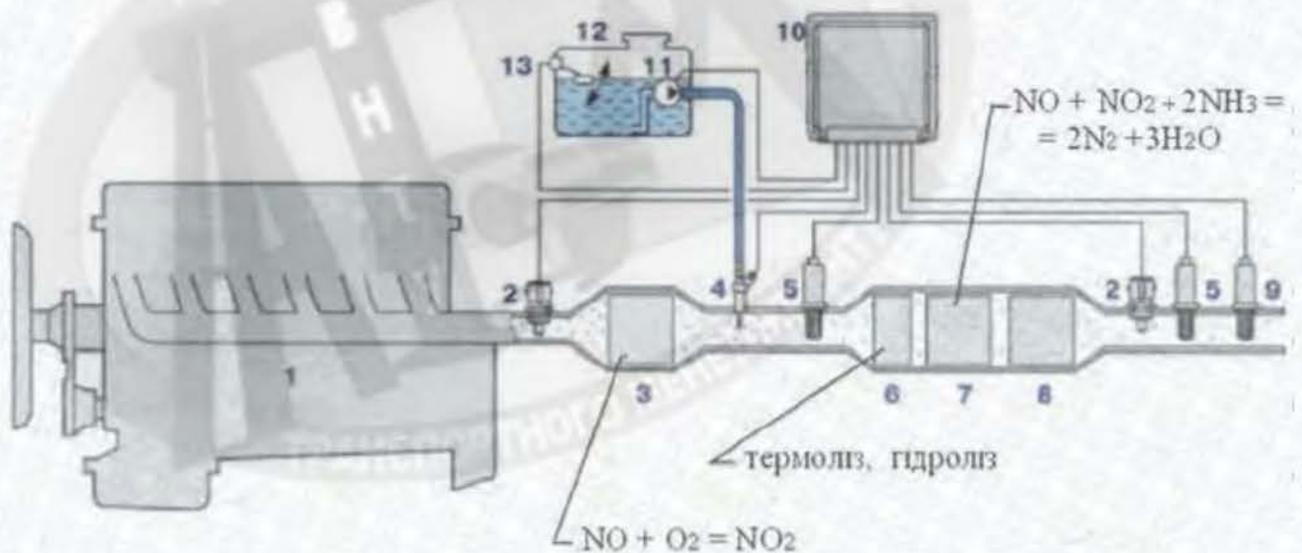
Крім того, процес згорання аміаку часто покращується завдяки попередньому підігріву або частковому розкладанню (крекінгу) аміаку до водню та азоту перед подачею у камеру згорання. Це дає змогу використовувати теплоту відпрацьованих газів як джерело енергії для попереднього розкладання NH<sub>3</sub>, одночасно зменшуючи утворення NO<sub>x</sub> під час згорання.

Одним із найперспективніших методів зниження оксидів азоту є селективне каталітичне відновлення з використанням аміаку (SCR–NH<sub>3</sub>, Selective Catalytic Reduction). Принцип дії цієї технології полягає у хімічному відновленні NO<sub>x</sub> до безпечного азоту (N<sub>2</sub>) у присутності каталізатора та відновника – аміаку,

який у практичних системах подається у вигляді розчину сечовини.

На рис. 1.18 наведено загальну схему системи SCR–NH<sub>3</sub> для двигуна внутрішнього згорання. Така система здатна ефективно нейтралізувати великі обсяги оксидів азоту у відпрацьованих газах. До її складу входять:

- каталізатор окиснення;
- гідролізний каталізатор (для перетворення сечовини на аміак);
- система зберігання та дозування розчину сечовини;
- форсунка для впорскування сечовини у вихлопний трубопровід;
- система керування тиском і дозуванням (робочий тиск 0,3–0,6 МПа).



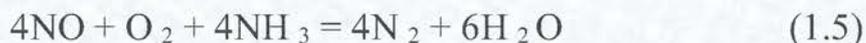
- 1 - ДВЗ, 2 - датчик температури, 3 - нейтралізатор для окислення, 4 - впорскується форсунка, 5 - датчик NO<sub>x</sub>, 6 - нейтралізатор для здійсненнягідролізу, 7 - нейтралізатор селективного каталітичного відновлення, 8 -загороджуючий нейтралізатор, 9 - датчик NH<sub>3</sub>, 10 - електронний блок управління, 11 – насос, 12 - бак відновлювача, 13 – датчик рівня відновлювача

Рисунок 1.18 - Система селективного каталітичного відновлення (SCR- NH<sub>3</sub>)

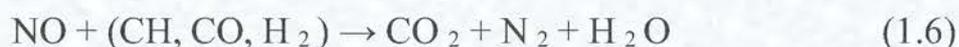
Після впорскування у вихлопний тракт сечовина проходить стадію термічного розкладання, перетворюється на газоподібний аміак і, змішуючись із потоком відпрацьованих газів, надходить на SCR-каталізатор, де й відбувається процес відновлення NO<sub>x</sub> до безпечних компонентів.

Процес селективного каталітичного відновлення з використанням аміаку

починається з реакцією відновлення аміаку ( $\text{NH}_3$ ) та оксиду азоту ( $\text{NO}$ ) [45]:



$\text{NH}_3$  в цьому випадку був окислений до  $\text{NO}$ ,  $\text{CO}$  до  $\text{CO}_2$  [10]:



Частина аміаку ще окислюється до  $\text{N}_2$ .

Таким чином, очевидно, що потрібні подальші дослідження, спрямовані на вдосконалення технологій внутрішнього згоряння, які працюють на аміаку. Наразі інтерес до таких систем стрімко зростає, і між науковими та промисловими групами вже формується конкуренція за створення перших комерційно життєздатних рішень. Водночас, як зазначалося раніше, ключовою науково-технічною проблемою залишається мінімізація утворення оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) та зменшення кількості незгорілого аміаку у відпрацьованих газах. Саме ці аспекти визначають подальні напрями розвитку технологій спалювання аміаку та оптимізації конструкцій ДВЗ.

## 1.5 Висновки до розділу 1

1. Аміак являє собою одне з перспективного палива, яке може використовуватись у ДВЗ. Аміак – безвуглецеве паливо, тому воно не виділяє вуглекислий газ і може використовуватися як у двигунах з іскровим запалюванням, так і в двигунах з займанням від стискування;

2. Використання аміаку можливе для двигунів з іскровим запалюванням та для дизельних двигів. У зв'язку з тим, що аміак має високе октанове число ( $\text{ОЧ} = 130$ ), він є придатним для двигунів з високою ступенем стиснення, оскільки це знижує ймовірність детонації. При цьому ККД двигуна збільшується, і вміст чадного газу і вуглеводнів зменшиться в півтора рази у відпрацьованих газах.

Такі двигуни і автомобілі були зроблено і пройшли усі випробування приблизно у 70-80-х роках.

3. Використання аміаку як моторного палива може спричиняти збільшення викидів  $\text{NO}_x$ , однак це зростання незначне через відносно низьку температуру горіння аміачно-повітряних сумішей та відсутність викидів вуглецевмісних продуктів. Утворені  $\text{NO}_x$  можна ефективно нейтралізувати за допомогою технології SCR- $\text{NH}_3$  (Selective Catalytic Reduction), яка вже широко застосовується в системах очистки відпрацьованих газів.

4. Гібридні транспортні засоби з аміачним ДВЗ є ще одним перспективним напрямом. У таких системах колеса приводяться в рух електроприводом, а акумулятор живиться від високоефективного ДВЗ, що працює на аміаку або суміші аміаку з вуглеводневим паливом. Такий підхід дозволяє компенсувати нижчу теплоту згоряння аміаку ( $H_u = 18\,800$  кДж/кг) та його меншу енергетичну щільність, забезпечуючи стабільну потужність і водночас зменшуючи екологічні викиди.

## РОЗДІЛ 2

### УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДВИГУНА, ЯКИЙ ПРАЦЮЄ НА БЕЗВУГЛИЦЕВОМУ ПАЛИВІ

#### 2.1 Загальна характеристика комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»

Історія КП "Вінницька транспортна компанія" починається з 1913 року, коли перші сім вагонів почали свій шлях вулицями міста. Власником підприємства, є територіальна громада міста Вінниці в особі Вінницької міської ради. 27 лютого 2014 року рішенням 45-ої сесії Вінницької міської ради було змінено назву комунального підприємства "Вінницьке трамвайно-тролейбусне управління" на комунальне підприємство "Вінницька транспортна компанія", скорочено КП "ВТК".

Окрім експлуатації міського електричного та автомобільного транспорту загального користування, КП "ВТК" відповідає за експлуатацію та функціонування аеродрому, прийняття та відправлення повітряних суден з нього із забезпеченням авіаційних перевезень пасажирів та вантажів.

Площа території підприємства складає 1.05 га. Виробничо-технічна база підприємства складається із виробничого корпусу, в якому знаходяться зони ТО і ПР автобусів і ремонтні дільниці; адміністративний корпус; площадки для відкритого зберігання автобусів. Головний виробничий корпус має загальну площу 2160 м<sup>2</sup>, з якої 1922,3 м<sup>2</sup> – корисна. Габарити споруди 60х36 м. Крок колон 12х6 та 6х6.

Щоб запобігти наїзду автобусів на колони, навколо них споруджено колесовідбійні тротуари. Під колонами знаходиться монолітний бетонний фундамент. Висота дверей, які ведуть у виробничі приміщення – 2.4 м. Ворота виконані двостворчатими.

Зона ТО і ПР рухомого складу має площу 1008 м<sup>2</sup>, токарна дільниця – 32,5 м<sup>2</sup>, слюсарна – 16,4 м<sup>2</sup>, шиномонтажна та вулканізаційна – 11,6 м<sup>2</sup>, електроцех -12,0 м<sup>2</sup>, бляхарсько-зварювальна – 10,9 м<sup>2</sup>. Роботи з ТО та ПР виконуються на чотирьох універсальних постах, обладнаних підйомниками, спеціалізованим обладнанням та інструментом. Для в'їзду, виїзду автомобілів в зоні передбачено четверо воріт розмірами 4х4 м. Для робітників передбачено вхід через двері, які розташовані в воротах.

Вінницька транспортна компанія спеціалізується на наданні послуг по пасажирських перевезеннях в межах міста. Проте для забезпечення функціонування інфраструктури транспортної компанії на підприємстві є близько 40-ка одиниць відомчих транспортних засобів (табл. 1.1) в тому числі вантажні, легкові автомобілі, мікроавтобуси та спеціалізовані транспортні засоби.

Таблиця 2.1 – Перелік транспортних засобів КП «ВТК» (крім автобусів)

№ з.п.	Марка автомобіля.	Номерний знак.	Рік випуску
1	Ford Trucks 1833 DC	AB 32-06 KE	2023
2	МАЗ АТ70М-041	AB8860ЕК	2019
3	Mersedes-Bens Sprinter	AB 74-75 KE	2018
4	ЗАЗ ВІДА	AB 5832СН	2017
5	ГАЗ 3309АП-18-09	AB 3156СІ	2016
6	Nissan Leaf	AB 2502СХ	2014
7	ГАЗ 3309-357	AB4649 АО	2013
8	ЗАЗ ВІДА	AB5557ВХ	2013
9	Renault Kangoo	AB1090ЕА	2013
10	Газ 330232-288	AB 49-61СТ	2012
11	ГАЗ АС- G-2705-ВП6	AB 49-56СТ	2011
12	DAEWOO LANOS	AB 5532 ВВ	2008
13	ГАЗ 32214718	AB48-94СК	2006
14	ГАЗ 3301	AB 49-60СТ	2005
15	ЗАЗ 110247	AB49-70СТ	2004

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4
16	ВАЗ 2107	АВ 48-96СТ	2004
17	ВАЗ 21063	АВ46-66СР	1993
18	КРАЗ	АВ 5496ВХ	1992
19	ЗИЛ ММЗ 554М	АВ 49-63СТ	1992
20	Причеп	АВ20-79ХК	1992
21	ЗИЛ ММЗ 554М	АВ 49-62СТ	1992
22	ЗИЛ 133 ГЯКС 3575	АВ49-64СТ	1992
23	ЗИЛ ММЗ	9391 ВИП	1992
24	ЗИЛ 431610	7575 ВИП	1992
25	ЗИЛ ММЗ 4502	АВ49-68СТ	1992
26	ЗИЛ 431610	АВ 49-73СТ	1992
27	ВАЗ 2107	АВ9867СА	1992
28	ЗИЛ ММЗ 5402	АВ8296ЕК	1992
29	Причеп ИР 5	АВ8052ХК	1988
30	ГАЗ 53-12ТК-13А	АВ 48-86СТ	1986
31	КАТО НК 200	АВ 86-66СК	1986
32	МАЗ 3562 КС	АВ1507АВ	1982
33	ГАЗ 53А	АВ49-66СТ	1982

Вінницька транспортна компанія володіє розвиненою інфраструктурою, включаючи депо, ремонтні бази та сучасні диспетчерські центри. Вінницька транспортна компанія активно впроваджує електронні системи контролю та управління, що дозволяє підвищувати ефективність роботи та покращувати якість обслуговування пасажирів.

Компанія постійно дбає про екологію міста, впроваджуючи екологічно чисті види транспорту та знижуючи викиди шкідливих речовин. Понад 95% автобусів Вінницької транспортної компанії відповідають екологічним нормам Євро-5 або Євро 6. Експлуатується один електробус.

## 2.2 Опис математичної моделі двигуна з іскровим запалюванням

Під час газообміну циліндр двигуна розглядається як відкрита термодинамічна система змінного об'єму, а після завершення газообмінних процесів – як замкнута система. Газ у циліндрі вважається ідеальним та таким, що перебуває у квазістатичному (квазірівноважному) стані.

Процеси в циліндрі описуються рівняннями першого закону термодинаміки у диференціальній формі. Для опису газообміну застосовуються рівняння збереження маси та рівняння витрати газу через клапанний прохід. Для кінцевого об'єму газової суміші використовується рівняння Клапейрона. Внутрішня енергія суміші визначається з урахуванням її температури і складу.

Граничні умови, які описують обмін масою та теплотою між термодинамічною системою й навколишнім середовищем, задаються рівняннями тепловіддачі та витрати в квазістаціонарній постановці, а також розподілом параметрів на межах. Тепловіддача до стінок описується рівнянням Ньютона [5].

У процесах газообміну, стискання та розширення коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою Вошні. Розрахунок тепловіддачі до стінок циліндра виконується з урахуванням зміни температури по його висоті та зміни площі теплообміну внаслідок переміщення поршня [5].

Газодинамічні граничні умови задаються в перерізі на вході до циліндра. Приймається припущення, що тиск у впускному та випускному трубопроводах у процесі газообміну залишається постійним. Витрата газу через клапанний прохід, площа якого змінюється з часом, визначається за умови одновимірної та квазістаціонарної течії. У моделі враховано зворотний викид газу з циліндра та його дозарядження [5].

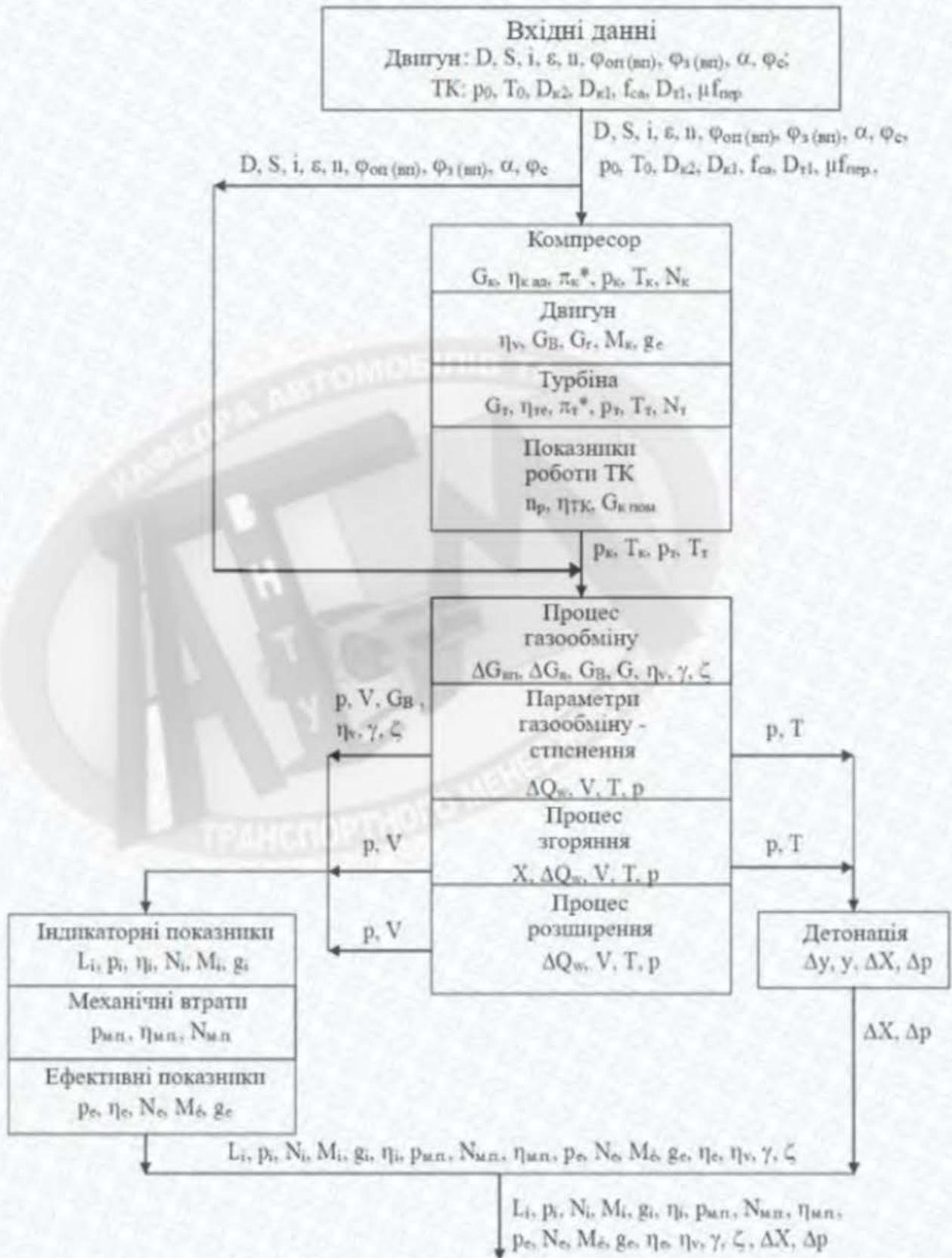


Рисунок 2.1 - Інформаційна схема математичної моделі Двигун з наддувом

### 2.3 Визначення величини механічних втрат в моделі

Для визначення механічних втрат, у програмі передбачено розрахунок середнього тиску механічних втрат ( $p_{мп}$ ). Цей розрахунок у вихідному варіанті програми вівся по формулі виду:

$$p_{мп} = a + b \cdot c_n, [\text{МПа}], \quad (2.1)$$

де  $a$  і  $b$  – коефіцієнти, що залежать від типу двигуна та його конструкції, вони мають розмірності відповідно МПа та МПа с/м;

$c_n$  - середня швидкість поршня, м/с.

Тим не менше, представлена вище формула (2.1) не може бути використана. Це пов'язано з тим, що вона не дає можливості оцінити в окремість величину втрат на газообмін, а крім того вона не дозволяє відобразити вплив зміни роботи газообміну на  $p_{мп}$  у наступних умовах:

- в умовах керування потужністю бензинового двигуна, що працює по звичайному циклу, з допомогою дросельної заслінки при часткових навантаженнях;
- в умовах реалізації циклу з продовженим розширенням, коли заряд розширюється при русі поршня до НМТ, а потім стискається до вихідного стану при русі поршня до ВМТ;
- в умовах реалізації наддува від турбокомпресора, коли робота газообміну може бути позитивною.

Викладені вище аргументи вимагають іншого підходу до побудови формули для розрахунку  $p_{мп}$ .

Відомо, що найбільш вагомий внесок у механічні втрати роблять втрати на подолання тертя (до  $0,8 p_{мп}$ ) і втрати на газообмін. У зв'язку з цим, склалася практика уявлення механічних втрат у вигляді суми роботи тертя та втрат на газообмін. Причому в роботу тертя включають і всі інші втрати, окрім втрат на

газообмін. У результаті формулу визначення середнього тиску механічних втрат можна уявити в вигляді:

$$p_{мп} = p_{тр} + p_{нх}, \text{ [МПа]}, \quad (2.2)$$

де  $p_{тр}$  - середній тиск втрат на тертя, МПа;

$p_{нх}$  - середній тиск втрат на газообмін (насосних ходів), МПа.

Для того, щоб скористатися цим способом оцінки механічних втрат, можна, в першим наближенні, використовувати дані по прокручуванні двигуна при повністю відкритій дросельній заслінці.

Відомо, що механічні втрати, визначені під час прокручування, включають як втрати на тертя, так і втрати на газообмін. Тому треба з втрат, певних при прокручування, відняти втрати на газообмін, взяті по експериментальним даних. Вийшла різниця можна умовно рахувати втратами на тертя. Ця умовність пояснюється насамперед різницею величин тисків у циліндрі двигуна під час прокручування та при реальній його роботі. Оскільки величина тиску в циліндрі впливає як на тертя, так і на газообмін, ми отримуємо дещо інші значення, ніж вони є на працюючому двигуні. Крім того, тиск в циліндрі змінюється в залежності від навантаження, а отже змінюються і зазначені вище втрати, чого даним способом ми також не можемо врахувати.

Після отримання втрат на тертя у програмі необхідно реалізувати блок розрахунку роботи, що витрачається на газообмін ( $L_{нх}$ ). Для цього треба скласти блок розрахунку площі петлі газообміну. У різницевому вигляді вираз буде мати наступний вигляд:

$$L_{нх} = \sum_{V_{НМТ}}^{V_{ВМТ}} \left( (p_{в(ср)} - p_{ен(ср)}) \cdot \Delta V \right), \text{ [Дж]}, \quad (2.3)$$

де  $p_{в(ср)}$  – середнє значення тиску на випуску за поточний крок розрахунку, Па;

$p_{ен(ср)}$  – середнє значення тиску на впуску за поточний крок розрахунку, Па;

$\Delta V$  – зміна обсягу над поршнем за поточний крок розрахунку, м<sup>3</sup>.

Після знаходження  $L_{нх}$  можна обчислити і значення середнього тиску втрат на газообмін по формулі:

$$p_{нх} = \frac{L_{нх}}{V_h}, [\text{Па}], \quad (2.4)$$

де  $V_h$  – робочий об'єм циліндра двигуна, м<sup>3</sup>.

Далі знаючи  $p_{тр}$  і  $p_{нх}$  можна визначити  $p_{мп}$  по формулі (2.1).

#### **2.4 Ймовірність виникнення детонації в двигуні з іскровим запалюванням та її розпізнавання**

Детонація в двигуні є постійно актуальною проблемою, оскільки її виникнення може спричинити серйозні пошкодження, зокрема: перегрів елементів двигуна; прогар прокладки головки блока циліндрів (ГБЦ); зниження потужності; руйнування перемичок між поршневыми кільцями та інші дефекти.

Однією з ключових причин детонації є якість палива, зокрема його октанове число, яке характеризує антидетонаційні властивості палива під час згоряння в двигуні.

Двигун працює на бензині (ОЧ бензину = 92). При великих кутах випередження запалення та малих частотах обертання КВ може виникати негативне явище, зване детонаційним згорянням (рис. 2.2). Це свідчить про те, що при моделюванні роботи двигуна необхідно враховувати умови детонації.

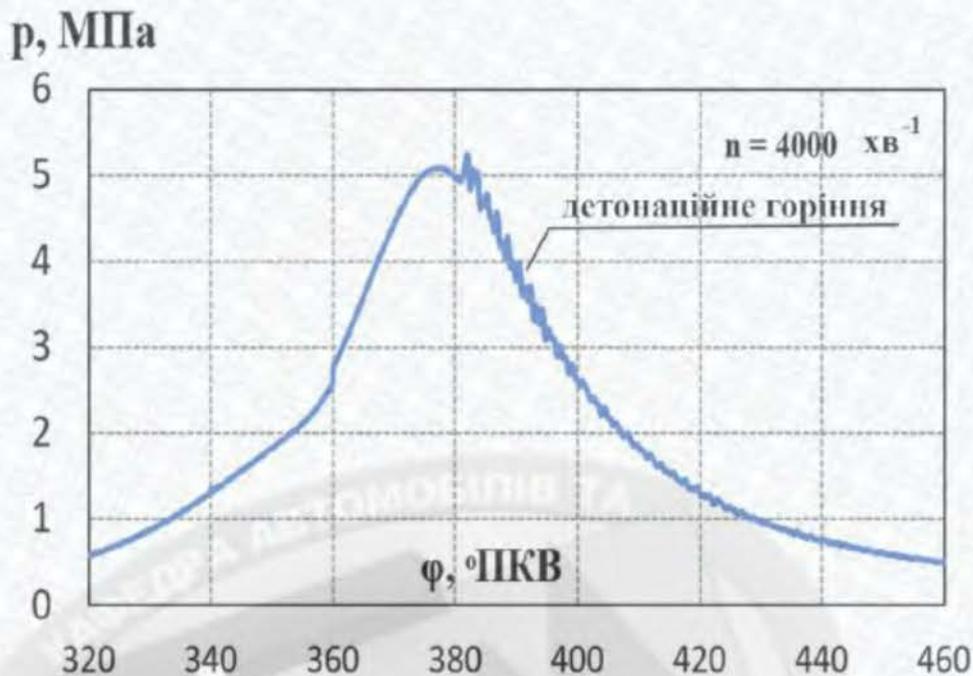


Рисунок 2.2 – Ділянка індикаторної діаграми, яка показує наявність детонації, двигун 4Ч 8,2/8,4, ОЧ = 92  $n = 4000 \text{ х}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varphi_{\text{КВЗ}} = 2^\circ \text{ ПКВ до ВМТ}$ )

Виходячи цього переведення двигуна з бензину на аміак, тобто переведення з більше низькогоантидетонаційного палива (бензин з ОЧ = 92) на більше висока антидетонаційне паливо (аміак з ОЧ = 130) є перспективним способом зниження ймовірності детонаційного згоряння в двигуни.

Під розпізнаванням детонації ми розумітимемо оцінку розрахунковим шляхом критичних умов у протіканні процесів у циліндрі двигуна, за яких відбувається зародження ударний хвилі.

На сьогоднішній день існує дві точки зору на природу виникнення детонації, що визначають два принципово різні підходи до рішення завдання розпізнавання детонації.

Особливість першого підходу полягає в припущенні тому, що швидкість поширення фронту полум'я за певних умов набуває сильного прискорення, в результаті якого і зароджується ударна хвиля.

При другому підході, вважається, що явище детонації виникає через самозаймання незгорілої порції заряду, що у свою чергу призводить до зародження і поширенню ударний хвилі. Саме цей підхід і був обраний як

відправна точка при створенні в моделі блоку розпізнавання детонації.

Для чисельного рішення даної завдання був взятий показник ( $y$ ), розрахунок якого здійснюється за формулою Дауда та Ейза [46], по суті, що представляє з себе інтеграл Лівенгуда:

$$y = \frac{1}{19,75} \cdot \left( \frac{ON}{100} \right)^{-3,4107} \cdot \int_0^{\tau} (10,2 \cdot p)^{1,7} \cdot e^{-3800/T} \cdot d\tau, \quad (2.5)$$

де  $ON$  – октанове число палива;

$\tau$  – поточний час з початку стиснення, с;

$p$ ,  $T$  – відповідно поточний тиск, (МПа) і температура (К) в циліндрі двигуна;

$e$  – основа натурального логарифму.

При такому способі розпізнавання детонації критичною умовою її виникнення вважається момент часу  $\tau$ , коли значення  $y$  стає рівним 1 і при наступному кроці розрахунку перевищує це значення. Цей момент відповідає стану, коли в незгорілій частині робочої суміші завершуються передполуменева підготовка, і вона стає готовою до самозаймання.

Аналіз роботи з формулою показав, що величина  $y$  у проміжку часу від початку стиску до моменту, коли температура циклу  $T = 600$  К, становить менше ніж 0,01, а при  $T = 700$  К – не перевищує 0,05. Тому доцільно починати розрахунок  $y$  не з початку стиску, а з того моменту, коли температура в циліндрі досягає приблизно 600 К.

Крім того, слід враховувати, що можливість виникнення детонації існує лише доти, доки в циліндрі присутня незгоріла суміш. Як зазначалося раніше, у програмі виконується розрахунок частки згорілого палива  $X$ . Очевидно, що умова  $y \geq 1$  має фізичний сенс лише до моменту повного згоряння палива, тобто до досягнення стану, коли  $X = 1$ .

Таким чином, критична умова виникнення детонації набуває такого вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} y = \frac{1}{19,75} \cdot \left( \frac{ON}{100} \right)^{-3,4107} \cdot \int_{\tau_{600}}^{\tau} (10,2 \cdot p)^{1,7} \cdot e^{-3800/T} \cdot d\tau \geq 1 \\ 0 \leq X \leq 1 \end{array} \right. , \quad (2.6)$$

де  $\tau_{600}$  – час, який минув з початку стиснення до моменту, коли значення  $T$  досягло 600 До, с.

Інтегрування відповідно до формули (2.6) виконується чисельним методом з кроком  $\Delta\tau$ :

$$\Delta\tau = \frac{\Delta S}{C_{II}}, \text{ с}, \quad (2.7)$$

де  $\Delta S$  – переміщення поршня за один крок розрахунку програми, м;

$C_{II}$  – середня швидкість поршня, м/с.

При цьому було прийнято припущення, що швидкість руху поршня є сталою та дорівнює його середній швидкості.

Поряд із можливістю визначати момент настання детонації, у програмі також реалізовано блок оцінки інтенсивності детонаційного процесу. Цей блок включає два показники:

1. Частка палива, що здетонувало ( $\Delta X$ ) – визначається як різниця між величиною  $X = 1$  (повне згоряння всього палива) та поточним значенням  $X$  у момент, коли виконується умова  $y = 1$ :

$$\Delta X = 1 - X(y = 1).$$

2. Стрибок тиску в момент виникнення детонації ( $\Delta p$ ) – визначається як різниця між тиском у момент, коли  $y = 1$ , та тиском на попередньому кроці розрахунку:

$$\Delta p = p_i(y = 1) - p_{i-1}, \text{ Па.}$$

Вибір саме цих показників обумовлений тим, що обидва вони дозволяють оцінити інтенсивність детонації, хоча мають різну фізичну природу. Показник  $\Delta X$  характеризує, яка частина палива перейшла до детонаційного згоряння, тоді як  $\Delta p$  відображає величину імпульсного зростання тиску внаслідок цього процесу. При цьому величина  $\Delta p$  залежить не лише від  $\Delta X$ , а й від поточного об'єму надпоршневого простору в момент виникнення детонації.

Таким чином, для коректної оцінки інтенсивності детонації доцільно одночасно розглядати обидва показники, оскільки вони доповнюють один одного та забезпечують більш повну характеристику детонаційного процесу.

## 2.5 Висновки до розділу 2

Для проведення порівняння показників роботи двигуна з іскровим запалюванням при його живленні бензином і паливами, не містять вуглець проведено розрахункові дослідження.

Під час математичного моделювання значну увагу приділено виявленню детонаційних явищ, які часто виникають при роботі двигуна на паливі з низьким октановим числом. Детонація може призвести до серйозних проблем у роботі двигуна, таких як перегрів його елементів, прогар прокладки головки блока циліндрів, зниження потужності, руйнування перемичок між поршневими кільцями тощо.

Процес тепловиділення в камері згоряння моделювався із застосуванням формули Вібе. Для кожного з досліджуваних палив було визначено значення показника  $m$ , який встановлювався шляхом узгодження експериментальних та розрахункових даних щодо максимального тиску циклу та максимальної швидкості наростання тиску.

Результати математичного моделювання робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням під час роботи на бензині та двох безвуглецевих видах палива (водень і аміак) були представлені у вигляді індикаторних діаграм тиску.



### РОЗДІЛ 3

## РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ПРИ РОБОТІ НА БЕЗВУГЛЕЦЕВОМУ ПАЛИВІ

### 3.1 Методика проведення розрахункового дослідження та результати моделювання робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням

На цьому етапі розрахункових досліджень як об'єкт був обраний двигун 4Ч 7,6/7. Метою дослідження є оцінка впливу переходу на безвуглецеве паливо (аміак) на показники робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням.

Склад паливно-повітряної суміші в цьому дослідженні приймався стехіометричним:  $\alpha = 1$ .

Така величина коефіцієнта надлишку повітря є необхідною для ефективної роботи трикомпонентного нейтралізатора при живленні двигуна бензином [47].

На рис. 3.1 подано порівняння швидкостей тепловиділення ( $dQ/d\varphi$ ), а на рис. 3.2 і 3.3 – розраховані індикаторні діаграми тиску.

Режимні параметри:  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ; повністю відкрита дросельна заслінка; кут початку тепловиділення –  $15^\circ$  ПКВ до ВМТ [48].

Як видно з наведених графіків, при переході на аміак максимальне значення швидкості тепловиділення  $(dQ/d\varphi)_{\max}$  зростає на 1,6 % (рис. 3.1).

Значення максимального тиску циклу  $p_z$ , досяжні при роботі на бензині та аміаку, практично однакові (рис. 3.2) [7].

Незважаючи на це, робота двигуна на аміаку характеризується значно більшою годинною витратою палива  $G_t$  (табл. 3.1), яка у 2,6 рази перевищує відповідний показник для бензину.

Такі відмінності у витраті палива  $G_t$  є очікуваними з огляду на величини  $H_u/l_0$  для кожного з досліджуваних палив (табл. 3.1) [49]. Підвищена годинна витрата аміаку пояснюється його малою питомою енергоємністю та нижчою теплотою згоряння порівняно з бензином.

Унаслідок цього двигуни, що працюють на аміаку, повинні бути оснащені

значно більшими паливними баками, щоб забезпечити можливість подолання тієї самої відстані, що й двигуни, які працюють на бензині.

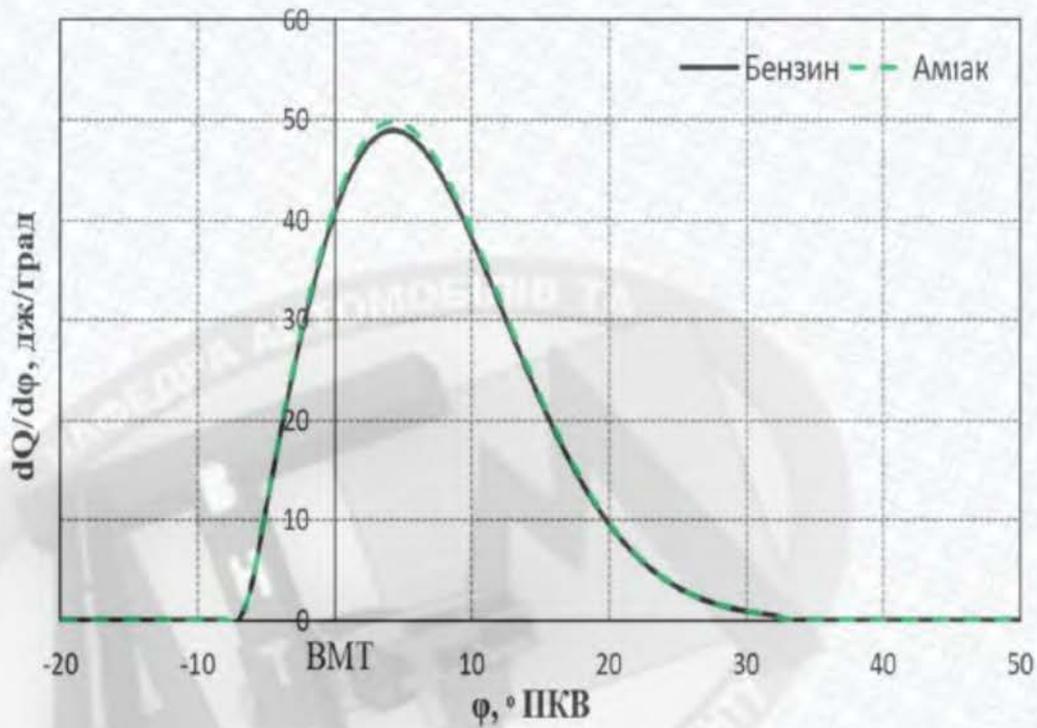


Рисунок 3.1 – Швидкість тепловиділення  $dQ/d\phi$  при згорянні на різних видах палива: Двигун 4Ч 7,6/7;  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$

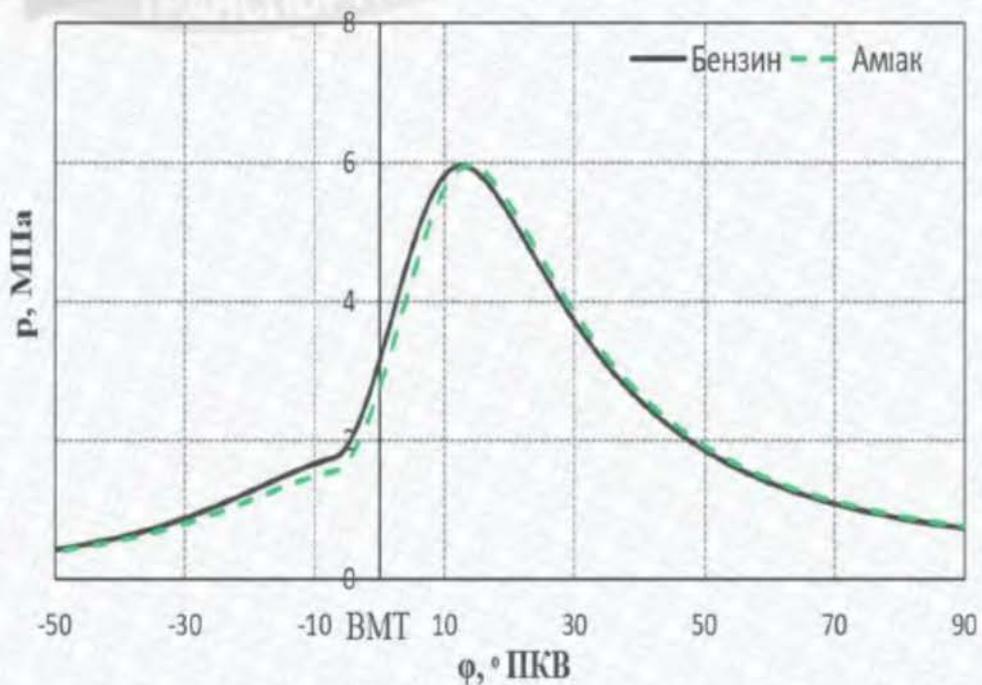


Рисунок 3.2 – Індикаторні діаграми при роботі на різних видах палива: двигун 4Ч 7,6/7;  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$

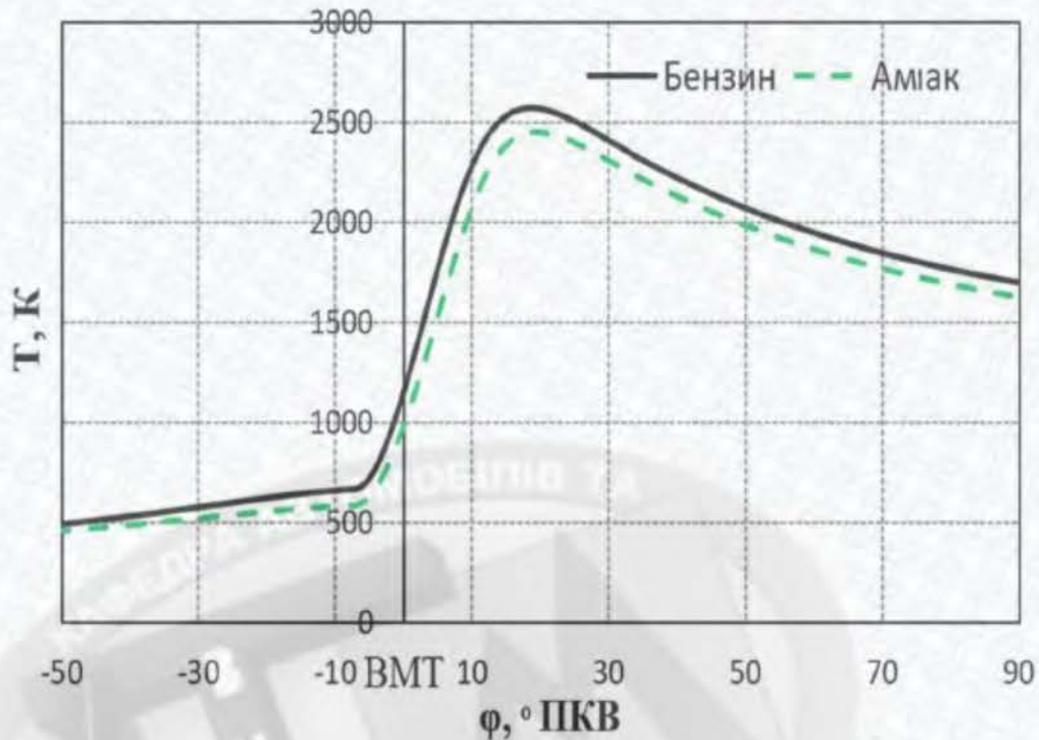


Рисунок 3.3 – Індикаторні діаграми при роботі на різних видах палива:

$$4\text{Ч}7,6/7; n = 2000 \text{ хв}^{-1}; \alpha = 1$$

Таблиця 3.1 – Годинна витрата  $G_m$  при роботі двигуна на різних видах палива: двигун 4Ч7,6/7;  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$  [7, 43]

Вид палива	Питома витрата $G_T$ , кг/год
Бензин	5,17
Аміак	13,37

Окрім режиму  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ , за аналогічних умов були виконані розрахунки і для інших режимів зовнішньої швидкісної характеристики двигуна [49].

Зовнішні швидкісні характеристики (ЗШХ) двигуна з іскровим запалюванням при роботі на бензині та аміаку наведені на рис. 3.4–3.7.

Під час аналізу роботи двигуна з іскровим запаленням, що функціонує на аміаку, необхідно враховувати особливості фізико-хімічних властивостей його згоряння та їхній вплив на робочий процес двигуна.

У зв'язку з цим потрібно виконати серію розрахунків робочого процесу двигуна для різних частот обертання колінчастого вала та визначити оптимальний кут випередження запалювання для кожного режиму роботи.

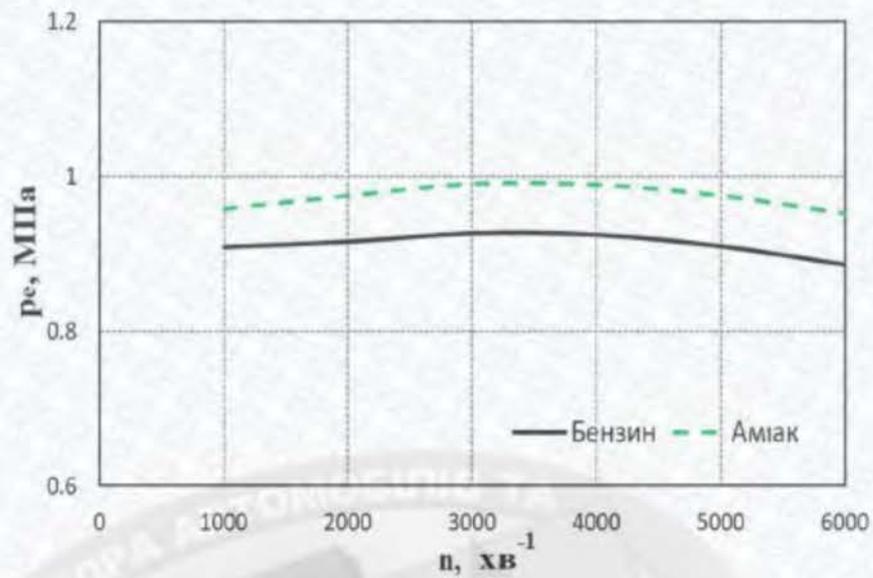


Рисунок 3.4 – Зміна середнього ефективного тиску  $p_e$  по зовнішній швидкісній характеристиці двигуна 4Ч 7,6/7 при роботі на різних видах палива:  $\alpha = 1$

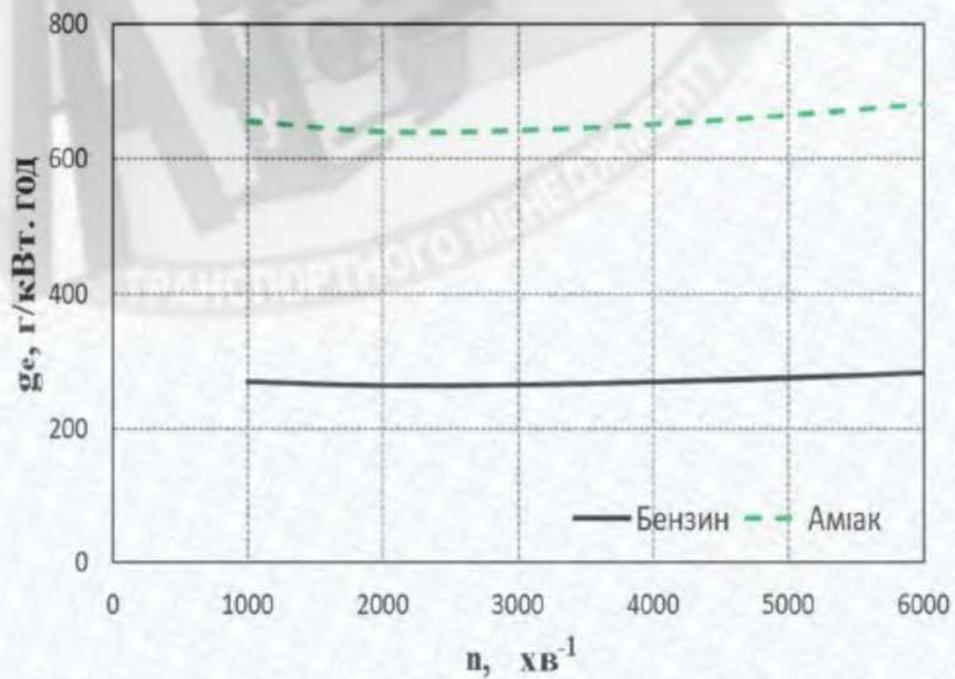


Рисунок 3.5 – Зміна питомої ефективної витрати палива  $g_e$  по зовнішній швидкісній характеристиці двигуна 4Ч 7,6/7 при роботі на різних видах палива:  $\alpha = 1$

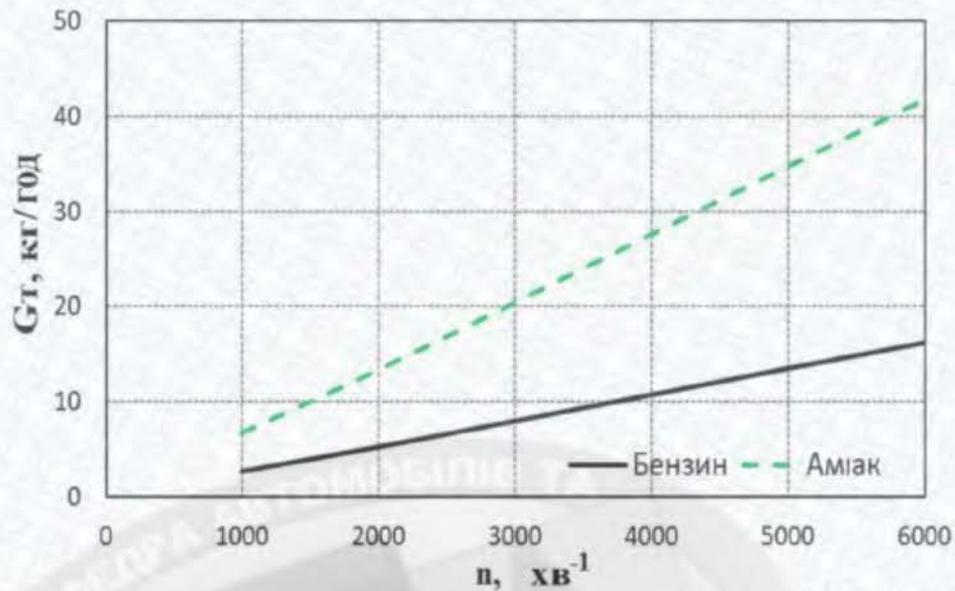


Рисунок 3.6 – Зміна годинної витрати палива  $G_T$  по зовнішній швидкісній характеристиці двигун 4Ч 7,6/7 при роботі на різних видах палива:  $\alpha = 1$

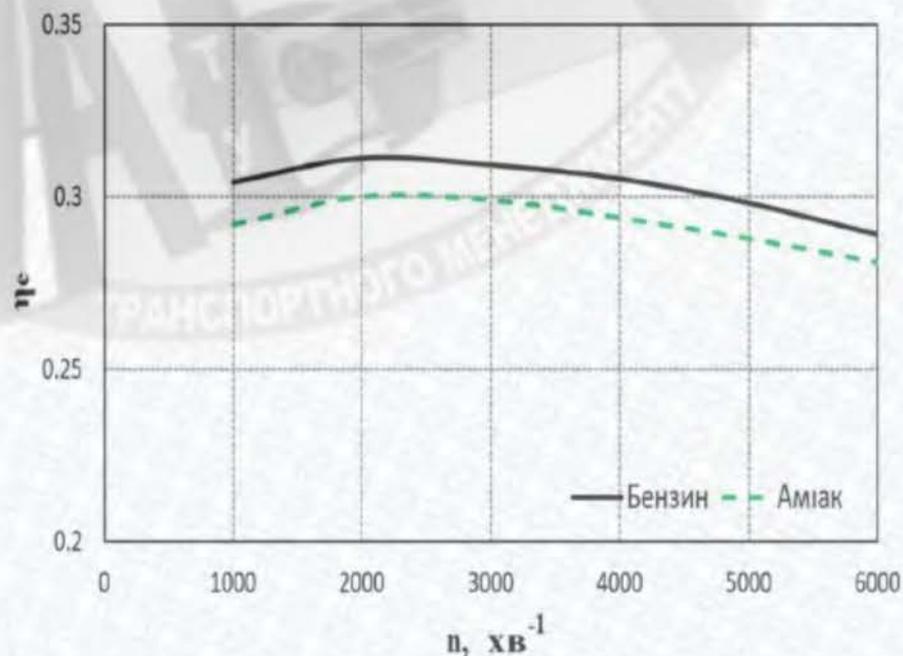


Рисунок 3.7 - Зміна ефективного ККД  $\eta_e$  по зовнішній швидкісній характеристиці двигун 4Ч7,6/7 при роботі на різних видах палива:  $\alpha = 1$

Застосування безвуглецевих палив за умови підтримання  $\alpha = 1$  забезпечує збільшення середнього ефективного тиску  $p_e$ . Так, у режимі максимального крутного моменту ( $n = 3400 \text{ хв}^{-1}$ ) робота на аміаку забезпечила приріст  $p_e$  на 11% порівняно з роботою на бензині (рис. 3.4).

Найбільш суттєвою відмінністю є збільшення питомої ефективної витрати палива  $g_e$ . У режимі  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$  вона виявилася у 2,4 раза більшою, ніж під час роботи на бензині (рис. 3.5) [47]. Годинна витрата палива також має тенденцію до зростання приблизно у 2 рази при переході з бензину на аміак (рис. 3.6).

Ефективний ККД при роботі на аміаку демонструє зниження приблизно на 3,5% (рис. 3.7) [47].

Отримані результати дозволяють рекомендувати застосування аміаку в ДВЗ, що працює у складі комбінованої енергетичної установки. Такий підхід дає змогу уникнути значного збільшення об'ємів паливних баків за умови збереження запасу ходу транспортного засобу, його динамічних і потужнісних характеристик.

### 3.2 Аналіз впливу використання аміаку в якості палива на роботу двигуна з іскровим запалюванням

Виконано аналіз впливу використання аміаку на основні показники двигуна із іскровим запалюванням. Як об'єкт дослідження був обраний двигун марки ВАЗ 2108, основні параметри якого представлені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 - Основні параметри досліджуваного двигун

Модель	Параметри двигуна
Робочий обсяг, $\text{см}^3$	1289
Діаметр циліндра, мм	76
Хід поршня, мм	71
Ступінь стиснення	9,9
Кільк. циліндрів	4
Кільк. клапанів на кожен цил.	2
Максимальна потужність, к.с.	64,6
Максимальний крутний момент, Нм	94,8

### Зовнішня швидкісна характеристика двигуна з іскровим запалюванням при роботі на аміаку

Як об'єкт дослідження обрано двигун 4Ч 7,6/7 зі ступенем стиснення  $\varepsilon = 9,9$ . Номінальна потужність двигуна становить 60 кВт і досягається за частоти обертання  $n = 5000 \text{ хв}^{-1}$ . Максимальний крутний момент дорівнює  $100 \text{ Н}\cdot\text{м}$  при  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ . Паливо у вигляді газів ( $\text{NH}_3$  та  $\text{H}_2$ ) подавалося у впускний трубопровід.

У роботі розглядається зовнішня швидкісна характеристика (ЗШХ) двигуна 4Ч 7,6/7 під час роботи на різних видах палива. Для побудови ЗШХ дросельну заслінку фіксували у повністю відкритому положенні ( $\text{ДЗ} = 100\%$ ). На кожній встановленій частоті обертання колінчастого вала визначався оптимальний кут випередження запалювання (КВЗ) – такий, за якого двигун забезпечує максимальну потужність і мінімальну питому витрату палива.

Проведено аналіз зміни оптимального кута випередження запалювання на різних режимах роботи двигуна. Окремо проаналізовано оптимальні значення КВЗ для частоти обертання  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ , що наведено на рис. 3.8–3.10.

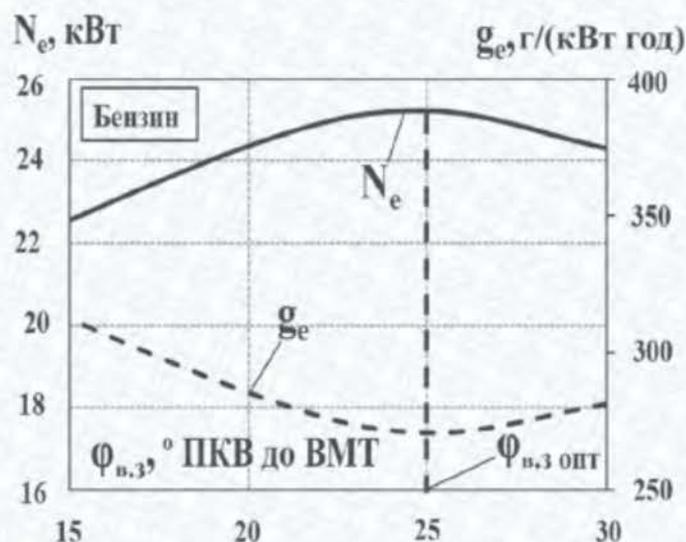


Рисунок 3.8 - Регульовальна характеристика Двигун 4Ч 7,6/7 по КВЗ при роботі на бензині ( $\text{ДЗ} = 100\%$ ;  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

Кут випередження запалювання (КВЗ) для різних видів палива суттєво відрізняється через різну швидкість ламінарного горіння відповідних паливо-повітряних сумішей. За даними рис. 3.8–3.10 встановлено, що оптимальні значення КВЗ становлять:  $\varphi_{\text{вз опт}} = 70^\circ, 20^\circ$  і  $25,5^\circ$  ПКВ до ВМТ для аміаку, водню та бензину відповідно.

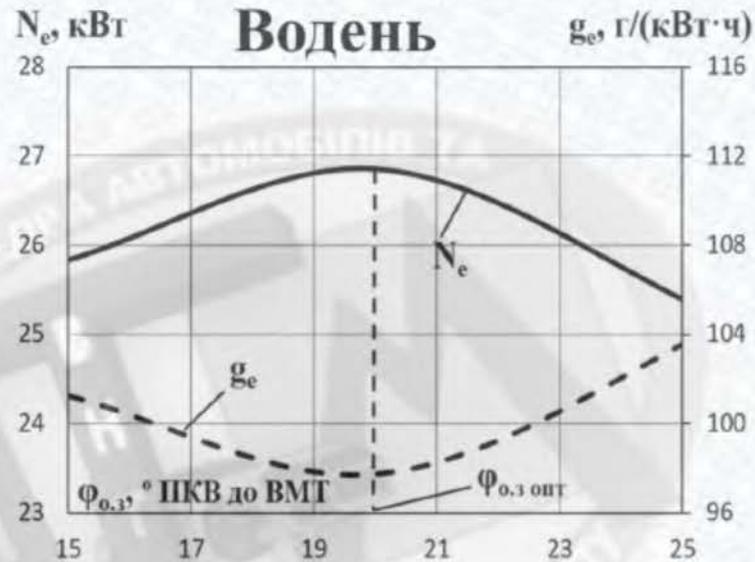


Рисунок 3.9 - Регульовальна характеристика двигуна 4Ч 7,6/7 по КВЗ при роботі на водні ( $D_3 = 100\%$ ;  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

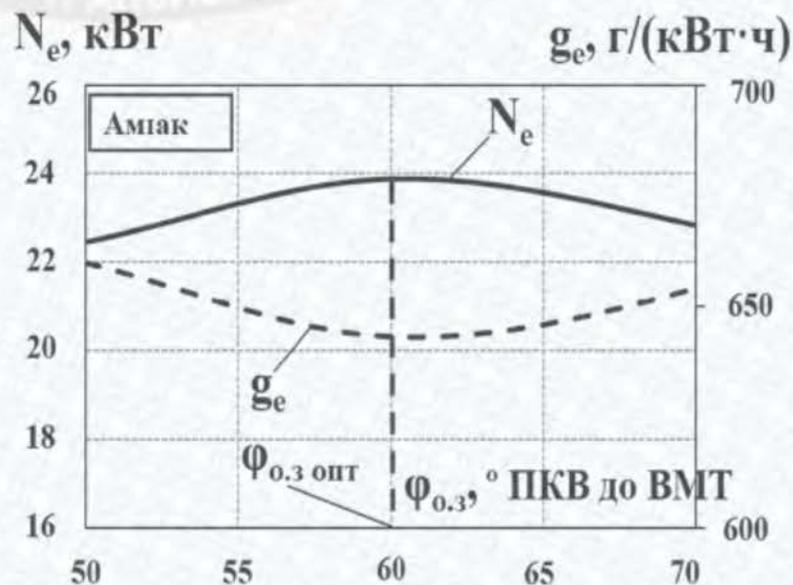


Рисунок 3.10 - Регульовальна характеристика двигуна 4Ч 7,6/7 по КВЗ при роботі на аміаку ( $D_3 = 100\%$ ;  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

Аміак характеризується високою температурою самозаймання та низькою швидкістю ламінарного горіння порівняно з воднем. Тому для забезпечення повноцінного та ефективного згорання аміачно-повітряної суміші необхідно значно раніше подавати іскру – тобто встановлювати більший кут випередження запалювання.

Зовнішні швидкісні характеристики двигуна 4Ч 7,6/7 при роботі на аміаку та бензині наведено на рис. 3.11 і 3.12.

Показано, що під час переходу з бензину на аміак максимальний крутний момент  $M_{\max}$  знижується на 15,8 %, а максимальна ефективна потужність  $N_{\max}$  – на 11,3 %. Питома витрата аміаку при цьому майже у 2,5 раза вища, ніж у бензину. Це пояснюється меншою енергетичною щільністю та нижчою теплоотою згорання аміачно-повітряної суміші.

На рис. 3.13 показано рівень утворення  $NO_x$  за зовнішньою швидкісною характеристикою. Встановлено, що збільшення сумарних викидів оксидів азоту під час роботи на аміаку пов'язане з вищою максимальною температурою циклу. Водночас частка детонуючого палива для бензину суттєво більша, ніж для аміаку, що зумовлено значно вищим октановим числом аміаку.

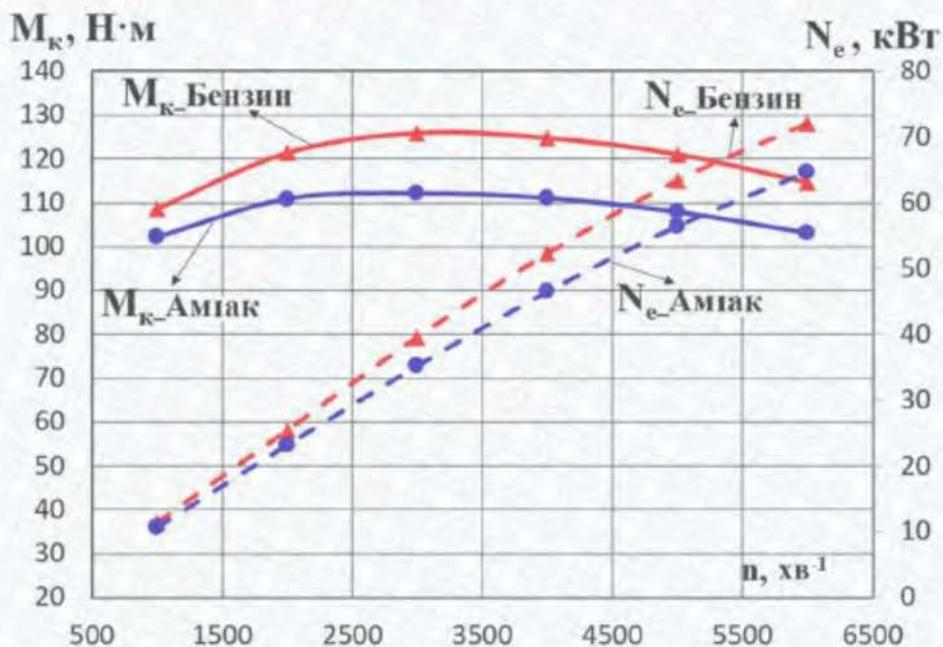


Рисунок 3.11 - ЗШХ двигуна 4Ч 7,6/7 при роботі на аміаку

і бензині ( $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ ;  $\varphi_{в.з} \approx \varphi_{в.з.опт}$ )

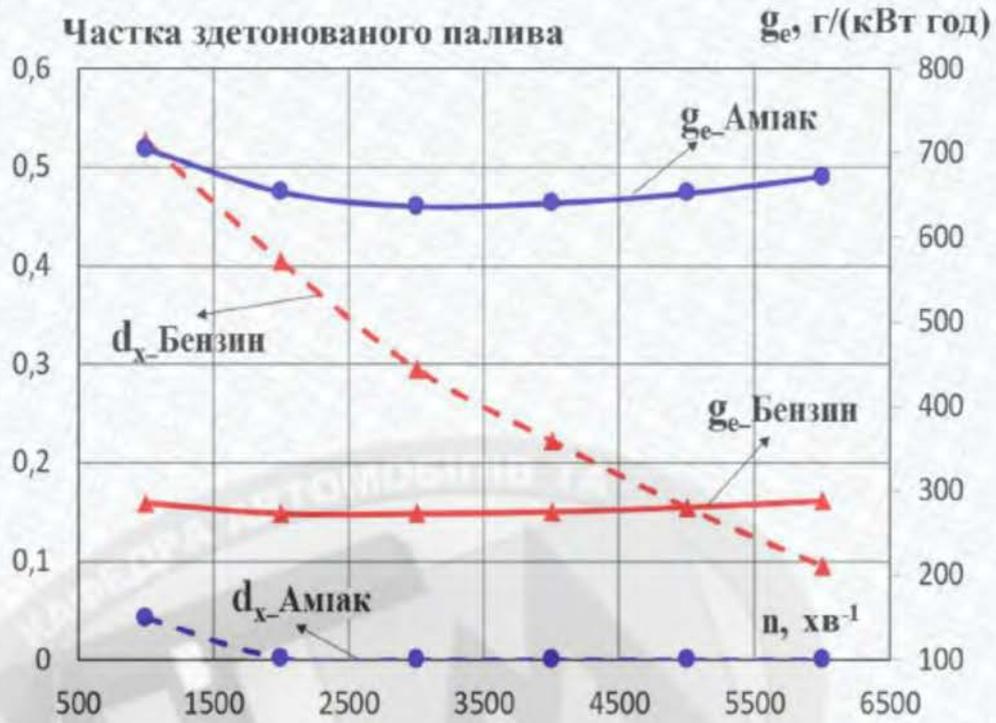


Рисунок 3.12 - ЗШХ двигуна 4Ч 7,6/7 при роботі на аміаку і бензині ( $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ ;  $\varphi_{\text{в.з}} \approx \varphi_{\text{0.3 опт}}$ )

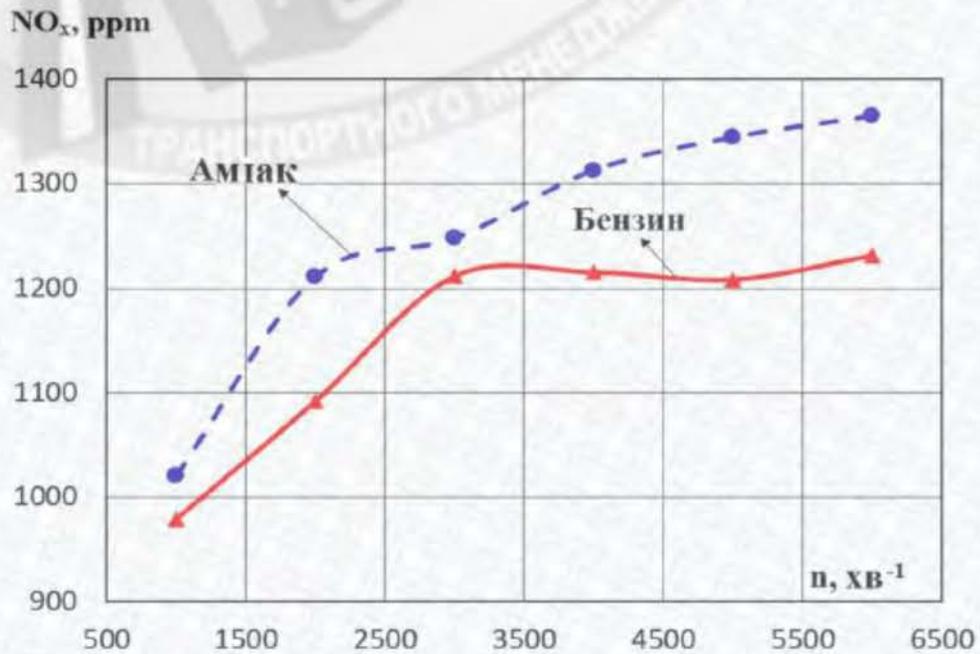


Рисунок 3.13 - Зміна токсичності двигуна 4Ч 7,6/7 по ЗШХ при роботі на аміаку і бензині ( $\alpha = 1,0$ ;  $\varepsilon = 9,9$ ;  $\varphi_{\text{0.3}} \approx \varphi_{\text{0.3 опт}}$ )

### Вплив коефіцієнта надлишку повітря на показники робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням

На рис. 3.14 представлена регулювальна характеристика за коефіцієнтом надлишку повітря при частоті обертання  $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$  і повністю відкритій дросельній заслінці ( $DЗ = 100\%$ ). У цьому режимі найпотужніший склад паливоповітряної суміші, тобто той склад, за якого двигун розвиває максимальну потужність  $N_{e\max}$ , становить  $\alpha_m = 0,998$ . Мінімальна питома витрата палива  $g_{e\min}$  досягається при складі суміші  $\alpha_{ek} = 1,03$ .

Частка детонуючого згоряння у Двигуна 7,6/7 при роботі на аміаку наведена на рис. 3.15. Встановлено, що коефіцієнт надлишку повітря практично не впливає на ймовірність виникнення детонаційного згоряння в даному двигуні. При роботі на аміаку детонаційні процеси не спостерігаються в усьому дослідженому діапазоні коефіцієнта надлишку повітря ( $dx = 0$ ). Це пояснюється високим октановим числом аміаку, що забезпечує високу детонаційну стійкість паливоповітряної суміші.

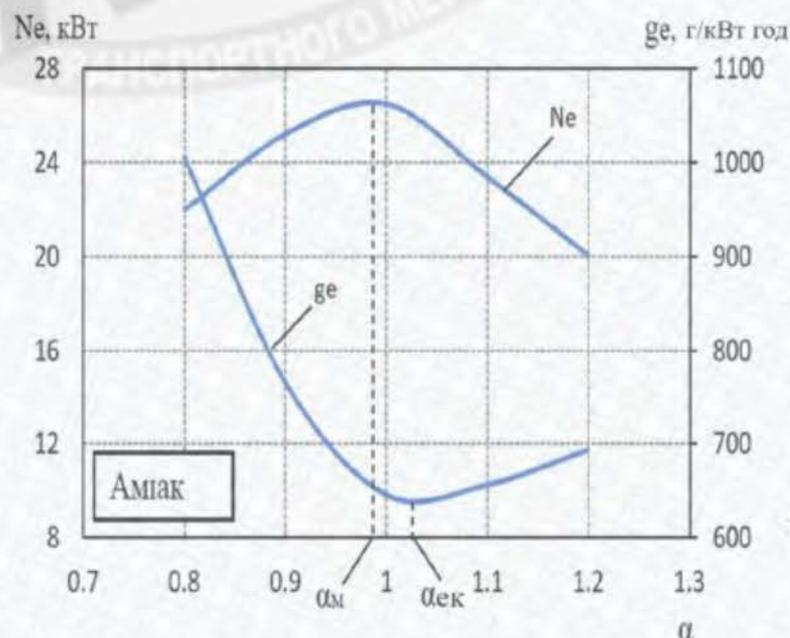


Рисунок 3.14 - Вплив коефіцієнта надлишку повітря на потужність і витрату палива ( $DЗ = 100\%$ ;  $\eta_v = \text{const}$ ;  $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$ )

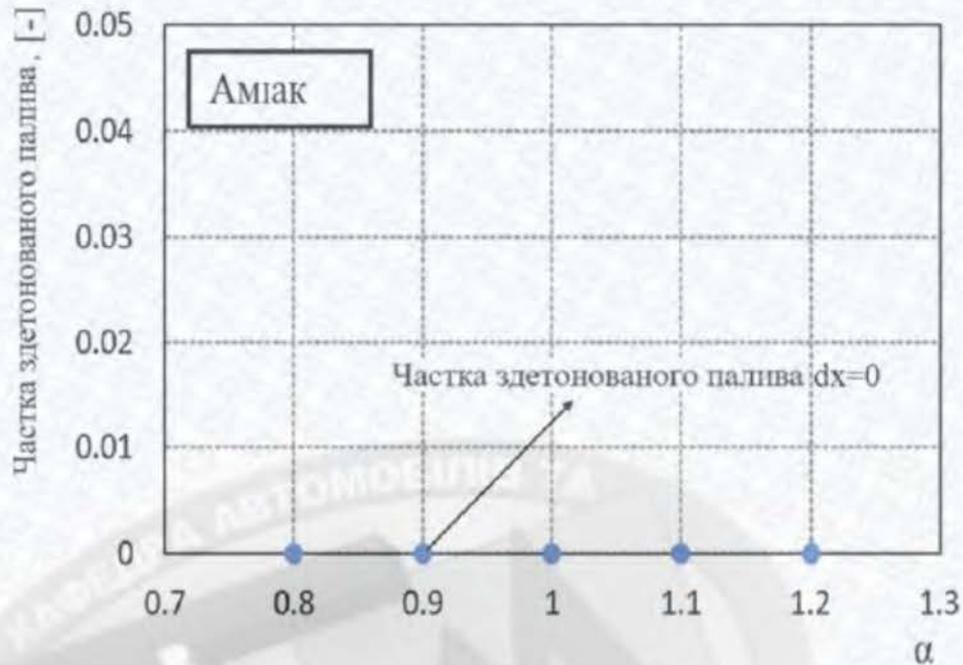


Рисунок 3.15 - Вплив коефіцієнта надлишку повітря на частку детонуючого палива ( $D_3 = 100\%$ ;  $\eta_v = \text{const}$ ;  $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$ )

### Вплив ступеня стиснення на показники робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням

Високі антидетонаційні властивості аміаку дають змогу покращити потужнісні та економічні показники двигуна шляхом підвищення ступеня стиснення. Було виконано аналіз впливу ступеня стиснення на основні показники двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою. Результати аналізу при зміні ступеня стиснення з 9,9 до 12,5 наведено на рис. 3.16...3.20.

Підвищення ступеня стиснення призводить до збільшення потужнісних характеристик двигуна – ефективної потужності  $N_e$  та ефективного крутного моменту  $M_e$ , тоді як питома ефективна витрата палива  $g_e$  зменшується. Максимальні зміни становлять: приріст  $M_e$  на 3,3%,  $N_e$  на 6,1%, а  $g_e$  знижується на 6,5%.

Разом з тим, збільшення ступеня стиснення з 9,9 до 12,5 спричиняє підвищення кількості оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) у відпрацьованих газах – максимально на 3,8% (рис. 3.20). Також зростає частка детонуючого згоряння, оскільки із

підвищенням ступеня стиснення збільшується кінцева температура стиснення та температура згоряння (рис. 3.16).

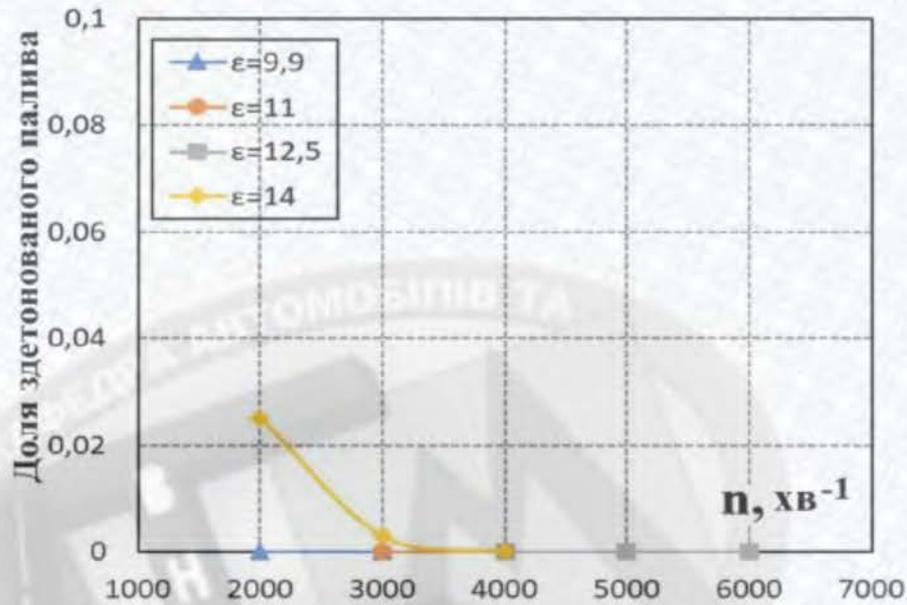


Рисунок 3.16 - Вплив ступеня стиснення на частку детонуючого палива в двигуні 4Ч7,6/7 по ЗШХ при роботі на аміаку ( $\alpha = 1$ ;  $\varphi_{\text{в.з}} \approx \varphi_{\text{о.з опт}}$ )

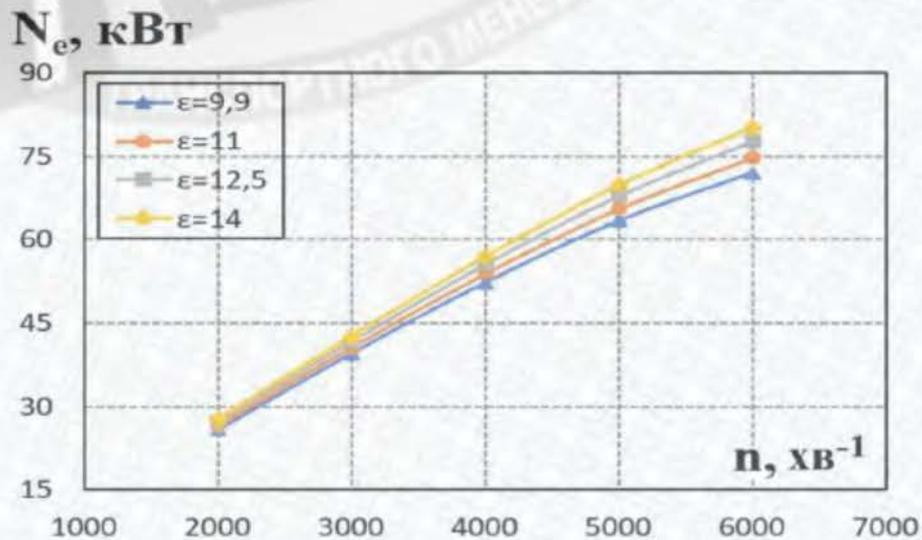


Рисунок 3.17 - Вплив ступеня стиснення на ефективну потужність двигуна 4Ч7,6/7 по ЗШХ при роботі на аміаку ( $\alpha = 1$ ;  $\varphi_{\text{о.з}} \approx \varphi_{\text{в.з опт}}$ )

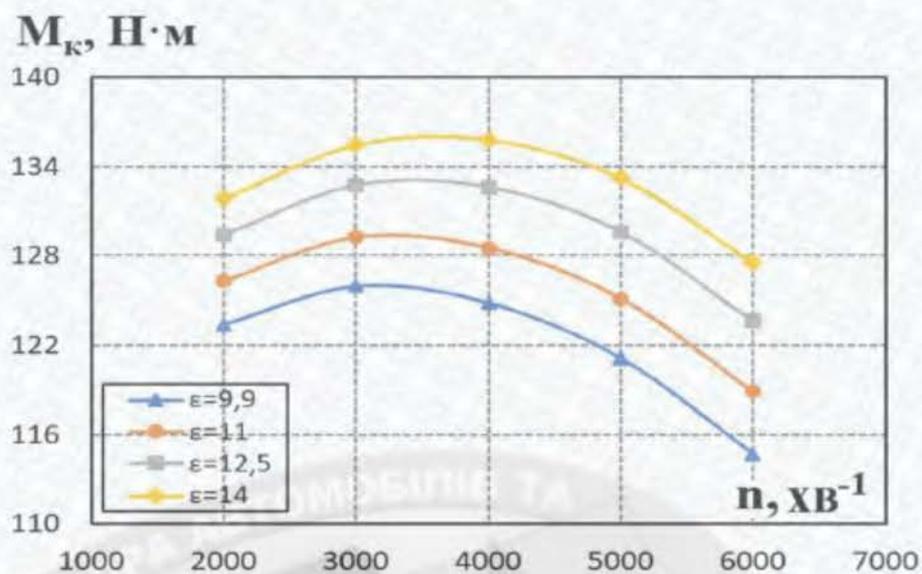


Рисунок 3.18 - Вплив ступеня стиснення на ефективний крутний момент двигуна 4Ч 7,6/7 по ЗШХ при роботі на аміаку ( $\alpha = 1$ ;  $\varphi_{0.3} \approx \varphi_{в.з.опт}$ )

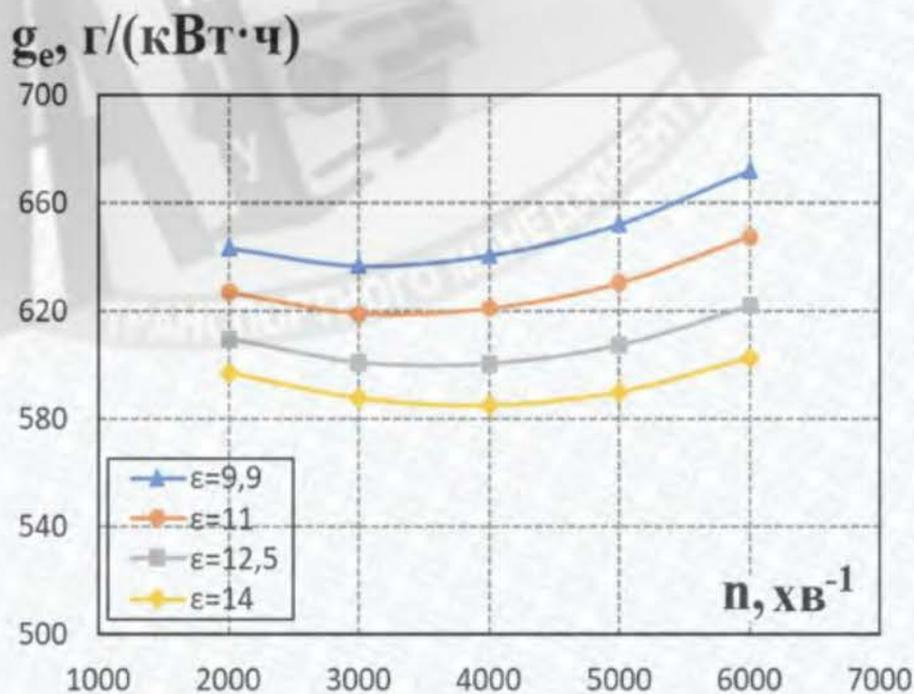


Рисунок 3.19 - Вплив ступеня стиснення на питому ефективну витрату палива двигуна 4Ч 7,6/7 по ЗШХ при роботі на аміаку ( $\alpha = 1$ ;  $\varphi_{0.3} \approx \varphi_{в.з.опт}$ )

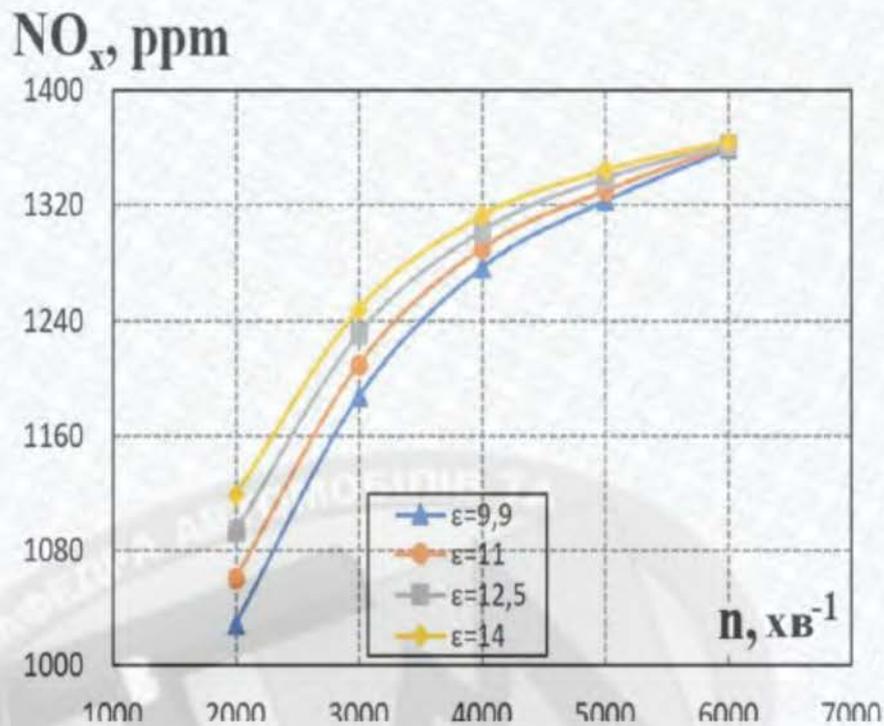


Рисунок 3.20 - Вплив ступеня стиснення на токсичність ( $\text{NO}_x$ ) по ЗШХ при роботі на аміаку ( $\alpha = 1$ ;  $\varphi_{0.3} \approx \varphi_{0.3 \text{ опт}}$ )

### **Вплив ступеня наддуву на показники робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при роботі по циклах Міллера і Аткинсона**

Застосування циклів Міллера та Аткинсона (циклів із укороченою фазою впуску або укороченим процесом стиску) дозволяє зменшити кінцеву температуру паливоповітряної суміші наприкінці такту стиснення, а разом із нею – і схильність суміші до детонації. Зниження температури зменшує швидкість розвитку детонаційних осередків, що особливо важливо при роботі детонаційно чутливих палив.

Подальший аналіз присвячено впливу тиску наддуву на основні показники двигуна, що працює на аміаку та бензині за циклом Міллера. Результати оцінки роботи двигунів 4Ч 7,6/7 та 4ЧН 7,6/7 за зовнішньою швидкісною характеристикою (ЗШХ) при використанні бензину та аміаку наведені на рис. 3.21...3.25.

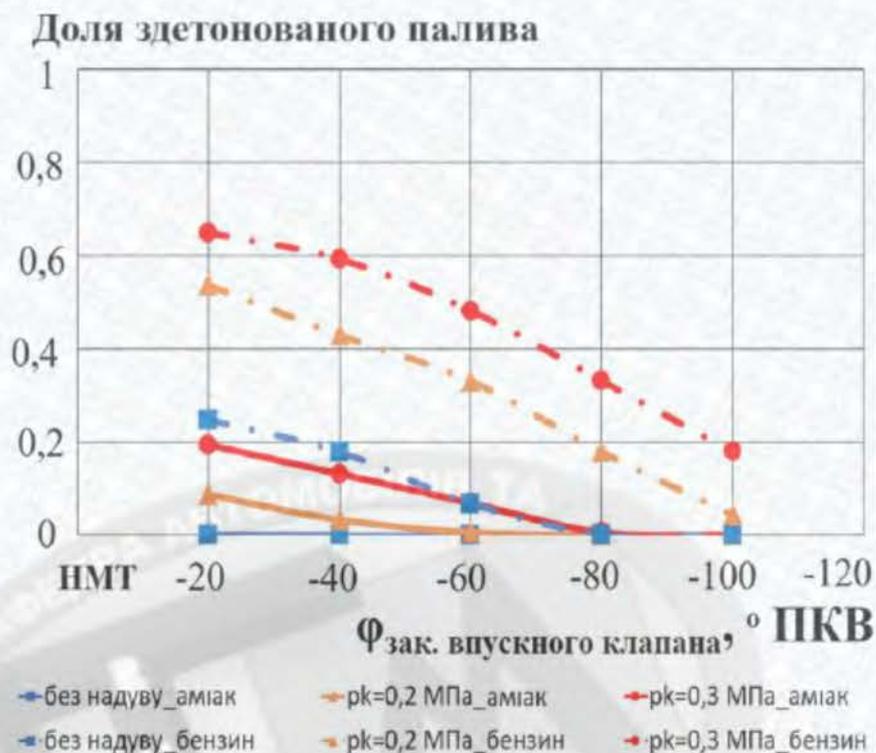


Рисунок 3.21 - Вплив тиску наддува на частку детонуючого палива при роботі по циклу Міллера ( $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

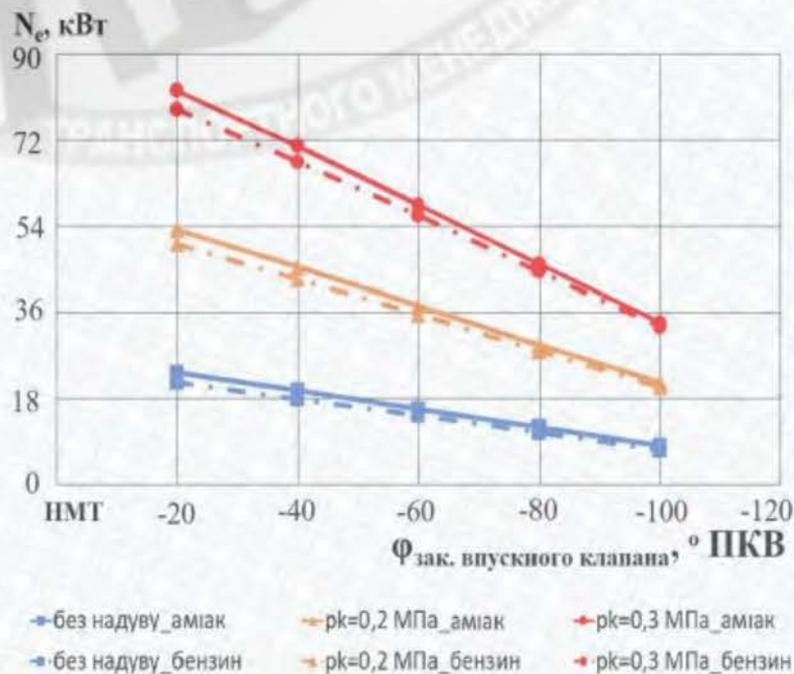


Рисунок 3.22 - Вплив тиску наддува на ефективну потужність при роботі по циклу Міллера ( $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

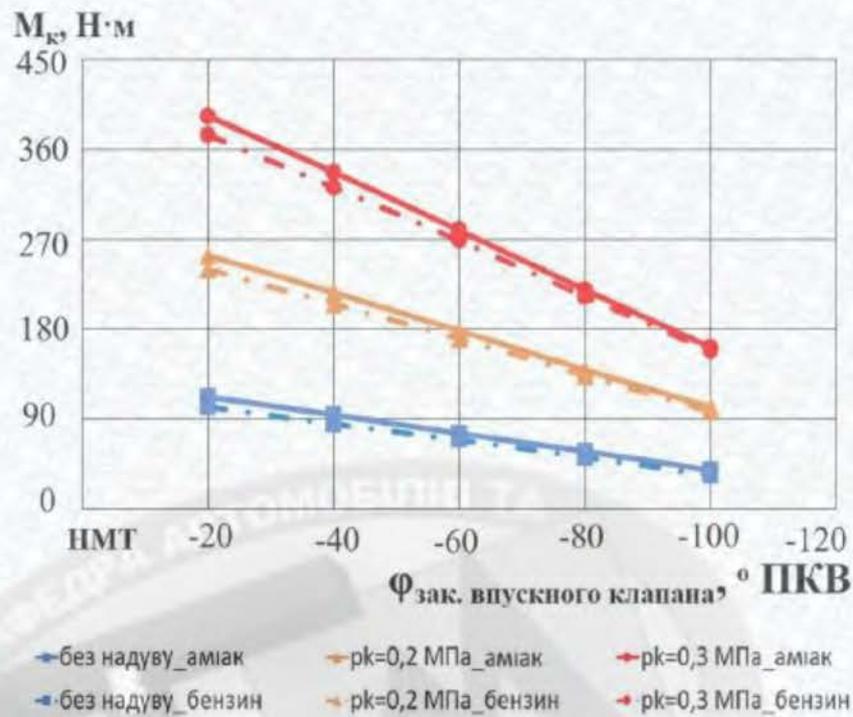


Рисунок 3.23 - Вплив тиску наддува на ефективний крутний момент при роботі по циклу Міллера ( $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

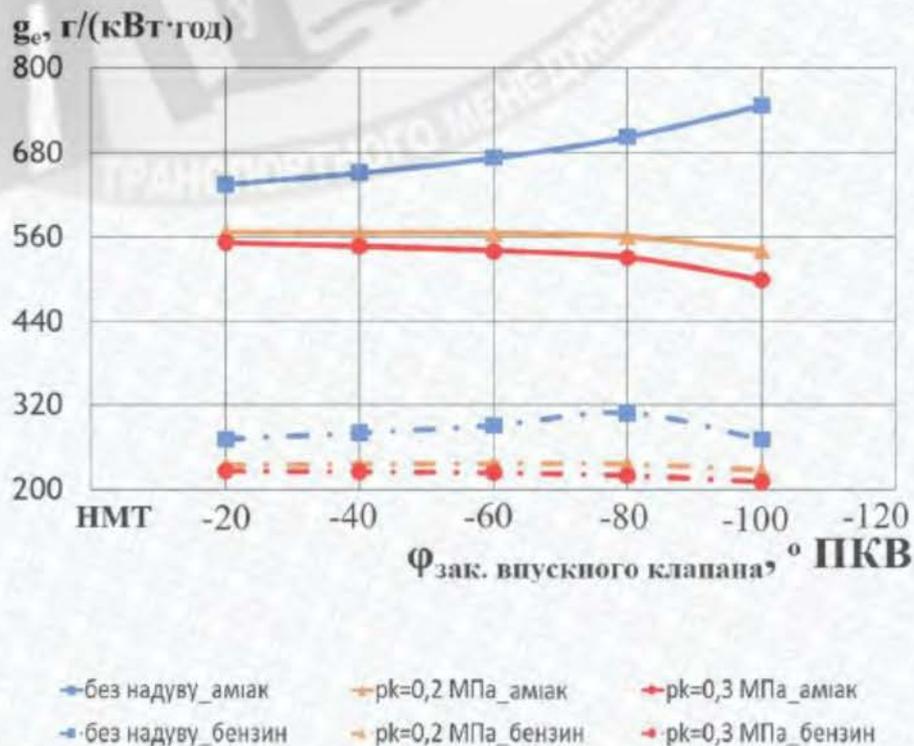


Рисунок 3.24 - Вплив тиску наддува на питому ефективну витрату палива при роботі по циклу Міллера ( $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

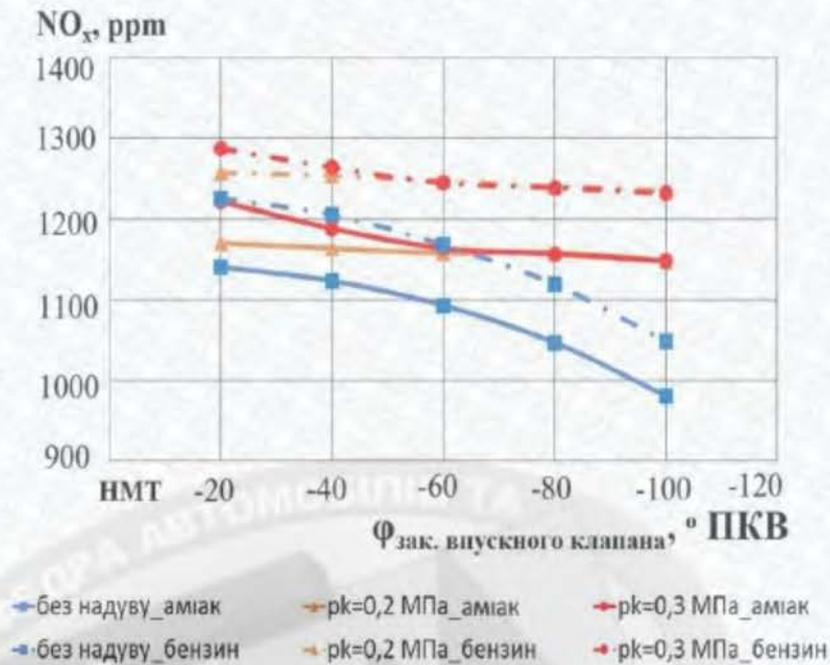


Рисунок 3.25 - Вплив тиску наддуву на токсичність по ЗШХ при роботі по циклу Міллера ( $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

Суть використання циклу Міллера з раннім закриттям впускного клапана перед НМТ полягає у зниженні максимальної температури згоряння робочого циклу, що призводить до зменшення кількості оксидів азоту у відпрацьованих газах. Застосування циклу Міллера також підвищує ефективність та економічність двигуна завдяки зниженню фактичного ступеня стиснення відносно ступеня розширення.

Встановлено, що підвищення тиску наддуву ( $p_k$  від 0,1 до 0,3 МПа) приводить до збільшення потужнісних показників ( $M_e$ ,  $N_e$ ). При цьому  $M_e$  та  $N_e$  аміачного двигуна зросли максимально на 4,8% та 4,9% відповідно порівняно з бензиновим варіантом (при  $\phi_{x.вп} = 20^\circ$  ПКВ до ВМТ та  $p_k = 0,3$  МПа) (рис. 3.22 і 3.23). Також спостерігається зменшення питомої ефективної витрати палива  $g_e$  як для аміачного, так і для бензинового палива. Однак витрата аміаку все одно залишається приблизно у 2,5 раза вищою, ніж бензину (рис. 3.24).

Підвищення кута закриття впускного клапана сприяє зниженню як максимальної температури згоряння паливоповітряної суміші, так і кількості  $NO_x$  у відпрацьованих газах (рис. 3.25). Водночас підвищення тиску наддуву, навпаки, спричиняє збільшення утворення  $NO_x$ . При  $\phi_{x.вп} = 80^\circ$  ПКВ до НМТ та

вище частка детонуючого палива  $d_x$  у режимі роботи на аміаку значно зменшується, тоді як на бензині вона залишається вищою (рис. 3.21).

Далі розглянуто зміну основних показників двигунів 4Ч 7,6/7 та 4ЧН 7,6/7 при переході з циклу Міллера на цикл Аткинсона (рис. 3.26...3.30).

Отримані результати свідчать, що цикл Міллера забезпечує більш ефективно зниження схильності двигуна до детонаційного згоряння палива, ніж цикл Аткинсона. Так, при зміні кута закриття впускного клапана від  $20^\circ$  до  $100^\circ$  у циклі Міллера рівень детонації різко зменшується з 0,3 до 0, тоді як у циклі Аткинсона – лише з 0,35 до 0,2 (рис. 3.26).

У циклі Міллера потужнісні показники ( $M_e$ ,  $N_e$ ) значно знижуються зі збільшенням кута випередження закриття впускного клапана ( $\varphi_{x,вп}$ ) і є нижчими, ніж у циклі Аткинсона. Це зумовлено меншою кількістю свіжого заряду, що надходить у циліндр під час процесу впуску (рис. 3.27 і 3.28).

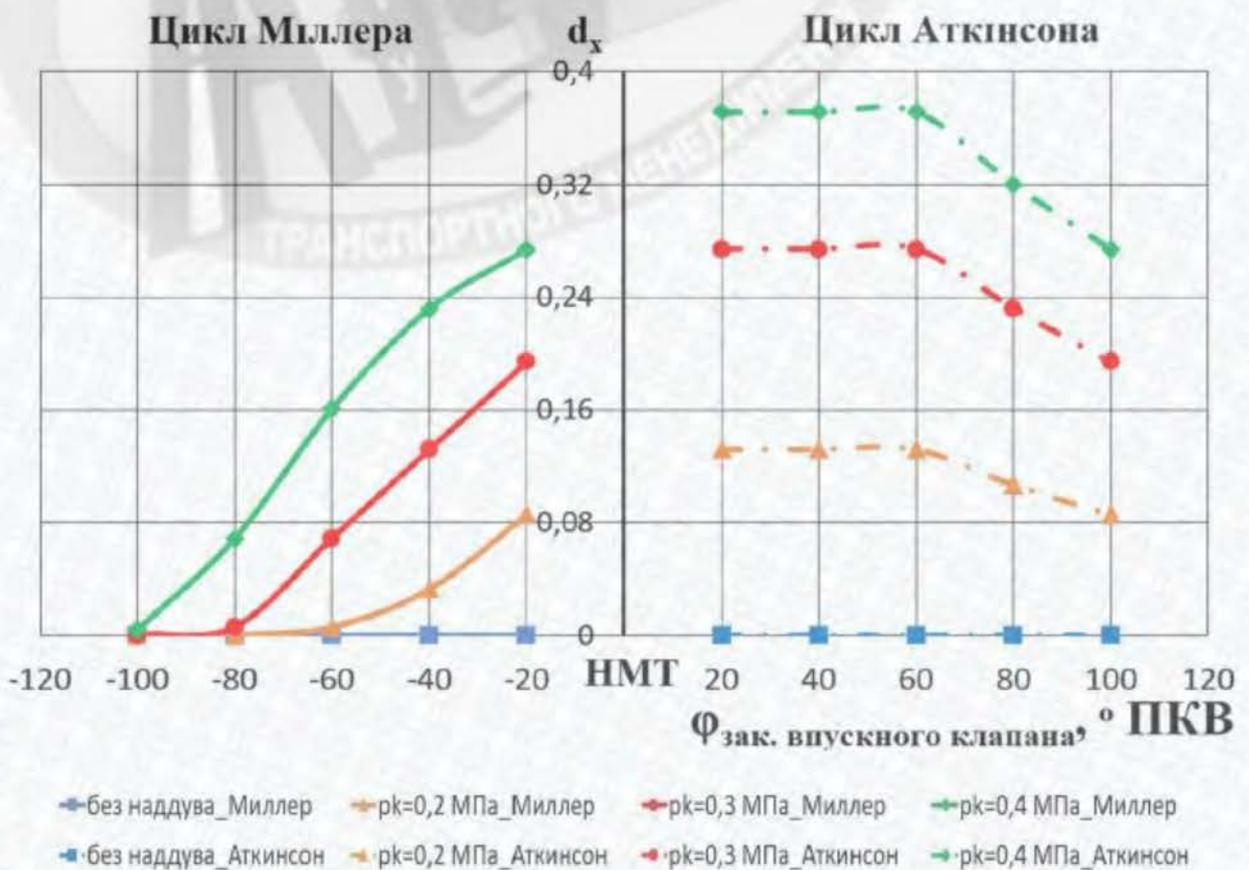


Рисунок 3.26 - Вплив тиску наддуву на частку детонуючого палива при роботі на аміаку по циклах Міллер і Аткинсона ( $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

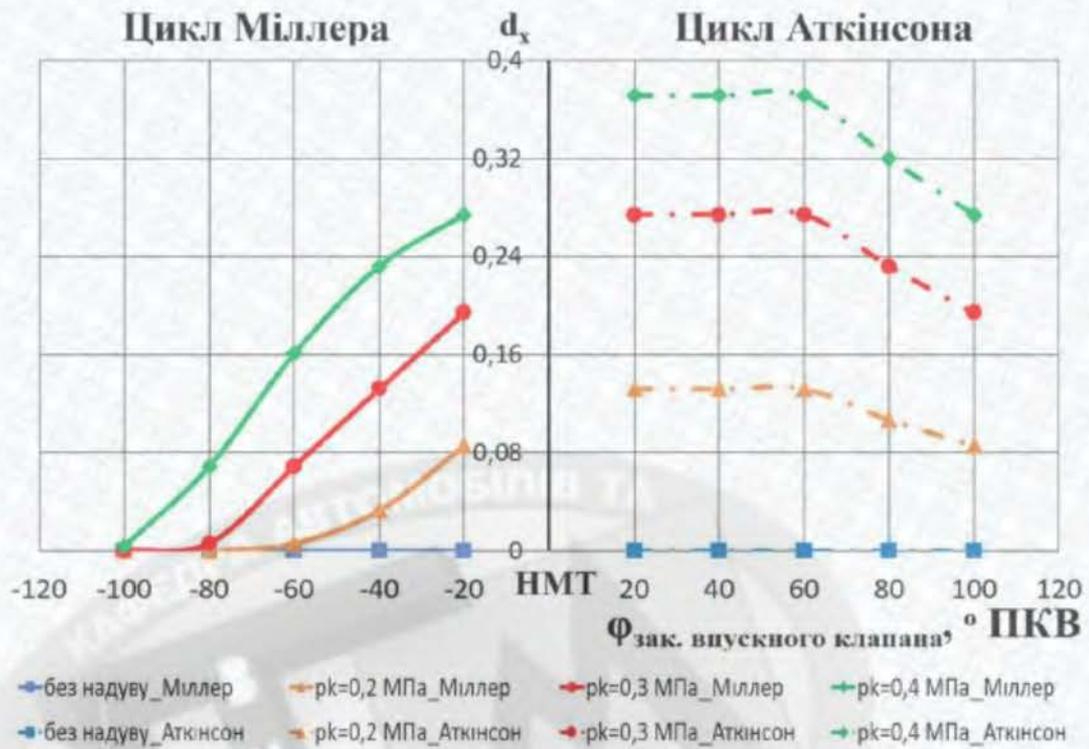


Рисунок 3.27 - Вплив тиску наддуву на ефективну потужність при роботі на аміаку по циклах Міллер і Аткинсона ( $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

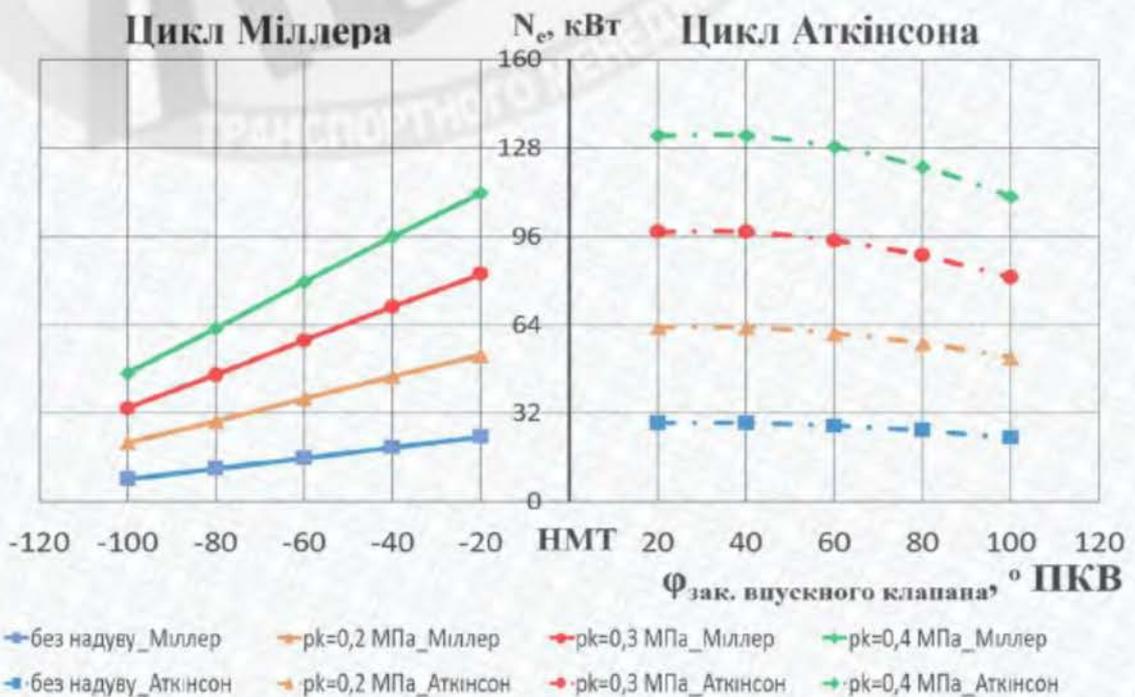


Рисунок 3.28 - Вплив тиску наддуву на ефективний крутний момент при роботі на аміаку по циклах Міллер і Аткинсона ( $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

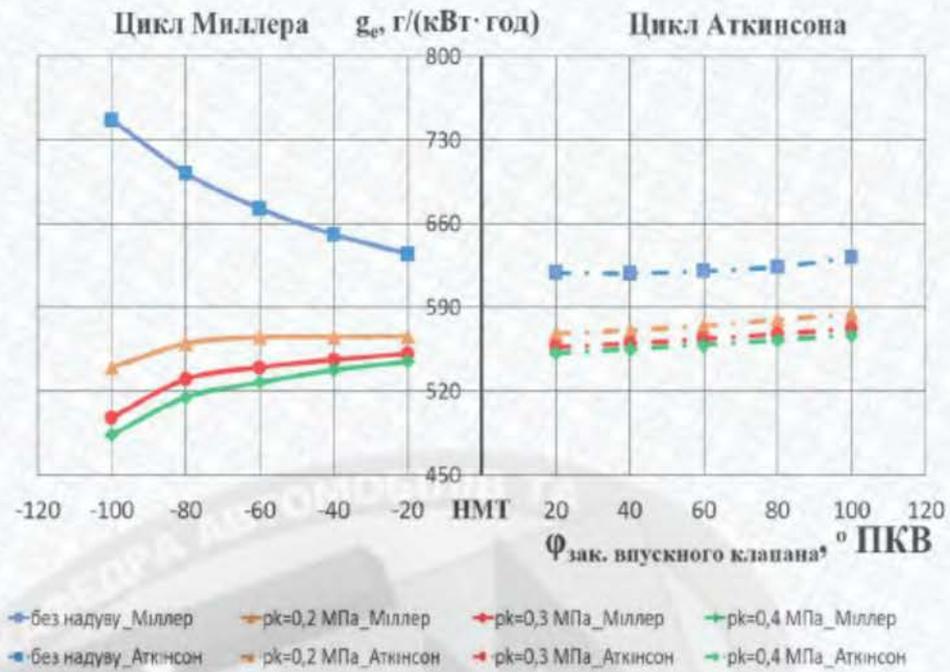


Рисунок 3.29 - Вплив тиску наддуву на питому ефективну витрату палива при роботі на аміаку по циклах Міллер і Аткинсона ( $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

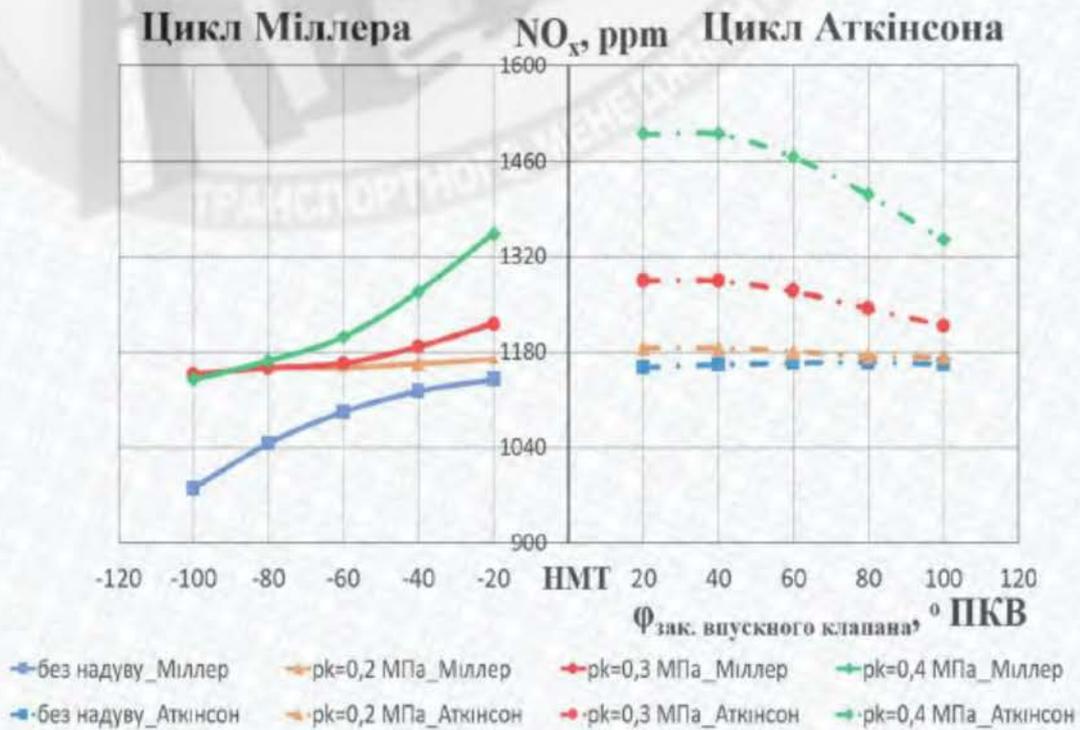


Рисунок 3.30 - Вплив тиску наддуву на токсичність при роботі на аміаку по циклах Міллер і Аткинсона ( $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\varepsilon = 9,9$ )

Питома ефективна витрата палива ( $g_e$ ) при зміні кута закриття впускного клапана від  $20^\circ$  до  $100^\circ$  у циклі Міллера зменшується, тоді як у циклі Аткінсона – дещо зростає (рис. 3.29).

У циклі Міллера, порівняно з циклом Аткінсона, кількість свіжого заряду, що надходить у циліндр під час впуску, є меншою. Це забезпечує нижчу максимальну температуру згоряння та, відповідно, менший рівень викидів  $NO_x$  (рис. 3.30).

Таким чином, застосування циклів Міллера та Аткінсона дозволяє знизити кінцеву температуру паливоповітряної суміші під час стиску та, відповідно, зменшити схильність двигуна до детонації. Однак для забезпечення необхідного рівня потужності двигуна в цих умовах виникає потреба у використанні турбонаддуву. Аналіз роботи двигуна 4ЧН 7,6/7 з наддувом на аміаку та бензині за циклами Міллера й Аткінсона дав такі результати:

- Підвищення тиску наддуву з 0,1 до 0,3 МПа при куті закриття впускного клапана ( $\varphi_{x,вп}$ ) =  $20^\circ$  ПКВ до ВМТ у циклі Міллера приводить до максимального збільшення потужнісних показників  $M_e$  та  $N_e$  двигуна на аміаку на 4,8% і 4,9% відповідно порівняно з роботою на бензині. Спостерігається також зниження питомої ефективної витрати палива  $g_e$  як для аміаку, так і для бензину. Водночас витрата аміаку залишається майже у 2,5 раза вищою за витрату бензину. Частка детонуючого палива для бензину приблизно у 3 рази більша, ніж для аміаку.

- При переході з циклу Міллера на цикл Аткінсона потужнісні показники  $M_e$ ,  $N_e$  та індикаторний ККД  $\eta_i$  двигуна 4ЧН 7,6/7, що працює на аміаку, покращуються. Однак питома ефективна витрата палива  $g_e$ , частка детонуючого палива  $d_x$  та рівень  $NO_x$  погіршуються порівняно з показниками циклу Міллера.

### 3.3 Висновки до розділу 3

- Аміак є перспективним паливом, оскільки має низьку вартість, практично необмежену сировинну базу, доступність та прості умови зберігання. Під час його повного згоряння утворюється лише один шкідливий компонент – NOx, і то у відносно невеликих кількостях через низьку температуру горіння аміачно-повітряних сумішей. При цьому практично відсутні продукти згоряння вуглецевмісних речовин – основних чинників парникового ефекту.

- Перехід з бензину на аміак на режимі  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ , при повністю відкритій дросельній заслінці показав: максимальна швидкість тепловиділення ( $dQ/d\varphi$ ) збільшується на 1,6%; максимальний тиск циклу  $p_n$  практично однаковий для обох палив; витрата аміаку  $G_t$  у 2,6 раза більша, ніж бензину.

- Через високу температуру самозаймання та низьку ламінарну швидкість горіння аміаку, оптимальний кут випередження запалювання становить приблизно  $73^\circ$  ПКВ до ВМТ при повністю відкритій дросельній заслінці.

- Аналіз зовнішньої швидкісної характеристики показав, що при переході з бензину на аміак максимальний крутний момент  $M_{max}$  знижується на 15,8%, а максимальна потужність  $N_{emax}$  – на 11,3%. Питома витрата аміаку збільшується майже у 2,5 раза через нижчу енергетичну щільність та меншу теплотворну здатність суміші. Зростання NOx у відпрацьованих газах пояснюється вищою температурою циклу при спалюванні аміаку. При цьому схильність бензину до детонації значно більша, ніж у аміаку.

- Висока антидетонаційна стійкість аміаку дозволяє збільшувати ступінь стискання. При підвищенні ступеня стискання з 9,9 до 14 за зовнішньою швидкісною характеристикою:  $M_{max}$  зріс на 7,5%,  $N_e$  – на 11,2%, індикаторний ККД  $\eta_i$  – на 8,8%, а мінімальна питома витрата палива  $g_e$  знизилась на 8,2%. Однак максимальна температура згоряння та кількість NOx збільшуються (до 8%).

- Застосування циклів Міллера та Аткинсона, тобто значного укорочення тривалості впуску, дає можливість знижувати кінцеву температуру стиснення паливоповітряної суміші, тим самим зменшуючи ризик детонації. Проте для отримання необхідної потужності потрібне застосування турбонаддуву.

- Підвищення тиску наддуву з 0,1 до 0,3 МПа при куті закриття впускного клапана  $\varphi_{зак} = 20^\circ$  ПКВ до ВМТ (цикл Міллера) збільшує  $M_{max}$  і  $N_e$  на аміаку на 4,8% та 4,9% відповідно порівняно з бензином. Питома витрата  $g_e$  зменшується для обох палив, але аміак споживається все ще приблизно у 2,5 рази більше. Схильність бензину до детонації приблизно у три рази вища, ніж аміаку.

– При переході від циклу Міллера до циклу Аткинсона крутний момент  $M_{max}$ , потужність  $N_e$  та індикаторний ККД  $\eta_i$  на аміаку покращуються. Однак питома витрата палива та кількість NOx зростають порівняно з циклом Міллера.

## ВИСНОВОК

- Проведено аналіз досвіду застосування безвуглецевих альтернативних палив у ДВЗ, їх фізико-хімічних властивостей та особливостей процесів окиснення.

- Розглянуто математичну модель робочого процесу ДВЗ, яка враховує динаміку згоряння бензину, водню та аміаку. Модель дозволяє оцінювати ймовірність виникнення детонації та враховує зміну процесів газообміну під час переходу до циклів Міллера та Аткинсона.

- Проведено порівняльний аналіз роботи двигуна на бензині та аміаку. Під час роботи на аміаку за зовнішньою швидкісною характеристикою максимальний крутний момент  $M_{max}$  зменшується на 15,8 %, а максимальна ефективна потужність  $N_{emax}$  на 11,3 %. Питома витрата аміаку є майже вдвічі більшою, ніж бензин, що пояснюється меншою об'ємною енергетичною щільністю та нижчою теплотворною здатністю аміачно-повітряної суміші.

- Висока антидетонаційна стійкість аміаку дає можливість підвищувати ступінь стискання  $\epsilon$ , відповідно, покращувати ефективні показники роботи двигуна. Так, збільшення ступеня стискання з 9,9 до 14 за при робот за зовнішньою швидкісною характеристикою забезпечило зростання  $M_{max}$  на 7,5 %,  $N_e$  на 11,2 %, індикаторного ККД  $\eta_i$  на 8,8 %. Мінімальна питома ефективна витрата  $g_e$  знизилась на 8,2 %. Водночас максимальні температури згоряння та викиди оксидів азоту  $NO_x$  збільшились до 8 %, зросла і частка детонуючого палива.

- Підвищення тиску наддуву  $p_k$  від 0,1 до 0,3 МПа у двигуна, що працює на аміаку та бензині за циклом Міллера, забезпечує збільшення показників  $M_{max}$  та  $N_e$  аміачного двигуна на 4,8 % і 4,9 % відповідно порівняно з бензиновим (за умов  $\varphi_{зак.вп} = 20^\circ$  ПКВ до ВМТ та  $p_k = 0,3$  МПа). Питома ефективна витрата  $g_e$

зменшується як на бензині, так і на аміаку, але витрата аміаку все одно залишається приблизно у 2,5 раза більшою.

- Перехід від циклу Міллера до циклу Аткинсона на аміаку призводить до покращення потужнісних показників  $M_{max}$  і  $N_e$  та зростання індикаторного ККД  $\eta_i$ . Проте питома витрата палива  $g_e$ , частка детонуючого палива  $d_x$  та кількість  $NO_x$  збільшуються порівняно з циклом Міллера.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Галушак О.О. Актуальність використання безвуглецевих видів палив у двигунах з іскровим запалюванням // О.О. Галушак, О. І. Лукавий / Матеріали LV науково-технічної конференції підрозділів Вінницького національного технічного університету (НТКП ВНТУ) Збірник доповідей [Електронний ресурс]. – Вінниця : ВНТУ – (PDF) Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2026/paper/view/26603/21911>
2. Методичні вказівки до виконання магістерських кваліфікаційних робіт для здобувачів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» [Електронний ресурс] / уклад.: В. В. Біліченко, С. В. Цимбал, В. П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2024. – 90 с.
3. Abd El Fattah, S.F. Experimental Investigation of the Performance and Exhaust Emissions of a Spark-Ignition Engine Operating with Different Proportional Blends of Gasoline and Water Ammonia Solution /S.F. Abd El Fattah, M.F. Ezzat, M.A. Mourad, M. Elkelawy, I.M. Youssef// J. Eng. Res. 2021, 5, 38–45.
4. Boltyansky B., Boltyansky O., Boltyanska N. Analysis of major errors in the design of pumping stations and manure storage on pig farms. ТЕКА Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2016. Vol.16. No.2. 49-54. 3. Болтянський О.В., Болтянська Н.І. Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції. Науковий вісник НУБіП. Серія Техніка та енергетика АПК. 2015. Вип.212, ч.1. С. 275–283.
5. Antuono, G. Numerical modeling and simulation of a spark-ignition engine fueled with ammonia-hydrogen blends / G. D'Antuono, D. Lanni, E. Galloni, G. Fontana, // Energies 2023, 16, 2543.
6. Chai, W. S. A review on ammonia, ammonia-hydrogen and ammonia-methane fuels / W. S.Chai, Y. Bao, P. Jin, G. Tang, L. Zhou // Renew Sustain Energy Rev, 147 (2021).

7. Charles, L. Experimental study on ammonia/hydrogen/air combustion in spark ignition engine conditions Fuel /L. Charles, B. Pierre, C. Francesco, M. Christine // Rousselle 269 (2020), p. 117448.
8. Chong, C. T. Measurements of laminar flame speeds of liquid fuels / C. T. Chong, S. Hochgreb // diesel, palm methyl esters and blends using particle imaging velocimetry (PIV) Proc. Combust. Inst., 33 (1) (2011), pp. 979-986.
9. Chorowski, M. Challenges of Application of Green Ammonia as Fuel in Onshore Transportation / M. Chorowski, M. Lepszy, K. Machaj, Z. Malecha, D. Porwisiak, P. Porwisiak, Z. Rogala, M. Stanclik, //Energies 2023, 16, 4898.
10. Dai, L. Ignition delay times of NH<sub>3</sub> /DME blends at high pressure and low DME fraction: RCM experiments and simulations / L. Dai, H. Hashemi, P. Glarborg, S. Gersen, P. Marshall, A. Mokhov, H. Levinsky // Combust Flame, 227 (2021), pp. 120- 134.
11. Dincer, I. Ammonia Fuel Cells / I. Dincer, O. Siddiqui // Elsevier, 2020.
12. Dinesh, M.H. Experimental investigation of variable compression ratio and ignition timing effects on performance, combustion, and NO<sub>x</sub> emission of an ammonia/hydrogen-fuelled SI engine / M.H. Dinesh, G.N. Kumar // Int. J. Hydrogen Energy 2023.
13. Dunin, A. Y. Mathematical models of the workflow of a Modern Spark-Ignition Engine running on Ammonia / A. Y. Dunin, N. V. Dung, N. K. Minh // Lecture Notes in Networks and Systems. – 2022. – V. 602. – pp. 649-661.
14. Dung, N. V. The use of a Combined Power Source Vehicles when converting an Internal Combustion Engine to an alternative fuel to reduce emissions from exhaust gases of carbon compounds / N. V. Dung, A. Y. Dunin, N. T. Quynh, N. K. Minh, L. D. Thi, T. H. Truong // Lecture Notes in Networks and Systems. – 2023. – V. 943. – pp. 497- 508.
15. Dung, N. V. A Solution for Converting Gasoline Engines to Use Ammonia with A Combination Power System / N. V. Dung, A. Y. Dunin, N. T. Quynh, L. D. Thi, T. H. Truong // – 2024. – V. 602. – pp. 649-661.

16. Dung, N. V. Simulation of the operating process of a spark ignition engine powered by carbon-free fuel / N. V. Dung, A. Y. Dunin, N. T. Quynh, L. D. Thi // – 2024. – V. 602. – pp. 649-661.
17. Ge, H. Knock mitigation and power enhancement of hydrogen spark-ignition engine through ammonia blending / H. Ge, A.H. Bakir, P. Zhao // *Machines* 2023, 11, 651.
18. Hayakawa, A. Laminar burning velocity and Markstein length of ammonia/air premixed flames at various pressures / A. Hayakawa, T. Goto, R. Mimoto, Y. Arakawa, T. Kudo, H. Kobayashi // *Fuel*, 159 (2015), pp. 98-106.
19. Ivarsson, A. Experimental investigation of nitrogen based emissions from an ammonia fueled SI-engine / F. R. Westlye, A. Ivarsson, J. Schramm // *Fuel*, 111 (2013), pp. 239-247.
20. Junfa D. Backfire control and power enhancement of a hydrogen internal combustion engine / D. Junfa, L. Fushui, S. Baigang // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2014. № 39. C. 4581-4589.
21. Joo, J. M. Effects of ammonia substitution on combustion stability limits and NO<sub>x</sub> emissions of premixed hydrogen-air flames / J. M. Joo, S. Lee, O. C. Kwon // *Int J Hydrogen Energy*, 37 (2012), pp. 6933-6941.
22. Kang, D. W. Use of NH<sub>3</sub> fuel to achieve deep greenhouse gas reductions from US transportation / D. W. Kang, J. H. Holbrook // *Energy Reports*, 1 (2015), pp. 164-168.
23. Kobayashi, H. Science and technology of ammonia combustion / H. Kobayashi, A. Hayakawa, K. D. Soma, E. C. Okafor // *Proc. Combust. Inst.*, vol. 37, no. 1, pp. 109–133, 2019.
24. Kojima, Y. A green ammonia economy / Y. Kojima // *NH<sub>3</sub>-Association* (2013).
25. Kumar, P. Experimental and modeling study of chemical-kinetics mechanisms for H<sub>2</sub>-NH<sub>3</sub>-air mixtures in laminar premixed jet flames / P. Kumar, T. R. Meyer // *Fuel*, 108 (2013), pp. 166-176.

26. Makepeace, J. W. Reversible Ammonia-Based and Liquid Organic Hydrogen Carriers for High-Density Hydrogen Storage / J. W. Makepeace, H. T. Weidenthaler, C. Jensen, T. R. Chang, F. Vegge, T. Ngene, P. Kojima, Y. Jongh, P. E. Chen, P. David // *Recent Progress. Int. J. Hydrogen Energy* 2019, 44 (15), 7746–7767.
27. Mathieu, O. Experimental and modeling study on the high-temperature oxidation of Ammonia and related NO<sub>x</sub> chemistry / O. Mathieu, E. L. Petersen // *Combust Flame*, 162 (2015), pp. 554-570.
28. Otomo, J. Chemical kinetic modeling of ammonia oxidation with improved reaction mechanism for ammonia/air and ammonia/hydrogen/air combustion / J. Otomo, M. Koshi, T. Mitsumori, H. Iwasaki, K. Yamada // *Int J Hydrog Energy*, 43 (2018), pp. 3004-3014.
29. Pelé, R. Performances and pollutant emissions of spark ignition engine using direct injection for blends of ethanol/ammonia and pure ammonia / R. Pelé, P. Brequigny, J. Bellettre, C. Mounaïm-Rousselle // *International Journal of Engine Research*. – 2023. – doi: 10.1177/14680874231170661.
30. Pelé, R. First study on ammonia spray characteristics with a current GDI engine injector / R. Pelé, C. Mounaïm-Rousselle, P. Bréquigny, C. Hespel, J. Bellettre, // *Fuels* 2021, 2, 253–271.
31. Pozzana, G. A Hybrid Vehicle Powered by Hydrogen and Ammonia / G. Pozzana, N. Bonfanti, S. Frigo, N. Doveri, P. Dario, V. Mattoli, et al. // *SAE Technical Paper Series*. 2012.
32. Primary Global Energy Consumption 2022. Rapier, Robert. USA: Statistical Review of World Energy, 2023.
33. Pyrc, M. Assessment of the co combustion process of ammonia with hydrogen in a research VCR piston engine / M. Pyrc, M. Gruca, W. Tutak, A. Jamrozik // *Int. J. Hydrogen Energy* 2023, 48, 2821–2834.
34. Quynh, N.T. Computer Simulation of the HHO Gas Power Unit for the Development of an Electronic Control System / N. T. Quynh, A. Y. Dunin, N. V. Dung,

35. E. U. Akhmetzhanova // International Scientific Conference « 2022 Systems of signals generating and processing in the field on board communications». – 2022.
36. Reiter, A. J. Combustion and emissions characteristics of compression-ignition engine using dual ammonia-diesel fuel / A. J. Reiter, S. C. Kong // *Fuel*, 90 (2011), pp. 87-97.
37. Reiter, A. Diesel engine operation using ammonia as a carbon-free fuel / A. J. Reiter, S. C. Kong // ASME 2010 internal combustion engine division fall technical conference, American Society of Mechanical Engineers (2010), pp. 111-117.
38. Ryu, K. Combustion characteristics and exhaust emissions in spark-ignition engine using gasoline-ammonia / K. Ryu // *Trans Kor Soc Automot Eng*, 21 (2013), pp. 155-165.
39. Ryu, K. Effects of gaseous ammonia direct injection on performance characteristics of a spark-ignition engine / K. Ryu, G. E. Zacharakis-Jutz, S. C. Kong // *Appl Energy*, 116 (2014), pp. 206-215.
40. Ryu, K. Performance enhancement of ammonia-fueled engine by using dissociation catalyst for hydrogen generation / K. Ryu, G. E. Zacharakis-Jutz, S. C. Kong // *Int J Hydro Energy* 2014; 39(5): 2390-2398.
41. Ryu, K. Performance characteristics of compression-ignition engine using high concentration of ammonia mixed with dimethyl ether / K. Ryu, G. E. Zacharakis-Jutz, S. C. Kong // *App Energ* 2014;113: 488-99.
42. Xin, G. Effect of different volume fractions of ammonia on the combustion and emission characteristics of the hydrogen-fueled engine / G. Xin, G. Ji, S. Wang, H. Meng, K. Chang, J. Yang // *Int. J. Hydrogen Energy* 2022, 47, 16297–16308.
43. Sarafraz, M. M. Sustainable three-stage chemical looping ammonia production (3CLAP) process Energy Convers / M. M. Sarafraz, F. C. Christo // *Manag.*, 229 (2021), p. 113735.
44. Shawn, G. A comparison of combustion promoters for ammonia and two ways to run engines on ammonia as the only fuel / G. Shawn, S. Casey, G. Don // *NH3 Fuel Association* (2010).

45. Shrestha, K. P. Detailed kinetic mechanism for the oxidation of ammonia including the formation and reduction of nitrogen oxides / K. P. Shrestha, L. Seidel, T. Zeuch, F. Mauss // *Energy Fuels*, 32 (2018), pp. 10202-10217.
46. Stagni, A. An experimental, theoretical and kinetic-modeling study of the gas- phase oxidation of ammonia / A. Stagni, C. Cavallotti, S. Arunthanayothin, Y. Song, O. Herbinet, F. Battin-Leclerc, T. Faravelli // *React Chem Eng*, 5 (2020), pp. 696-711.
47. Woo, M. Experimental and numerical studies on NO<sub>x</sub> emission characteristics in laminar non-premixed jet flames of ammonia-containing methane fuel with oxygen/nitrogen oxidizer / M. Woo, B. C. Choi, A. F. Ghoniem // *Energy*, 114 (2016), pp. 961-972.
48. Xiao, H. Modeling combustion of ammonia/hydrogen fuel blends under gas turbine conditions / H. Xiao, A. Valera-Medina, P.J. Bowen // *Energy Fuels*, 31 (2017), pp. 8631-8642.
49. Zamfirescu, C. Ammonia as a green fuel and hydrogen source for vehicular applications / C. Zamfirescu, I. Dincer // *Fuel Process Technol*, 90 (2009), pp. 729-737.



ДОДАТКИ

Додаток А (обов'язковий)

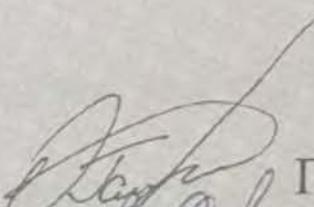
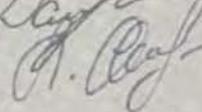
## **ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА**

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ  
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ВИКОРИСТАННЯМ БЕЗВУГЛЕЦЕВОГО  
АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА НА БАЗІ КОМУНАЛЬНОГО  
ПІДПРИЄМСТВА «ВІННИЦЬКА ТРАНСПОРТНА КОМПАНІЯ»  
МІСТО ВІННИЦЯ**

*(Назва магістерської кваліфікаційної роботи)*

ІЛЮСТРАТИВНІ МАТЕРІАЛИ ДО  
МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ  
зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

**Підвищення ефективності експлуатації автотранспортних засобів  
використанням безвуглецевого альтернативного палива на базі  
комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»  
місто Вінниця**

Керівник роботи к.т.н., доц.  Галушчак О.О.  
Розробив студент гр. 1АТ-24м  Лукавий О. І.

**Мета роботи** – поліпшення екологічних і технічних показників двигуна з іскровим запалюванням використанням безвуглецевого альтернативного палива.

---

**Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:**

- провести аналіз досвіду застосування в двигунах з іскровим запалюванням безвуглецевого альтернативного палива, їх властивості і реакції окиснення;
- розглянути математичну модель для дослідження показників робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням, враховуючи динаміку згоряння різних видів палива (бензин, водень, аміак);
- провести аналіз ефективності застосування циклів Міллера і Аткинсона в двигунах з іскровим запалюванням при переході з бензину на аміак.

**Об'єкт дослідження** – двигун з іскровим запаленням при роботі на безвуглецевому альтернативному паливі.

---

**Предмет дослідження** – робочий процес двигуна з іскровим запаленням при роботі на безвуглецевому альтернативному паливі.

**Новизна одержаних результатів.**

- удосконалена математична модель двигуна з іскровим запалюванням, що враховує динаміку згоряння різних видів палива (бензин, водень, аміак);
- результати розрахункового дослідження, спрямованого на підвищення економічних показників двигуна з іскровим запалюванням, працюючого на безвуглецевому альтернативному паливі з врахуванням можливості виникнення детонації;
- аналіз ефективності застосування циклів Міллера і Аткинсона в двигуні з іскровим запалюванням при переході з бензину на аміак.

# Загальна характеристика комунального підприємства

## «Вінницька транспортна компанія»

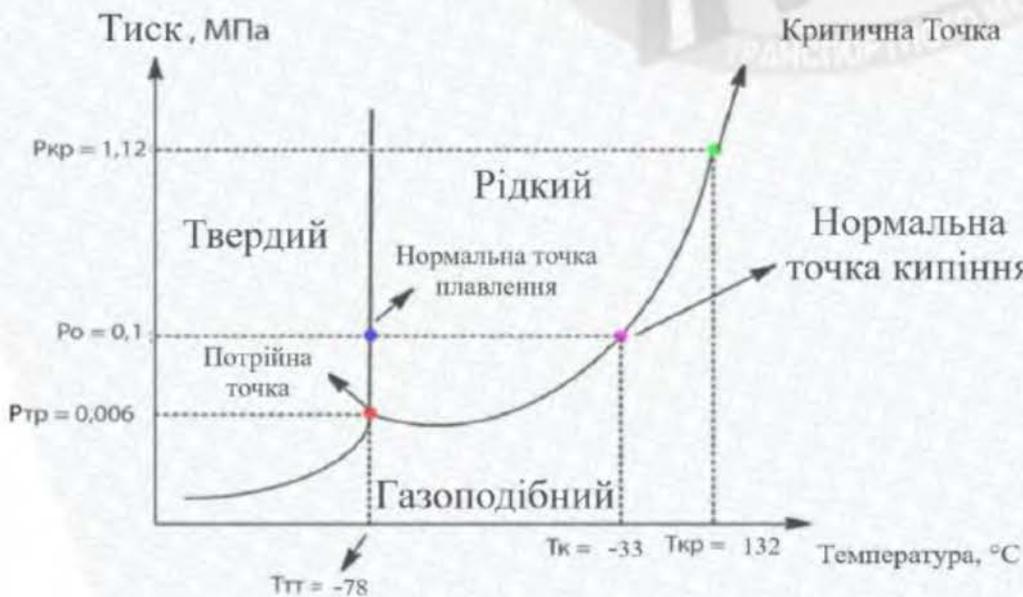
### Перелік відомчих транспортних засобів КП «ВТК»

№ з.п.	Марка автомобіля.	Номерний знак.	Рік випуску
1	Ford Trucks 1833 DC	AB 32-06 KE	2023
2	МАЗ АТ70М-041	AB8860ЕК	2019
3	Mercedes-Bens Sprinter	AB 74-75 KE	2018
4	ЗАЗ ВІДА	AB 5832СН	2017
5	ГАЗ 3309АП-18-09	AB 3156СІ	2016
6	Nissan Leaf	AB 2502СХ	2014
7	ГАЗ 3309-357	AB4649 АО	2013
8	ЗАЗ ВІДА	AB5557ВХ	2013
9	Renault Kangoo	AB1090ЕА	2013
10	Газ 330232-288	AB 49-61СТ	2012
11	ГАЗ АС- G-2705-ВП6	AB 49-56СТ	2011
12	DAEWOO LANOS	AB 5532 ВВ	2008
13	ГАЗ 32214718	AB48-94СК	2006
14	ГАЗ 3301	AB 49-60СТ	2005
15	ЗАЗ 110247	AB49-70СТ	2004
16	ВАЗ 2107	AB 48-96СТ	2004
17	ВАЗ 21063	AB46-66СР	1993
18	КРАЗ	AB 5496ВХ	1992
19	ЗИЛ ММЗ 554М	AB 49-63СТ	1992
20	Причеп	AB20-79ХК	1992
21	ЗИЛ ММЗ 554М	AB 49-62СТ	1992
22	ЗИЛ 133 ГЯКС 3575	AB49-64СТ	1992
23	ЗИЛ ММЗ	9391 ВИП	1992
24	ЗИЛ 431610	7575 ВИП	1992
25	ЗИЛ ММЗ 4502	AB49-68СТ	1992
26	ЗИЛ 431610	AB 49-73СТ	1992
27	ВАЗ 2107	AB9867СА	1992
28	ЗИЛ ММЗ 5402	AB8296ЕК	1992
29	Причеп ІР 5	AB8052ХК	1988
30	ГАЗ 53-12ТК-13А	AB 48-86СТ	1986
31	КАТО НК 200	AB 86-66СК	1986
32	МАЗ 3562 КС	AB1507AB	1982
33	ГАЗ 53А	AB49-66СТ	1982



# Актуальність використання безвуглецевих альтернативних видів палив у двигунах з іскровим запалюванням

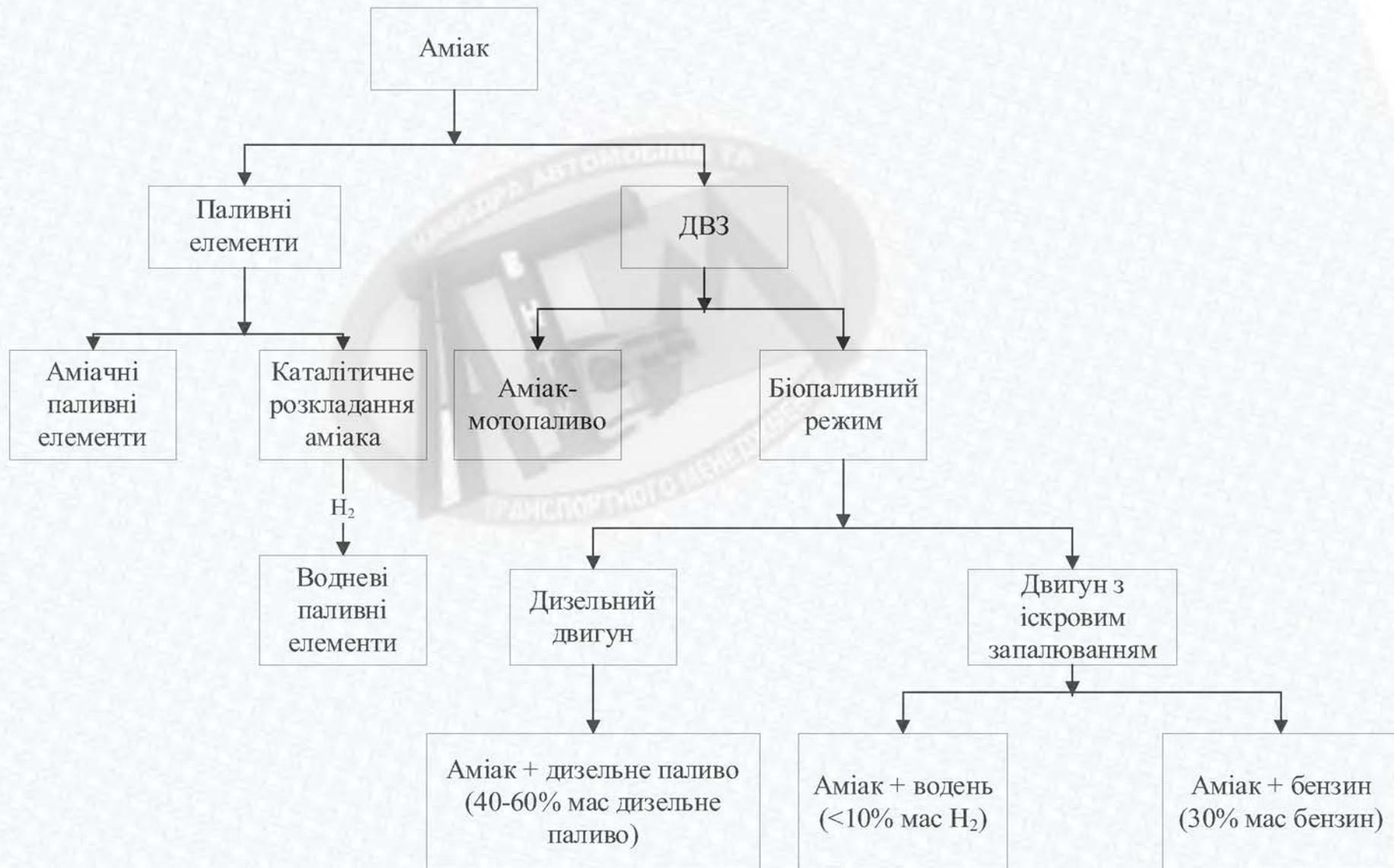
Властивості	Бензин	Водень	Аміак
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	44,5	120	18,8
Густина в рідкому стан, кг/м <sup>3</sup> , при $p = 1,013$ бар і температура, t, °C	750-770 15	70,8 -253	682,6 -33
Питома ізобарна теплоємність, кДж/(кг·К)	2,22	14,3	2,19
Теплота випаровування, кДж/кг	348,7	455	1370
Ламінарна швидкість горіння, м/с	0,58	3,51	0,015
Температура самозаймання, К	503	773 ... 850	930
Октанове число	90 ... 98	> 100	130
Масовий вміст вуглецю, %	85,5	-	-
Масовий вміст водню, %	14,5	100	17,7
Масовий вміст азоту, %	-	-	82,3



Фазова діаграма стану аміаку



Варіанти подачі аміаку в ДВЗ



# Опис математичної моделі двигуна з іскровим запалюванням

## Втрати при газообміні

$$L_{нх} = \sum_{V_{НМТ}}^{V_{ВМТ}} \left( (P_{в(ср)} - P_{вп(ср)}) \cdot \Delta V \right), [Дж],$$

$P_{в(ср)}$  – середнє значення тиску випуску за поточний крок розрахунку, Па;

$P_{вп(ср)}$  – середнє значення тиску впуску за поточний крок розрахунку, Па;

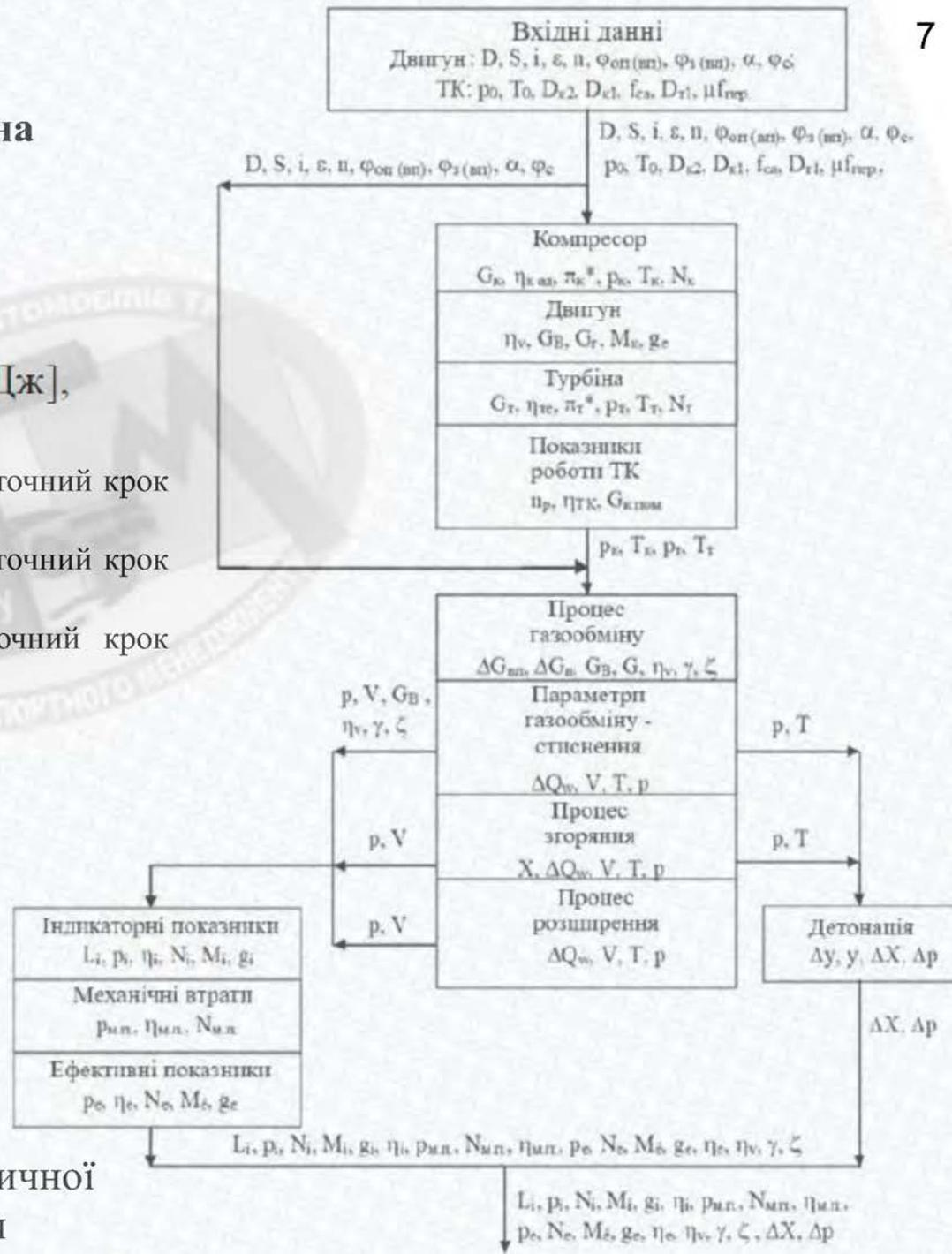
$\Delta V$  – зміна об'єму над поршнем за поточний крок розрахунку, м<sup>3</sup>.

## Середній тиск втрат на газообмін

$$P_{нх} = \frac{L_{нх}}{V_h}, [Па],$$

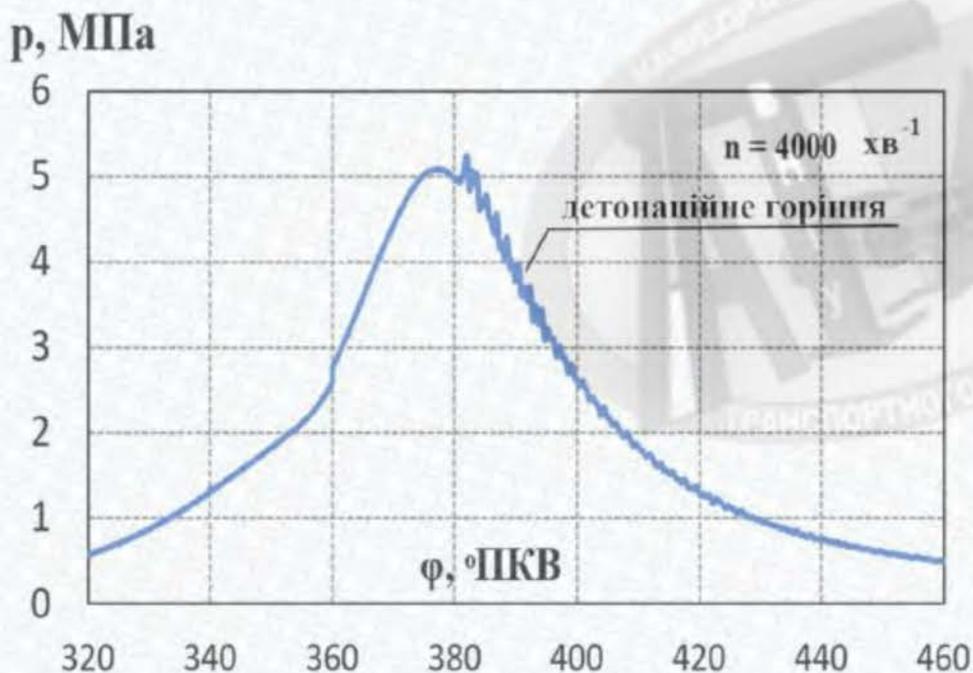
$V_h$  – робочий об'єм циліндра двигуна, м<sup>3</sup>

## Інформаційна схема математичної моделі Двигун з наддувом



# Ймовірність виникнення детонації в двигуні з іскровим запалюванням та її розпізнавання

Ділянка індикаторної діаграми, яка показує наявність детонації



Умова виникнення детонації набуває такого вигляду

$$y = \frac{1}{19,75} \cdot \left( \frac{ON}{100} \right)^{-3,4107} \cdot \int_{\tau_{600}}^{\tau} (10,2 \cdot p)^{1,7} \cdot e^{-3800/T} \cdot d\tau \geq 1$$

$$0 \leq X \leq 1$$

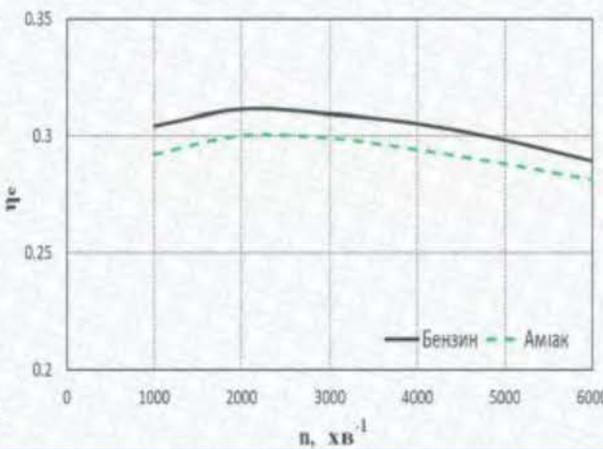
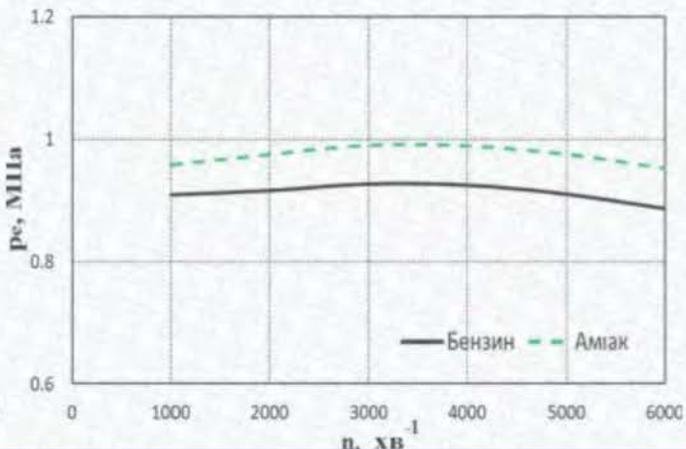
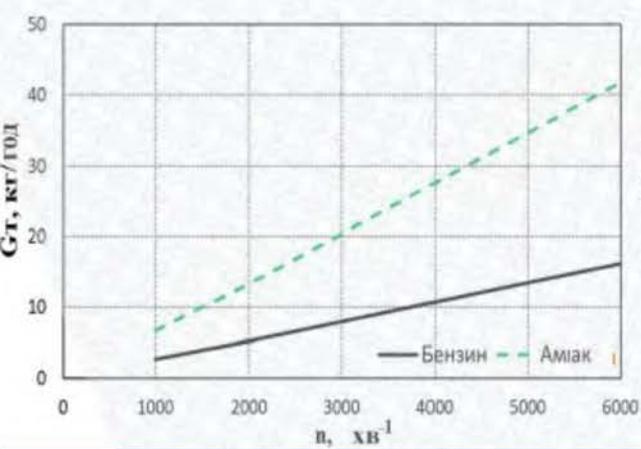
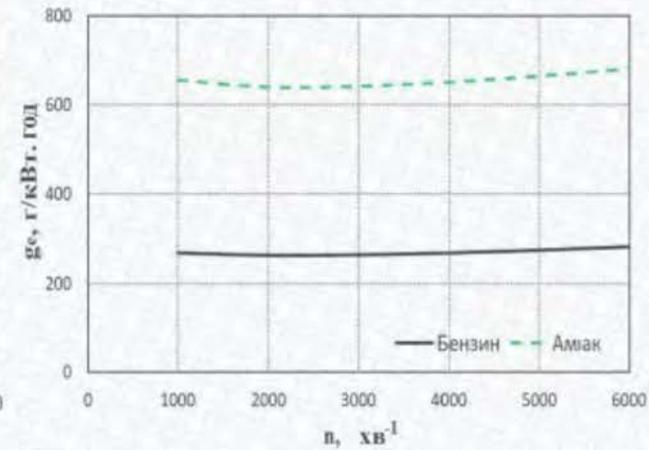
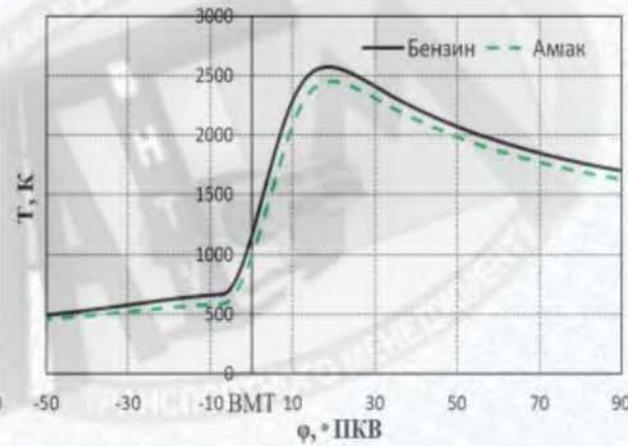
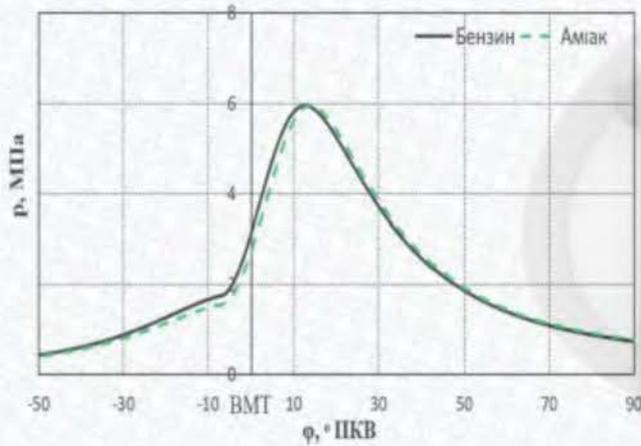
Частка палива, що здетонувало

$$\Delta X = 1 - X(y = 1).$$

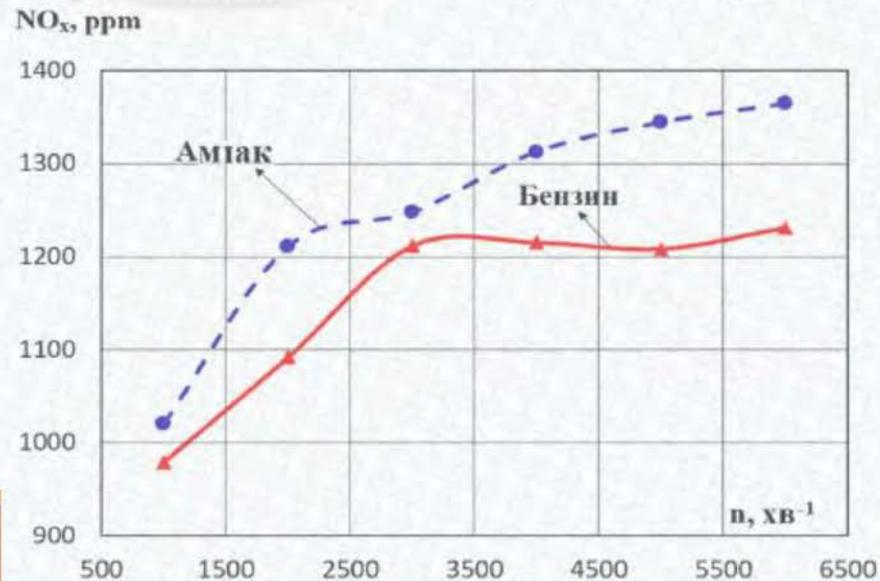
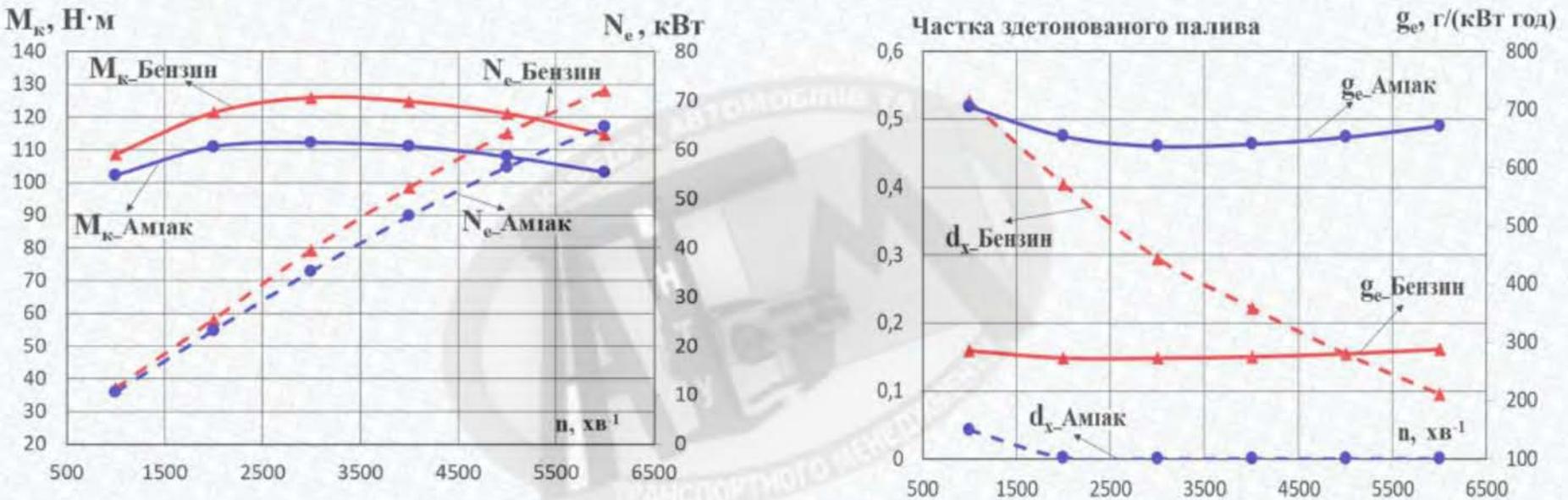
Стрибок тиску в момент виникнення детонації ( $\Delta p$ ) – визначається як різниця між тиском у момент, коли  $y = 1$ , та тиском на попередньому кроці розрахунку:

$$\Delta p = p_i(y = 1) - p_{i-1}, \text{ Па.}$$

# РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ПРИ РОБОТІ НА БЕЗВУГЛЕЦЕВОМУ ПАЛИВІ

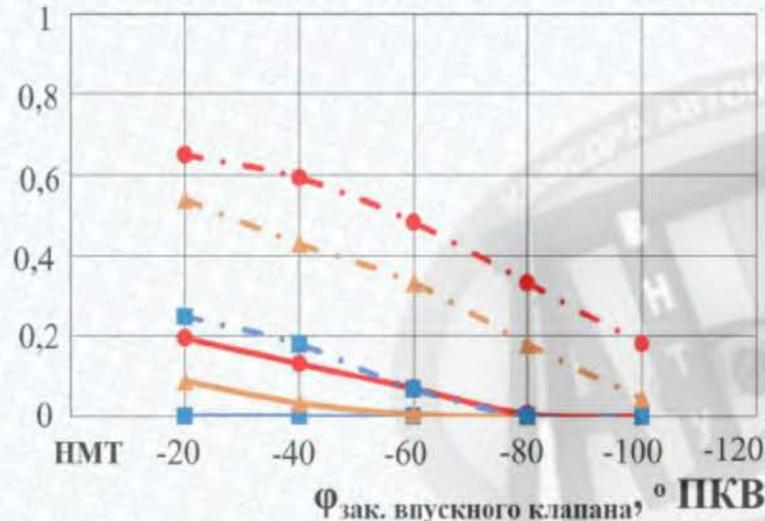


# Зовнішні швидкісні характеристики двигуна при роботі на аміаку та бензині

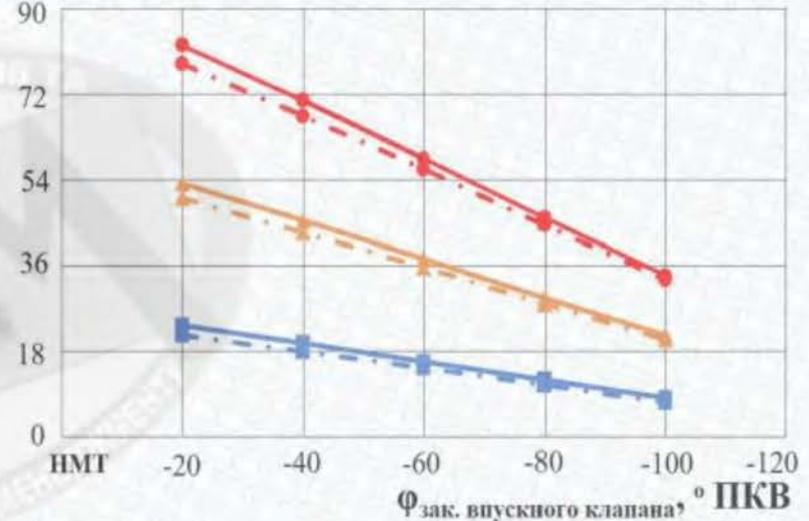


# Вплив ступеня наддуву на показники робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при роботі по циклу Міллера

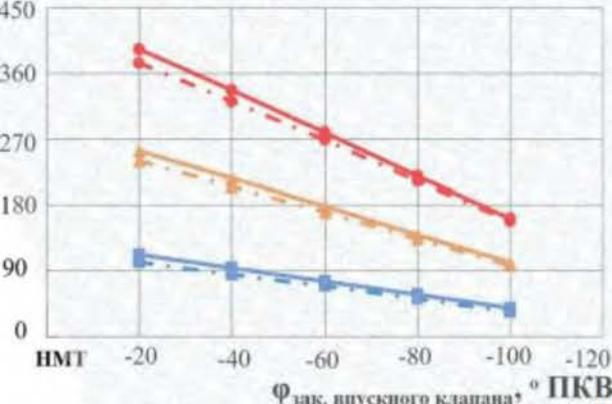
Доля здетонованого палива



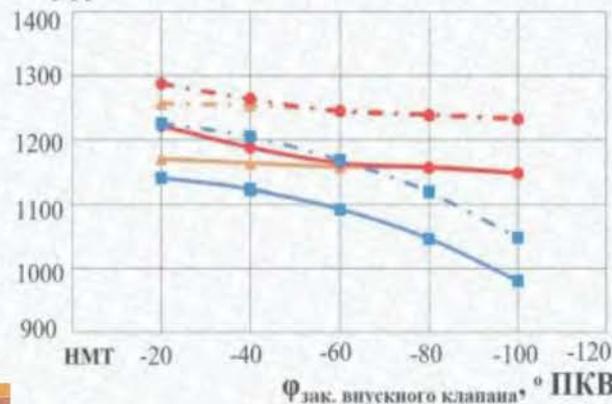
$N_{et}$ , кВт



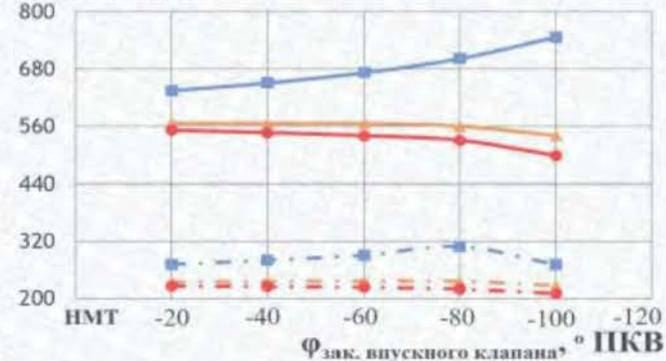
$M_k$ , Н·м



$NO_x$ , ppm

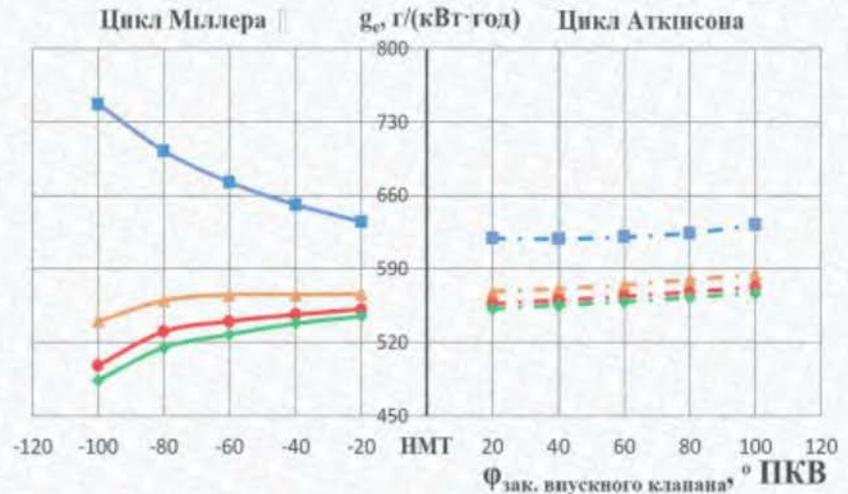
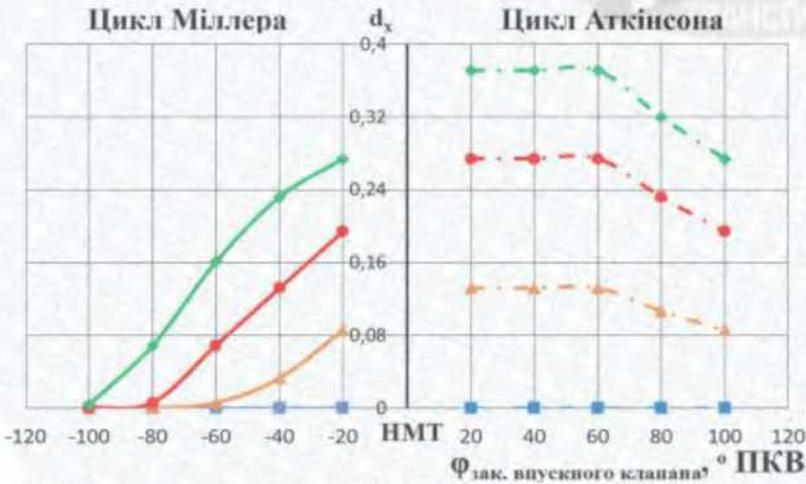
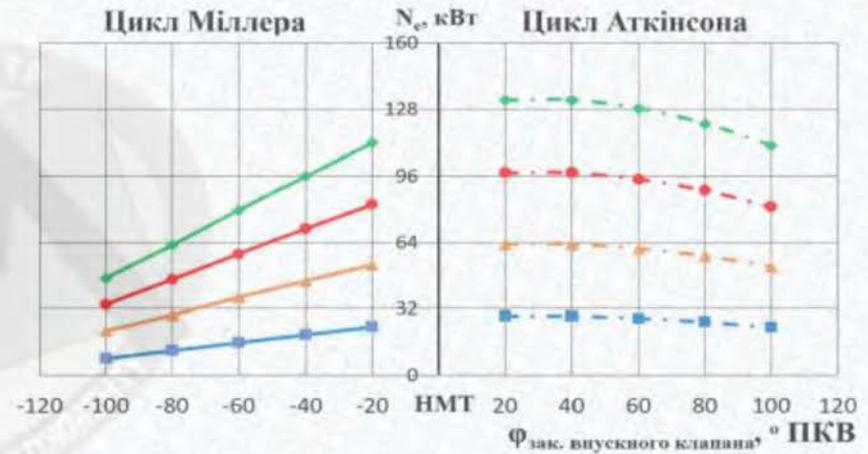
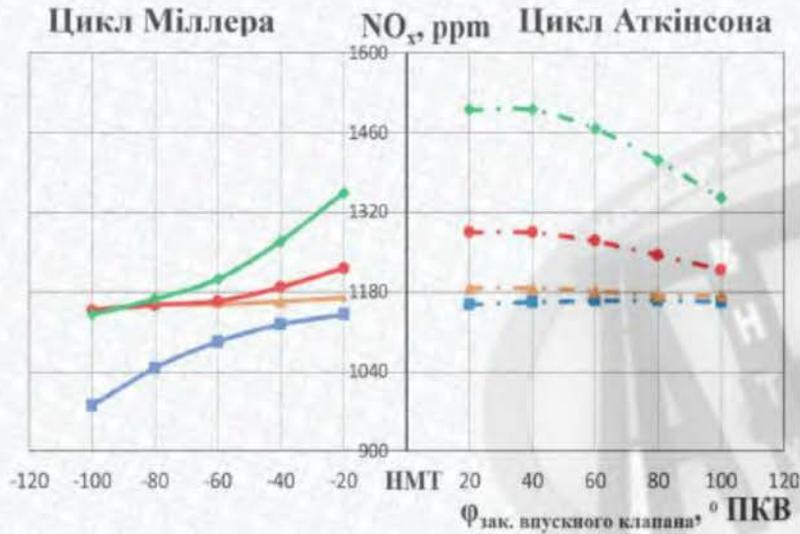


$g_{et}$ , г/(кВт·год)



без наддуву\_аміак    рк=0,2 МПа\_аміак    рк=0,3 МПа\_аміак    без наддуву\_бензин    рк=0,2 МПа\_бензин    рк=0,3 МПа\_бензин

# Вплив ступеня наддуву на показники робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при роботі по циклах Міллера і Аткінсона



- без наддуву\_Міллер
- $p_k=0,2$  МПа\_Міллер
- $p_k=0,3$  МПа\_Міллер
- $p_k=0,4$  МПа\_Міллер
- без наддуву\_Аткінсон
- $p_k=0,2$  МПа\_Аткінсон
- $p_k=0,3$  МПа\_Аткінсон
- $p_k=0,4$  МПа\_Аткінсон

- без наддуву\_Міллер
- $p_k=0,2$  МПа\_Міллер
- $p_k=0,3$  МПа\_Міллер
- $p_k=0,4$  МПа\_Міллер
- без наддуву\_Аткінсон
- $p_k=0,2$  МПа\_Аткінсон
- $p_k=0,3$  МПа\_Аткінсон
- $p_k=0,4$  МПа\_Аткінсон

1. Проведено аналіз досвіду застосування безвуглецевих альтернативних палив у ДВЗ, їх фізико-хімічних властивостей та особливостей процесів окиснення.
2. Розглянуто математичну модель робочого процесу ДВЗ, яка враховує динаміку згоряння бензину, водню та аміаку. Модель дозволяє оцінювати ймовірність виникнення детонації та враховує зміну процесів газообміну під час переходу до циклів Міллера та Аткінсона. Поліпшення екологічних і технічних показників двигуна з іскровим запалюванням використанням безвуглецевого альтернативного палива
3. Проведено порівняльний аналіз роботи двигуна на бензині та аміаку. Під час роботи на аміаку за зовнішньою швидкісною характеристикою максимальний крутний момент  $M_{\max}$  зменшується на 15,8 %, а максимальна ефективна потужність  $N_{\text{емax}}$  на 11,3 %. Питома витрата аміаку є майже вдвічі більшою, ніж бензин, що пояснюється меншою об'ємною енергетичною щільністю та нижчою теплотворною здатністю аміачно-повітряної суміші.
4. Висока антидетонаційна стійкість аміаку дає можливість підвищувати ступінь стискання і, відповідно, покращувати ефективні показники роботи двигуна. Так, збільшення ступеня стискання з 9,9 до 14 за при робот за зовнішньою швидкісною характеристикою забезпечило зростання  $M_{\max}$  на 7,5 %,  $N_e$  на 11,2 %, індикаторного ККД  $\eta_i$  на 8,8 %. Мінімальна питома ефективна витрата  $g_e$  знизилась на 8,2 %. Водночас максимальні температури згоряння та викиди оксидів азоту  $NO_x$  збільшились до 8 %, зросла і частка детонуючого палива.
5. Підвищення тиску наддуву  $p_k$  від 0,1 до 0,3 МПа у двигуна, що працює на аміаку та бензині за циклом Міллера, забезпечує збільшення показників  $M_{\max}$  та  $N_e$  аміачного двигуна на 4,8 % і 4,9 % відповідно порівняно з бензиновим (за умов  $\varphi_{\text{зак.вн}} = 20^\circ$  ПКВ до ВМТ та  $p_k = 0,3$  МПа). Питома ефективна витрата  $g_e$  зменшується як на бензині, так і на аміаку, але витрата аміаку все одно залишається приблизно у 2,5 раза більшою.
6. Перехід від циклу Міллера до циклу Аткінсона на аміаку призводить до покращення потужнісних показників  $M_{\max}$  і  $N_e$  та зростання індикаторного ККД  $\eta_i$ . Проте питома витрата палива  $g_e$ , частка детонуючого палива  $d_x$  та кількість  $NO_x$  збільшуються порівняно з циклом Міллера.

Додаток Б (обов'язковий)



ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА  
НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

## ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Підвищення ефективності експлуатації автотранспортних засобів використанням безвуглецевого альтернативного палива на базі комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» місто Вінниця

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі системою StrikePlagiarism (КПІ) 2 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

- Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак академічного плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту
- У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.
- У роботі виявлено ознаки академічного плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень. Робота до захисту не приймається.

Експертна комісія:

Цимбал С.В., завідувач кафедри АТМ  
(прізвище, ініціали, посада)

Кужель В.П., доцент кафедри АТМ  
(прізвище, ініціали, посада)

Особа, відповідальна за перевірку

(підпис)

Цимбал О.В.  
(прізвище, ініціали)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник (підпис)

Галушак О.О., доцент кафедри АТМ  
(прізвище, ініціали, посада)

Здобувач (підпис)

Лукавий О.І.  
(прізвище, ініціали)