

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ГОЛИК АНДРІЙ ВІТАЛІЙОВИЧ

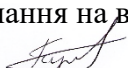
УДК 621.436.12

ДИСЕРТАЦІЯ
ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ
ПЕРЕВЕДЕННІ ДИЗЕЛІВ У ГАЗОДИЗЕЛІ УДОСКОНАЛЕННЯМ
СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ

Спеціальність: 05.22.20 – «Експлуатація та ремонт засобів транспорту»

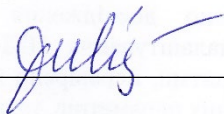
Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших
авторів мають посилання на відповідне джерело

 А.В. Голик

Науковий керівник –
Ковбасенко Сергій Володимирович,
кандидат технічних наук, доцент

Ідентичність усіх примірників дисертації засвідчую
В.о. вченого секретаря спеціалізованої вченої ради
Д 26.059.03

 Ю.А. Мейш

Київ - 2020

АНОТАЦІЯ

Голик А.В. Поліпшення показників транспортних засобів при переведенні дизелів у газодизелі удосконаленням системи живлення. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту». – Національний транспортний університет, Київ, 2020.

Двигуни внутрішнього згорання є одними з основних споживачів моторних палив нафтового походження. Використання нафтових палив має низку проблем, які пов'язані з обмеженими запасами нафти та екологічними проблемами в результаті згорання моторних палив. Пошук альтернативи паливам нафтового походження має допомогти зменшити залежність від нафти, особливо для України, яка більшу частину нафти імпортує. Також поліпшити стан екологічного басейну великих міст.

Вибір альтернативи традиційним нафтовим палива для двигунів внутрішнього згорання, особливо для дизелів, має бути обраний в результаті аналізу їх ефективності використання. Враховуючи фізико-хімічні властивості альтернативних палив, які мають значний вплив на перебіг робочих процесів в дизелях та запаси можна стверджувати про ефективність застосування палива.

За результатами статистичних даних та досліджень в якості альтернативи для дизелів транспортних засобів запропоновано використання стисненого природного газу. Стиснений природний газ має низку переваг серед різних альтернативних палив, а його використання дизелями добре досліджено. Встановлено особливості переобладнання дизелів на живлення стисненим природним газом. Обрано переобладнання дизеля для роботи за газодизельним циклом. Досліджено способи регулювання потужності газодизелів, особливості роботи дизелів за газодизельним циклом та проведено аналіз існуючих конструкцій газодизелів.

Встановлено, що в Україні велика кількість автомобілів з дизелями, які споживають значну частку палив нафтового походження та потребують поліпшення екологічних показників. Для поліпшення паливно-економічних та екологічних показників цих автомобілів запропоновано розробити газодизельну систему живлення з мікропроцесорним керуванням, яку можна встановлювати на автомобілях, що перебувають в експлуатації. Така система, враховуючи аналіз конструкцій газодизелів, повинна мати дозоване впорскування газового палива та забезпечувати можливість фазового регулювання подачі стисненого природного газу до дизеля.

Тому в КПІ ім. Ігоря Сікорського та Національному транспортному університеті розроблено газодизельну мікропроцесорну систему живлення. Розроблена система забезпечує роботу дизелів на суміші дизельного палива (ДП) та стисненого природного газу за газодизельним циклом зі збереженням стандартної паливної системи. Патент на систему представлено в додатку А.

З метою перевірки роботоздатності розробленої системи живлення, та обґрунтування доцільності переведення дизелів транспортних засобів на живлення стисненим природним газом, було проведено експериментальні дослідження на базі автопарку ТОВ «ЛКО». Об'єктом дослідження був вантажний автомобіль ГАЗ-3309 2008 року випуску з дизелем Д 245.7. Дослідження було проведено за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами. В результаті досліджень отримано паливно-економічні та екологічні показники дизеля за роботи за дизельним та газодизельним циклом. Перевірено можливість системи фазового регулювання подачі стисненого природного газу до дизеля та його вплив на показники дизеля.

В результаті експериментальних та розрахункових досліджень, а також економічного розрахунку підтверджено доцільність переобладнання дизелів транспортних засобів на живлення стисненим природним газом в умовах експлуатації.

За результатами дисертаційної роботи встановлено наступне.

1. За результатами аналізу існуючих досліджень встановлено, що найбільш ефективним напрямом зменшення використання ДП дизелями є його часткове заміщення СПГ при переведенні дизелів у газодизелі.

2. Розроблено універсальну МПСЖ дизелів, яка забезпечує роботу дизелів як за дизельним, так і за газодизельним циклами. Особливістю розробленої системи є використання мікропроцесорного блоку керування, можливість встановлювати на різні дизелі з механічними паливними насосами високого тиску (ПНВТ), розподільне дозоване впорскування газового палива та фазове регулювання подачі СПГ до циліндрів дизеля.

Здійснено випробування та налаштування параметрів МПСЖ, зокрема, ПД-регулятора газоподачі. Визначено найбільш вдалим типом регулятора ПД-регулятор з коефіцієнтом пропорційної складової $K_p=0,25$ та коефіцієнтом інтегральної складової $K_i=0,00001$, оскільки він виконує необхідні умови регулювання у всьому діапазоні частоти обертання колінчастого вала дизеля.

3. Експериментальними дослідженнями підтверджено роботоздатність розробленої МПСЖ та встановлено, що за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклом його енергетичні показники майже не змінюються.

Встановлено, що зміна фази впорскування газового палива ψ до впускного колектору дизеля впливає на показники дизеля, зокрема, екологічні. За результатами аналізу результатів експериментальних досліджень та розрахованих масових викидів ШР встановлено доцільну фазу впорскування газу у всьому швидкісному діапазоні роботи дизеля Д 245.7 за роботи за газодизельним циклом. Зокрема, доцільною визначено фазу з кутом впорскування $\psi=40^\circ$ після ВМТ за частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$ та $\psi=30^\circ$ після ВМТ за частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$.

4. Запальна доза ДП за результатами стендових досліджень в середньому складає від 21% до 26%, за результатами дорожніх випробувань – 20%-25%. Проведені дослідження показали поліпшення екологічних показників дизеля, зокрема, за роботи дизеля за газодизельним циклом значно знижується димність ВГ.

5. Уточнено математичну модель руху вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, згідно обраного міського їздового циклу з урахуванням особливостей роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами.

6. За результатами розрахунків на математичній моделі руху вантажного автомобіля встановлено, що при переведенні дизелів транспортних засобів на живлення СПГ можна очікувати на зменшення сумарних масових викидів, приведених до викидів оксиду вуглецю від 16 % до 10 %. Витрата ДП в тепловому еквіваленті майже не змінюється за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами. Адекватність математичної моделі перевірена за F-критерієм Фішера.

7. Проведено дорожні випробування на відрізку шляху 1000 м на вантажному автомобілі ГАЗ-3309 з дизелем Д 245.7 з експериментальною мікропроцесорною системою живлення, що працює за дизельним та газодизельним циклами, які підтвердили роботоздатність системи. Запальна доза ДП під час проведення дорожніх випробувань склала 25%.

8. В результаті виконаного розрахунку економічної доцільності переведення дизелів транспортних засобів у газодизелі встановлено, що витрати на паливо за роботи дизеля за газодизельним циклом в середньому зменшуються на 43,27%. Термін окупності такого переведення за денного пробігу в 200 км та повної маси вантажу складає 221 день. Соціально-економічний збиток для населення при переведенні дизеля в газодизель зменшиться на 10-16,5 %.

9. Результати дисертаційної роботи впроваджено в ТОВ „АвтоГазГлобал" та компанією-перевізником ТОВ „ЛКО”, а також використовуються в освітньому процесі Національного транспортного університету при підготовці фахівців за спеціальностями: «Галузеве машинобудування», «Автомобільний транспорт» та «Енергетичне машинобудування» (Додаток В).

Наукова новизна одержаних результатів.

Встановлено вплив фази впорскування газового палива на паливну економічність та екологічні показники дизелів за роботи за газодизельним циклом.

Уточнено математичну модель руху вантажного автомобіля з дизелем, переобладнаним для роботи за дизельним та газодизельним циклами, згідно режимів міського їздового циклу.

Підтверджено економічну доцільність переведення дизелів транспортних засобів в газодизелі шляхом удосконалення системи живлення та збільшення частки заміщення дизельного палива СПГ в умовах експлуатації.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблено та виготовлено експериментальний зразок газодизельної МПСЖ. За результатами стендових безмоторних випробувань здійснено налаштування ПД-регулятора газоподачі цієї системи та перевірено можливість фазного регулювання подачі газу за різних режимів роботи дизеля.

Проведено експериментальні дослідження на автомобілі ГАЗ-3309 з дизелем Д 245.7 з встановленим зразком газодизельної МПСЖ, в результаті яких отримані поліноміальні залежності, що описують дизель як джерело енергії, споживач палива та джерело шкідливих викидів за роботи дизеля за дизельним і газодизельним циклами.

Встановлено величини доцільних фаз впорскування газу до циліндрів двигуна за роботи дизеля за газодизельним циклом.

Розраховано економічний ефект, який дає змогу оцінити економічну доцільність конвертації в умовах експлуатації дизеля в газодизель з використанням розробленої МПСЖ.

Основні результати роботи прийнято для впровадження ТОВ „АвтоГазГлобал" та ТОВ „ЛКО" з метою зниження витрат на паливо, зменшення шкідливих викидів в умовах експлуатації та обґрунтування доцільності переобладнання транспортних засобів для роботи дизеля за газодизельним циклом. Крім того, результати роботи використовуються в освітньому процесі

Національного транспортного університету при підготовці фахівців за спеціальностями: «Галузеве машинобудування», «Автомобільний транспорт» та «Енергетичне машинобудування».

Ключові слова. Дизель, газодизель, стиснений природний газ, фаза впорскування газу.

Список публікацій здобувача.

Публікації у наукових фахових виданнях України.

1. Ковбасенко С. Переобладнання дизеля в газодизель, як можливість розширення паливної бази автомобільного транспорту/ С.Ковбасенко, В.Петренко, С.Гутаревич, А.Голик// Вісник. Науково-технічний збірник №1 (37). Серія «Технічні науки». НТУ. – К: 2017. – с.154-160.

2. Ковбасенко С. Створення та налаштування мікропроцесорної системи живлення дизеля, що працює за газодизельним циклом/ С.Ковбасенко, В.Петренко А.Голик// Вісник. Науково-технічний збірник №1 (38). Серія «Технічні науки». НТУ. – К: 2018. – с.54-65.

3. Ковбасенко С.В. Визначення раціональних ПД-параметрів регулятора газодизельної мікропроцесорної системи живлення / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик, С.Ю. Гутаревич // Автошляховик України. Науково-технічний збірник. – К. , ДП «ДержавтотрансНДІпроект» 2018. - с.14-20.

4. Ковбасенко С.В. Розробка та дослідження мікропроцесорної системи живлення дизеля, що працює за газодизельним циклом / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик та інші // Вчені записки Таврійського національного університету ім. В.І. Вернадського. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. ,ТНУ 2018. – Том 29 (68) № 1. – с.96-102.

5. В.Г. Петренко, С.В. Ковбасенко, П.О. Барабаш, А.С. Соломаха, А.В. Голик / Дослідження впливу фази впорскування газового палива на показники газодизеля // Наукові нотатки (Міжвузівський збірник). – 2018. – с.185-189.

6. Ковбасенко С.В. Дослідження показників вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, за допомогою

математичної моделі / С.В. Ковбасенко, А.В. Голик, С.Ю. Гутаревич // Автошляховик України. Науково-технічний збірник. – К., ДП «ДержавтотрансНДІпроект» №1(261) 2020. – с. 14-19.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав.

7. Ковбасенко С. Перспективи використання природного газу дизелями транспортних засобів в Україні/ С.Ковбасенко, М.Назаренко, В.Петренко, А.Голик// Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monographia nr 7 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszywska im. Ignacego Łukasiewicza. –Rzeszów : 2016. –С. 159–164.

8. Ковбасенко С. Показники дизелів дорожніх транспортних засобів з газодизельною мікропроцесорною системою живлення/ С.Ковбасенко, В.Петренко, А.Голик, В.Сімоненко, Є.Устименко // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monographia nr 13 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszywska im. Ignacego Łukasiewicza. –Rzeszów : 2018. – с. 31-40.

Публікації апробаційного характеру.

9. Ковбасенко С.В. Тенденції розвитку двигунів і трансмісій дорожньо-будівельних машин / С.В. Ковбасенко, А.В. Голик, В.В. Колесніков // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2016. – с.20.

10. Голик А.В. Розширення паливної бази ДВЗ використанням газодизельного циклу / А.В. Голик, С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко // XV Міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів // Тези доповідей. - К.: КПІ, 2017. – с.125.

11. Ковбасенко С.В. Можливості застосування природного газу двигунами дорожніх транспортних засобів / С.В. Ковбасенко, А.В. Голик // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2017. – с.18.

12. Ковбасенко С.В. Випробування вантажного автомобіля з розробленою газодизельною мікропроцесорною системою живлення / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2018. – с.16.

13. Ковбасенко С.В. Показники дизелів дорожніх транспортних засобів з газодизельною мікропроцесорною системою живлення / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик, В.В. Сімоненко, Є.В. Устименко // міжнародна наукова конференція «Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojednych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji» «SAKON 18». – Жешув, Польща, 2018. – с.4.

14. Голик А.В. Математична модель руху вантажного автомобіля за роботи його двигуна за дизельним та газодизельним циклами/ А.В. Голик // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2019. – с.21.

15. Ковбасенко С.В. Исследование показателей грузового автомобиля с дизелем работающим по газодизельному циклу // С.В. Ковбасенко, А.В. Голик // Наука – образованию, производству, экономике. Материалы Международной научно-технической конференции. // В 4 томах. Том 3, - Минск: БНТУ, 2019. - с.70.

Патенти на корисну модель

16. Патент 128733 UA, МПК F24D 19/08 (2006.01) Система живлення газодизельного двигуна / Варламов Г.Б., Барабаш П.О., Петренко В.Г., Соломаха А.С., Голик А.В., Устименко Є.В.; заявник Національний технічний університет України "Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського". – № u201802343; заявл. 07.03.2018; опубл. 10.10.2018, Бюл. № 19, 2018р.

ABSTRACT

A. Holyk. Improvement of indicators when converting diesel to diesel gas by improving the fuel supply system. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for obtaining the candidate of technical sciences degree in specialty 05.22.20 «Operation and repair of transport means». –National Transport University, Kyiv, 2020.

Internal combustion engines are one of the main consumers of petroleum-based motor fuels. The use of petroleum fuels has a number of problems associated with the limited oil reserves and environmental problems caused by the combustion of motor fuels. Finding an alternative to petroleum fuels should help reduce our dependency on oil, especially for Ukraine, which imports most of its oil. Also improve the ecological status of large cities.

Choosing an alternative to traditional petroleum fuels for internal combustion engines, especially for diesels, should be chosen as a result of their efficiency analysis. Considering the physicochemical properties of alternative fuels, which have a significant impact on the workflow in diesel engines and the raw material base, it can be argued that fuel is efficient.

According to statistics and research, compressed natural gas is proposed as an alternative to diesel vehicles. Compressed natural gas has several advantages over various alternative fuels and its use by diesel engines is well understood. The feature of conversion of diesel engines to the supply of compressed natural gas are established. Diesel conversion for diesel gas cycle operation is selected. The ways of regulating the power of diesel gas engines, the features of the work of diesel engines on the diesel gas cycle, and the analysis of existing designs of diesel gas engines are investigated.

It is established that in Ukraine there is a large number of cars with diesel engines, which consume a significant share of oil of petroleum origin and require improvement of environmental performance. To improve the fuel-economic and

environmental performance of these vehicles, it is proposed to develop a microprocessor-controlled gas-diesel power system that can be installed on vehicles in operating conditions. Such a system, taking into account the analysis of the designs of diesel gas engines, should have a metering injection of gas fuel and allow for the phase regulation of the supply of compressed natural gas to the diesel engine.

Therefore, in the Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute and National Transport University developed diesel gas microprocessor supply system. The developed system ensures the operation of diesel engines on a mixture of diesel fuel and compressed natural gas in the diesel gas cycle, while maintaining the standard fuel system.

In order to test the efficiency of the developed power system and to justify the feasibility of transferring diesel vehicles to the supply of compressed natural gas, experimental studies were conducted on the basis of the fleet of LLC "LKO". The object of the study was a 2008 GAZ-3309 truck with D-245.7 diesel. The study was conducted with the work of diesel on diesel and diesel gas cycles. As a result of the researches the fuel-economic and ecological parameters of the diesel engine were obtained when working on the diesel and diesel gas cycle. The possibility of a system of phase regulation of the supply of compressed natural gas to the diesel engine and its influence on the diesel parameters was tested.

As a result of experimental and computational studies, as well as economic calculation, the feasibility of converting diesel vehicles to the compressed natural gas under operating conditions was confirmed.

According to the results of the dissertation, the following was established.

1. Existing research on the conversion of diesel vehicles to compressed natural gas has shown that the most promising use of compressed natural gas by diesel engines is to convert them to diesel gas engines.

2. Universal microprocessor diesel gas power supply system for diesel engines has been developed. The developed system ensures the operation of diesel engines on a mixture of diesel fuel and compressed natural gas in the diesel gas cycle, while maintaining the standard fuel system. The feature of the developed system is

two-fuel (possibility to work both on diesel and diesel gas cycle), use of microprocessor control unit, versatility (possibility to install on different diesel engines with mechanical HPP) and distributed metering injection of gas fuel and CNG.

The microprocessor supply system has been configured, in particular the PID of the gas supply. The most successful type of controller is the PI controller with the coefficient of proportional component $K_p = 0,25$ and the integral component coefficient $K_i = 0,00001$, since it fulfills the necessary control conditions in the whole frequency range of the crankshaft of the diesel engine.

3. As a result of the experimental studies, the operability of the developed microprocessor power system was confirmed and it was found that the energy performance of the diesel engine in the diesel and diesel gas cycle is almost unchanged.

It is established that changing the phase of injection of gas fuel ψ into the intake manifold of a diesel affects the performance of diesel, especially environmental. According to the results of the analysis of the results of the experimental studies and the calculated mass types of harmful substances, an appropriate gas injection phase was established in the whole high-speed range of the D-245.7 diesel engine for gas-cycle operation. The injection phase values range from 0° to 130° after TDC is set. In particular, it is expedient to determine the phase with the injection angle $\psi=40^\circ$ after TDC at a rotational speed $n_d = 1300$ rpm and $\psi=15^\circ$ after TDC at the rotation speed $n_d = 1600$ rpm.

4. The pilot dose of diesel on the basis of bench tests averages from 21% to 26%, according to the results of road tests - 20% - 25%. Studies have shown improvements in environmental performance of diesel, in particular, when working on the diesel gas cycle significantly reduced smokeness of exhaust gases.

5. The mathematical model of motion of GAZ-3309 truck with diesel engine working on diesel and diesel gas cycle has been clarified according to the selected city driving cycle taking into account the features of diesel and diesel gas cycle operation. Precisely, the polynomial equations of fuel-economic, ecological and energy indices of the diesel engine for works on the diesel and diesel gas cycle are specified, as well

as the calculation of the mass of the exhaust gases for the work of the diesel engine on the diesel gas cycle.

6. According to the results of calculations on the mathematical model of the truck movement, it was found that the transfer of diesel vehicles to the compressed natural gas can be expected to reduce the total mass emissions of carbon monoxide from 16% to 10%. Diesel fuel consumption in thermal equivalent is almost unchanged when working on diesel and diesel gas cycles. The adequacy of the mathematical model is verified by Fisher's F-test.

7. Road tests were performed on a 1000 m road section on a GAZ-3309 truck with D 245.7 diesel with an experimental microprocessor power system operating on diesel and diesel gas cycles, which confirmed the system's operability. The inflammatory dose of diesel fuel during road tests was 25%.

8. As a result of the calculation of the economic feasibility of transferring diesel vehicles in diesel gas it is established that the fuel costs for the work of the diesel engine on the diesel gas cycle decrease by an average of 43.27%. The payback period for such a transfer for a daily run of 200km and full weight of cargo will be 221 days. Socio-economic damage to the population when converting diesel to gas will decrease from 10% to 16.5%.

9. The results of the dissertation have been implemented in AvtoGasGlobal LLC and the carrier company LLC LKO, as well as used in the educational process of the National Transport University in the preparation of specialists in the specialties: "Branch Mechanical Engineering", "Automobile Transport" and "Power Engineering".

Scientific novelty of the obtained results.

The influence of the gas injection phase on the fuel economy and environmental performance of the diesel engines during diesel gas cycle operation in operating conditions is established.

The mathematical model of motion of a truck with a diesel engine refitted for work on the diesel and diesel gas cycles according to the modes of urban driving cycle has been refined.

The feasibility converting diesel vehicles supply on compressed natural gas in operating conditions is substantiated.

The practical value of the obtained results.

An experimental sample of a diesel gas microprocessor power system was developed and manufactured. The gas PID controller of this system has been configured. The possibility of phase regulation of gas supply in different modes of diesel operation is checked.

Experimental researches were carried out on GAZ-3309 car with D-245.7 diesel, converted for work on diesel and diesel gas cycles.

Obtained polynomial dependencies that describe the energy and environmental performance of the engine when working on diesel and diesel gas cycles.

Appropriate values of the gas injection phase to the engine cylinders have been established when working on the diesel gas cycle.

An economic effect has been calculated which makes it possible to evaluate the feasibility of converting a diesel to run on diesel and gas-diesel cycles under operating conditions.

The main results of the work were adopted for the implementation of AvtoGasGlobal LLC and LLC LKO in order to determine fuel economy, reduce harmful emissions in operating conditions and to substantiate the feasibility of re-equipment of vehicles, as well as used in the educational process of the National Transport University in the training of specialists in specialties : "Branch Mechanical Engineering", "Automobile Transport" and "Power Engineering".

Keywords. Diesel, gas diesel, compressed natural gas, natural gas injection timing.

List of the applicant publications.

Publications in scientific journals of Ukraine.

1. Kovbasenko, S.V., Petrenko, V.H., Hutarevych, S.Y., Holyk, A.V. (2017). Refitting diesel fuel system to dual fuel diesel for possible expansion of fuel base road transport. Kyiv: Visnyk NTU [in Ukrainian]. pp 154-160.

2. Kovbasenko, S.V., Petrenko, V.H., Holyk, A.V. (2018). Creation and tuning of a microprocessor-based system for diesel engines operating on a diesel-gas cycle. Kyiv: Visnyk NTU [in Ukrainian]. pp 54-65.

3. Kovbasenko, S.V., Petrenko, V.H., Holyk, A.V., Hutarevych, S.Y. (2018). Determination of rational PID parameters of gas-diesel microprocessor power supply system. Kyiv: SD "StatevehicleSRProject". pp 14-20.

4. Kovbasenko, S.V., Petrenko, V.H., Holyk, A.V., Solomaha A.S., Ustymenko E.V. (2018) Development and research of microprocessor diesel power system operating on gas-diesel cycle. Kyiv: Tavriyskyi National University [in Ukrainian]. pp 96-102.

5. Petrenko, V.H., Kovbasenko, S.V., P.O. Barabash, A.S. Solomaha, A.V. Holyk / Investigation of the Influence of the Gas Injection Phase on the Diesel Gas Indicators // Scientific Notes (Intercollegiate Collection). – 2018. pp 185-189.

6. Kovbasenko, S.V., Holyk A.V., Hutarevych, S.Y. (2020) Research of indicators of the truck with the diesel working on diesel and diesel gas cycles, by means of mathematical model. – Kyiv: SD "StatevehicleSRProject №1(261) – p. 14-19.

Publications in scientific periodicals of foreign states.

7. Kovbasenko S. Prospects for the use of natural gas by diesel vehicles in Ukraine / S.Kovbasenko, M.Nazarenko, V.Petrenko, A.Holyk //Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monographia nr 7; Seria: Transport; Politechnika Rzeszywska im. Ignacego Łukasiewicza. –Rzeszów: 2016. –C. 159–164.

8. Kovbasenko, S.V., Petrenko, V.H., Holyk, A.V., Simonenko V.V., Ustymenko E.V. (2018) Indicators of diesel road transport vehicles with a diesel gas microprocessor-based supply system. Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monographia nr 8; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszywska im. Ignacego Łukasiewicza. –Rzeszów.

Publications of approbation character. pp. 31-40.

9. Kovbasenko S.V Trends of development of engines and transmissions of road-building machines / S.V. Kovbasenko, A.V. Holyk, V.V. Kolesnikov // scientific-

practical conference of scientific-pedagogical workers, graduate students, // students and structural units of the University. Abstracts. - K.: NTU, 2016. pp 20.

10. Holyk A.V. Extension of the fuel base of the internal combustion engine using the diesel gas cycle / A.V. Holyk, S.V. Kovbasenko, V.H. Petrenko // XV International scientific and practical conference of graduate students, undergraduates and students // Abstracts. - K.: KPI, 2017. pp 125.

11. Kovbasenko S.V Opportunities for the use of natural gas by road vehicle engines / S.V. Kovbasenko, A.V. Holyk // scientific-practical conference of scientific-pedagogical workers, graduate students, // students and structural units of the University. Abstracts. - To: NTU, 2017. pp 18.

12. Kovbasenko S.V Testing of a truck with developed gas-diesel microprocessor power system / SV Kovbasenko, V.G. Petrenko, A.V. Holyk // scientific-practical conference of scientific-pedagogical workers, graduate students, // students and structural units of the University. Abstracts. - K.: NTU, 2018. pp 16.

13. Kovbasenko SV Indicators of road diesel vehicles with gas-diesel microprocessor-based power system / SV. Kovbasenko, V.G. Petrenko, A.V. Golik, V.V. Simonenko, EV Ustimenko // міжнародна наукова конференція «Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojednych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji» «SAKON 18». – 2018. pp 4.

14. Holyk A.V Mathematical model of motion of a truck at the work of its engine on diesel and gas-diesel cycles. Golik // scientific-practical conference of scientific-pedagogical workers, graduate students, // students and structural units of the University. Abstracts. - K.: NTU, 2019. pp 21.

15. Kovbasenko S.V. Research of indicators of a truck with a diesel engine operating on the diesel gas cycle // S.V Kovbasenko, A.V. Holyk // Science - education, production, economy. Proceedings of the International Scientific and Technical Conference. // In 4 volumes. Volume 3, - Minsk: BNTU, 2019. pp 70.

Patents for utility model

16. Patent 128733 UA, IPC F24D 19/08 (2006.01) Power system for diesel gas engine / Varlamov H.B., Barabash P.O., Petrenko V.H., Solomaha A.S., Holyk

A.V., Ustymenko E.V. / (Ukraine); Applicant and patent holder: National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”. – № u201802343; statements 07.03.2018; published Oct 10, 2018, Bul.No.19.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	21
ВСТУП.....	22
Розділ 1 ШЛЯХИ ЗАМІНИ ТРАДИЦІЙНИХ НАФТОВИХ ПАЛИВ ТА СПОСОБИ ЇХ РЕАЛІЗАЦІЇ.....	28
1.1 Світові запаси нафти.....	28
1.2 Шляхи заміни традиційних моторних палив	32
1.3 Запаси природного газу в Україні та світі.....	39
1.4 Основні способи переведення дизелів на живлення стисненим природним газом	42
1.5 Аналіз існуючих конструкцій систем живлення газодизелів.....	45
1.6 Висновки до розділу 1	57
Розділ 2 РОЗРОБКА ТА НАЛАШТУВАННЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНОЇ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ.....	59
2.1 Розробка газодизельної системи живлення.....	59
2.3 Керування мікропроцесорною системою живлення	72
2.4 Перевірка роботоздатності та налаштування мікропроцесорної системи живлення	74
2.5 Регулювання фази впорскування газу за допомогою розробленої мікропроцесорної системи живлення.....	81
2.6 Висновки до розділу 2	84
Розділ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З ДИЗЕЛЕМ ЗА РОБОТИ ЗА ДИЗЕЛЬНИМ ТА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛАМИ.....	86
3.1 Розгляд існуючих їзових циклів	86
3.2 Міський їзовий цикл для вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами	95
3.3 Уточнення математичної моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами.....	96
3.4 Висновки до розділу 3	112
Розділ 4 МЕТА, ПРОГРАМА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ	

ДОСЛІДЖЕНЬ.....	113
4.1 Експериментальний безмоторний стенд для дослідження МПСЖ	113
4.2 Об'єкти і програма безмоторних експериментальних досліджень	116
4.3 Мета і задачі стендових моторних досліджень вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами	118
4.4 Програма та об'єкти стендових моторних досліджень вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами ...	119
4.5 Методика проведення досліджень на стенді тягових властивостей автомобілів та під час дорожніх випробувань	122
4.6 Прилади і обладнання, які застосовувались під час експериментальних досліджень.....	124
4.7 Похибки приладів і вимірювань під час експериментальних досліджень.....	129
4.8 Результати експериментальних досліджень.....	130
4.9 Дорожні випробування вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклом	146
4.10 Висновки до розділу 4	148
Розділ 5 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ДИЗЕЛЕМ, ЩО ПРАЦЮЄ ЗА ДИЗЕЛЬНИМ ТА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛАМИ.....	150
5.1 Визначення доцільної фази впорскування газу за роботи дизеля за газодизельним циклом.....	150
5.2 Результати розрахунків паливно-економічних та екологічних показників автомобіля за роботи його двигуна за дизельним та газодизельним циклами.	152
5.3 Результати досліджень на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами. ..	158
5.3.1 Перевірка адекватності математичної моделі.....	162
5.3.2 Результати розрахунків на математичній моделі руху вантажного автомобіля	165
5.4 Розрахунок економічної доцільності та екологічного збитку при переведенні дизелів транспортних засобів з експериментальною системою живлення на роботу за газодизельним циклом	169
5.5 Висновки до розділу 5	175

ВИСНОВКИ	177
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	179
ДОДАТОК А.....	191
ДОДАТОК Б	194
ДОДАТОК В.....	196
ДОДАТОК Г	199

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ВМТ	– верхня мертва точка;
НМТ	– нижня мертва точка;
ВГ	– відпрацьовані гази;
ДВЗ	– двигун внутрішнього згорання;
ХХ	– холостий хід;
ЗНГ	– зріджений нафтовий газ;
ККД	– коефіцієнт корисної дії;
ПНВТ	– паливний насос високого тиску;
СПГ	– стиснений природний газ;
ФВГ	– фазове впорскування газу;
ШР	– шкідливі речовини;
МПСЖ	– мікропроцесорна система живлення;
ДП	– дизельне паливо;
КВ	– колінчастий вал;
МЗЗД	– механізм задання запальної дози;
БУ	– блок управління
ДФ	– датчик фази
ПІ	– пропорційно-інтегральний
ПІД	– пропорційно-інтегрально-диференціальний
АП	– альтернативні палива
ПК	– персональний комп'ютер

ВСТУП

Актуальність теми. Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), особливо дизелі, набули широкого розповсюдження в автомобільному транспорті. Використання ДВЗ у якості джерела енергії для руху транспортних засобів має свої переваги та недоліки. ДВЗ є одними з основних споживачів традиційних моторних палив, що виробляються з нафти, запаси якої обмежені.

Зменшення використання ДВЗ, особливо дизелями, традиційних нафтових палив та поліпшення їх екологічних показників є основними чинниками пошуку альтернативи. Для України, яка імпортує більшу частину нафти та її продуктів проблеми паливного забезпечення для дизелів є гострими.

Одним зі способів заміни традиційних палив є стиснений природний газ (СПГ). За сумарною екологічною безпекою газове паливо значно ефективніше за дизельне паливо. Екологічний ефект, що отримується в результаті згорання природного газу в дизелях, це різке зменшення викидів частинок сажі, які адсорбують на своїй поверхні хімічно активні речовини, котрі є основними носіями токсичних та канцерогенних речовин.

Крім цього, в останні роки піднімається питання нормування вмісту вуглекислого газу (CO_2) у відпрацьованих газах (ВГ) ДВЗ. На конференції ООН з питань клімату 2015 року, що відбулась в м. Париж (Франція), прийняті обмеження на емісію в атмосферу двооксиду вуглецю, який належить до кліматично активних газів і спричиняє глобальний парниковий ефект. Основною метою Паризької угоди, яка набула чинності з 4 листопада 2016 року, є зменшення викидів парникових газів, в тому числі CO_2 , для утримання зростання середньої світової температури.

Використання СПГ, як моторного палива для дизелів, має дозволити зменшити використання дизельного палива, зменшити собівартість транспортних перевезень та покращити екологію повітряного басейну населених пунктів і атмосфери в цілому. Для практичної реалізації зазначених переваг використання газового палива необхідна надійна газодизельна система

живлення, яка б забезпечила ефективну роботу дизелів як за дизельним так за газодизельними циклом.

Дана робота спрямована на поліпшення паливно-економічних та екологічних показників дизеля шляхом переобладнання в газодизель та розширення його паливної бази.

Отже, актуальними є дослідження переведення дизелів транспортних засобів на живлення СПГ в умовах експлуатації, як можливість зменшення споживання дизельного палива та поліпшення екологічних показників дизелів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконували згідно з планами науково-дослідних робіт кафедри дорожніх машин Національного транспортного університету в рамках першого етапу наукової теми «Удосконалення експлуатаційних показників дорожніх, землерийних машин та транспортних засобів» (державна реєстрація №0118U001087, 2018 рік).

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є поліпшення екологічних показників та зменшення споживання дизельного палива транспортними засобами удосконаленням та налаштуванням газодизельної мікропроцесорної системи живлення (МПСЖ) зміною фази впорскування газового палива.

Завдання дослідження. Для досягнення вказаної мети в роботі вирішували такі задачі:

1. Аналіз результатів виконаних робіт щодо переобладнання дизелів транспортних засобів на живлення стисненим природним газом в умовах експлуатації.
2. Розробка та налаштування МПСЖ для дизелів, що працюють за газодизельним циклом, із забезпеченням можливості фазного регулювання подачі газу до циліндрів двигуна.
3. Уточнення математичної моделі руху вантажного автомобіля за режимами міського їздового циклу для визначення паливно-економічних, екологічних та енергетичних показників за роботи його двигуна за дизельним та газодизельним циклами.

4. Проведення експериментальних досліджень вантажного автомобіля з дизелем, на який встановлено розроблену МПСЖ з визначенням доцільної фази впорскування газу до циліндрів дизеля, паливної економічності та концентрацій шкідливих речовин (ШР) у ВГ за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами.

5. Перевірка адекватності та проведення розрахунків на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами з визначенням паливної економічності та екологічних показників з врахуванням різних експлуатаційних факторів.

6. Визначення економічної доцільності та екологічного збитку при переведенні дизелів у газодизелі з розробленою МПСЖ.

Об’єкт дослідження – вплив переведення дизелів транспортних засобів в газодизелі та зміни регульовальних параметрів МПСЖ на показники вантажного автомобіля в умовах експлуатації.

Предмет дослідження – паливно-економічні та екологічні показники вантажного автомобіля з дизелем, який працює за дизельним та газодизельним циклами.

Методи дослідження. Експериментальним методом досліджували екологічні та енергетичні показники, паливну економічність вантажного автомобіля з дизелем за роботи за дизельним та газодизельним циклами. В результаті експериментальних досліджень отримано характеристики для визначення коефіцієнтів поліноміальних залежностей, які описують двигун як джерело енергії, споживач палива та джерело шкідливих викидів.

Розрахунковим методом на математичній моделі визначали: паливну економічність і екологічні показники автомобіля за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами, а також витрати на паливо автомобіля за добу в залежності від добового пробігу при різних завантаженнях, та термін окупності переведення дизеля для роботи за газодизельним циклом в умовах експлуатації.

Наукова новизна одержаних результатів. Встановлено вплив фази впорскування газового палива на паливну економічність та екологічні показники дизелів за роботи за газодизельним циклом.

Уточнено математичну модель руху вантажного автомобіля з дизелем, переобладнаним для роботи за дизельним та газодизельним циклами, згідно режимів міського їздового циклу.

Підтверджено економічну доцільність переведення дизелів транспортних засобів в газодизелі шляхом удосконалення системи живлення та збільшення частки заміщення дизельного палива СПГ в умовах експлуатації.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено та виготовлено експериментальний зразок газодизельної МПСЖ. За результатами стендових безмоторних випробувань здійснено налаштування ПД-регулятора газоподачі цієї системи та перевірено можливість фазного регулювання подачі газу за різних режимів роботи дизеля.

Проведено експериментальні дослідження на автомобілі ГАЗ-3309 з дизелем Д 245.7 з встановленим зразком газодизельної МПСЖ, в результаті яких отримані поліноміальні залежності, що описують дизель як джерело енергії, споживач палива та джерело шкідливих викидів за роботи дизеля за дизельним і газодизельним циклами.

Встановлено величини доцільних фаз впорскування газу до циліндрів двигуна за роботи дизеля за газодизельним циклом.

Розраховано економічний ефект, який дає змогу оцінити економічну доцільність конвертації в умовах експлуатації дизеля в газодизель з використанням розробленої МПСЖ.

Основні результати роботи прийнято для впровадження ТОВ „АвтоГазГлобал" та ТОВ „ЛКО" з метою зниження витрат на паливо, зменшення шкідливих викидів в умовах експлуатації та обґрунтування доцільності переобладнання транспортних засобів для роботи дизеля за газодизельним циклом. Крім того, результати роботи використовуються в освітньому процесі Національного транспортного університету при підготовці фахівців за

спеціальностями: «Галузеве машинобудування», «Автомобільний транспорт» та «Енергетичне машинобудування».

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, які подані та викладені в дисертації, отримано здобувачем самостійно. Робота [13] виконана одноосібно. В роботах, які викладені у співавторстві, автору належить: дослідження перспективи використання природного газу двигунами [7, 9]; порівняння та пошук способів конвертації дизелів на живлення стисненим природним газом [1, 10, 11]; розгляд існуючих конструкцій газодизелів та участь у створенні та налаштуванні мікропроцесорної системи живлення [2, 4, 5, 16]; безпосередня участь в отриманні результатів під час експериментальних досліджень [8, 12, 14, 15]; розрахунки на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, за міським їздовим циклом [6, 13]; налаштування ПД-регулятора газоподачі за роботи дизеля за газодизельним циклом [3].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації були представлені та отримали позитивну оцінку на:

- щорічних науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу і студентів НТУ (2016 – 2019 роки);
- на XV Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів 25-28 квітня 2017 року в КПІ ім. Ігоря Сікорського;
- на міжнародній науковій конференції «Systemy i srodki transportu samochodowego. SAKON 18» (м. Жешув, Польща, 2018 р.);

на міжнародній науково-технічній конференції «Наука - образованию, производству, экономике», БНТУ, 2019, м. Мінськ.

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано (Додаток А) у 16 працях, у тому числі: 6 – у наукових фахових виданнях України, 2 – у закордонних виданнях 7 – у матеріалах наукових конференцій. Отримано один патент України на корисну модель (Додаток Б).

Структура та обсяг дисертації. Дисертація містить вступ, п'ять розділів, висновки, список використаних джерел та додатки. Загальний обсяг дисертації складає 201 сторінку, з яких 157 сторінки основного тексту, 19 таблиць та 94 рисунки.

Розділ 1 ШЛЯХИ ЗАМІНИ ТРАДИЦІЙНИХ НАФТОВИХ ПАЛИВ ТА СПОСОБИ ЇХ РЕАЛІЗАЦІЇ

1.1 Світові запаси нафти

Бензин та дизельне паливо є традиційними моторними рідкими паливами для двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), які використовуються з кінця XIX сторіччя. ДВЗ обладнуються легкові та вантажні автомобілі, автобуси, будівельна, дорожня та сільськогосподарська техніка, судна тощо. За даними міжнародної асоціації виробників автомобілів (OICA) з 1999 року по 2017 рік включно було виготовлено 1398,92 млрд транспортних засобів (легкових автомобілів та комерційного транспорту) [1]. Переважна більшість середнього та важкого транспорту обладнана дизелями.

Щорічне збільшення кількості транспорту в світі сприяє збільшенню споживання палив нафтового походження, що призводить до зменшення запасів нафти. За даними British Petroleum запаси нафти на кінець 2016 року склали 1706.7 млрд барелів [2]. На рис. показано світові запаси нафти на кінець 1996, 2006 та 2016 років.

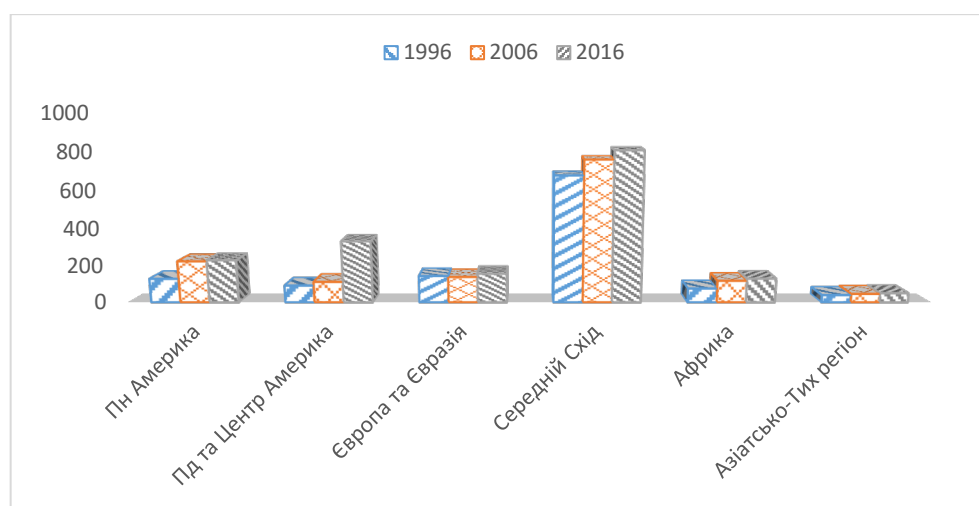


Рисунок 1.1 – Світові запаси нафти за регіонами, млрд барелів [2]

Як видно з рис.1.1, спостерігається збільшення світових запасів нафти, що пов'язане із знаходженням нових нафтових родовищ. Так на кінець 2006 року світові запаси нафти збільшились на 239,5 млрд барелів в порівнянні з 1996 роком. Це пов'язано із знаходженням нафтових родовищ в Канаді (запаси Канади збільшились на 130,5 млрд барелів), збільшення запасів в Центральній та Південній Америці на 20,1 млрд барелів, на Середньому Сході – на 81,9 млрд барелів, в Африці – на 42 млрд барелів та Азіатсько-Тихоокеанському регіоні на 6,5 млрд барелів.

На кінець 2016 року світові запаси нафти збільшились ще на 318,4 млрд барелів, в порівнянні із 2006 роком. Таке збільшення переважно пов'язане із відкриттям нафтового родовища у Венесуелі. Її запаси збільшились на 213,6 млрд барелів і на даний момент Венесуела має найбільші нафтові родовища в світі.

На рис. 1.2 представлено карту світових запасів нафти згідно відомостей Міжнародного Енергетичного Агентства (EIA) [3]. В десятку країн з найбільшими запаси нафти входять такі країни як: Венесуела, Саудівська Аравія, Канада, Іран, Ірак, Кувейт, ОАЕ, Росія, Лівія та Нігерія (рис. 1.3 та рис. 1.4).

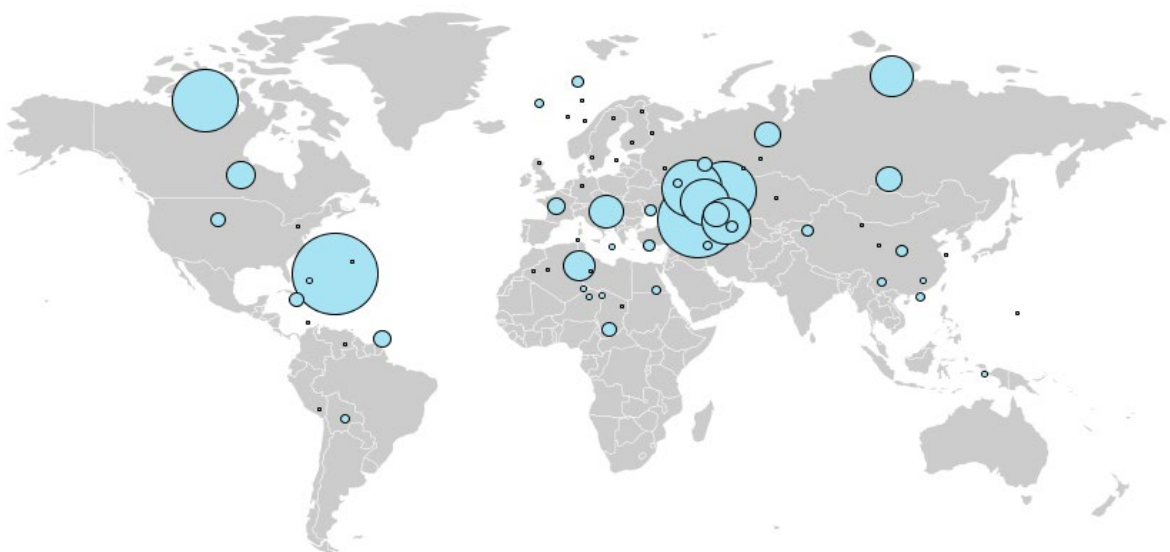


Рисунок 1.2 – Карта світових запасів нафти на кінець 2017 року [3]

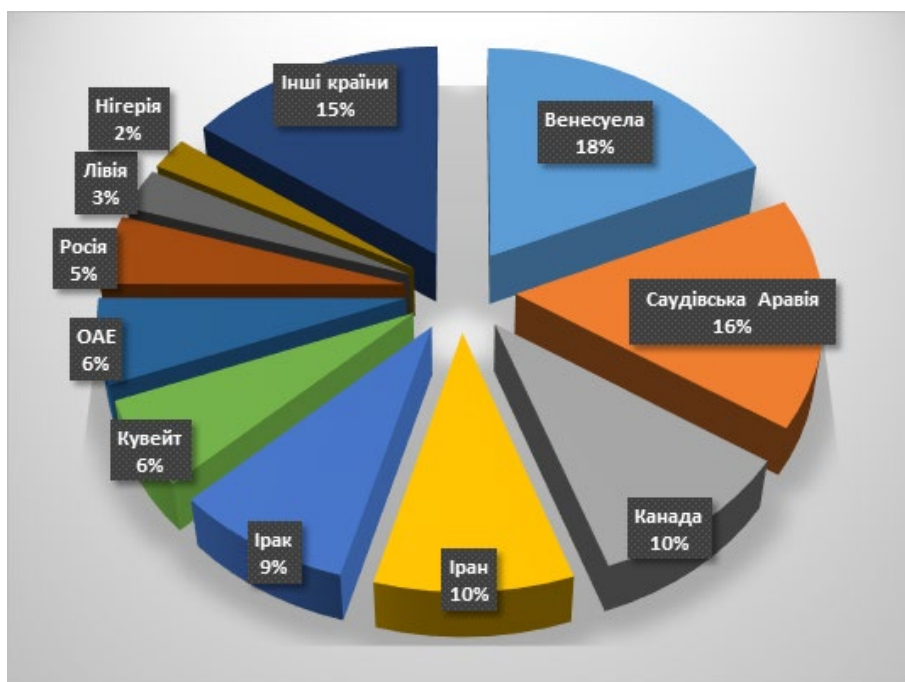


Рисунок 1.3 – Розподіл загальносвітових запасів нафти за країнами [3]

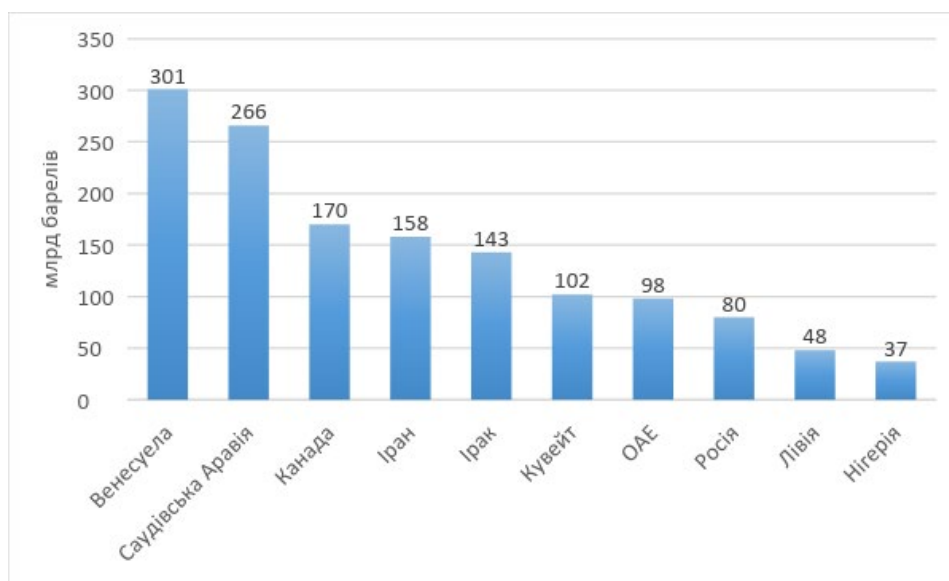


Рисунок 1.4 – Країни з найбільшими запасами нафти, млрд барелів [3]

При нинішніх запасах нафти і її споживанню родовища нафти вичерпаються через 50,5 років [2]. Але з 2006 по 2016 рік середньорічне збільшення виробництва нафти складає 1,12 %. Через збільшення щорічного виробництва і незмінних запасах нафтові родовища можуть вичерпатись дещо швидше.

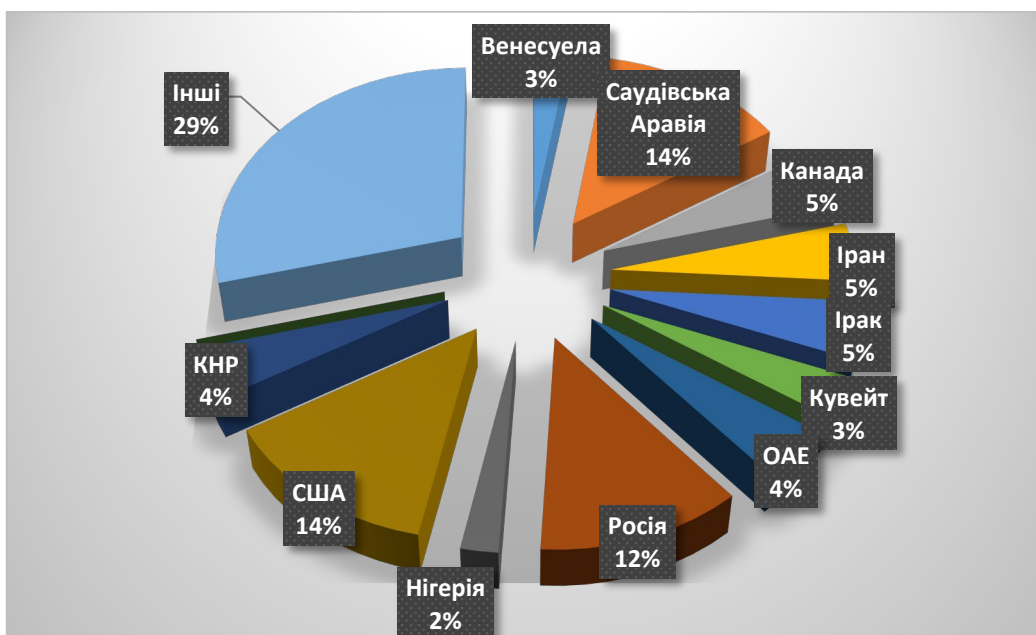


Рисунок 1.5 – Найбільші нафтовидобувні країни у світі [2]

Тому пошук альтернативи паливам нафтового походження має допомогти зменшити залежність від нафти, особливо для України, яка більшу частину нафти імпортує.

Крім того, в зв'язку із більш жорсткими екологічними нормами, особливо для дизелів, виробники транспортних засобів почали активно шукати шляхи поліпшення їх екологічних показників. В силу неможливого поліпшення на даному етапі екологічних показників дизелів без значного дорожчання транспортних засобів виробники змушені шукати альтернативні до нафти джерела сировини для виробництва моторних палив.

Ще однією проблемою є погіршення екології довкілля в результаті збільшення кількості ДВЗ, оскільки відсоток двигунів в забрудненні довкілля складає більшу половину від загальної величини забруднення атмосфери [4]. Але, якщо порівнювати двигуни з іскровим запалюванням та дизелі за вмістом забруднювачів у викидах, то дизелі є більш екологічно безпечним типом ДВЗ [5].

При використанні ДВЗ нафтових палив існує декілька проблем [6]:

- проблема глобального потепління внаслідок «парникового ефекту».

Виникнення цього ефекту пов'язане зі збільшенням та накопиченням в

навколишньому середовищі «парникових газів», а саме двооксиду вуглецю (CO_2), хлорфторвуглецю, метану (CH_4) та інших газів;

- проблема кислотних дощів, які містять в собі азотну та сірчану кислоти. Кислотні дощі спричинені попаданням в атмосферу оксидів азоту (NO_x) та діоксиду сірки (SO_2). Одним зі значних джерел таких викидів є відпрацьовані гази ДВЗ;

- фотохімічний смог. Основним чинником його утворення є попадання двоокису азоту (NO_2) в атмосферу з відпрацьованими газами ДВЗ. Кінцеві продукти фотохімічного смогу включають озон, акролеїн, формальдегід, органічні кислоти та органічні озоніди;

- шум, вібрація, електромагнітне випромінювання тощо.

Вище зазначені та низка інших проблем призводять до погіршення здоров'я населення, зменшення кількості видів флори та фауни, глобальних змін клімату та інших незворотних наслідків.

Для часткового вирішення цих проблем можуть бути використані альтернативні палива (АП). Для України найбільш доцільним є використання спиртових та газових палив, оскільки для їх виготовлення та добування є значна сировина база [7].

Отже, проблема часткової або повної заміни використання традиційних нафтових палив ДВЗ є актуальною і передбачає проведення досліджень щодо можливості використання того чи іншого АП.

1.2 Шляхи заміни традиційних моторних палив

Традиційні моторні палива, такі як бензин та дизельне паливо, виробляються із нафти, запаси якої вичерпуються. Пошук альтернативи традиційним моторним паливам є важливою науково-технічною задачею. Використання таких палив має забезпечити повне або часткове заміщення палив нафтового походження.

Для цього необхідно проаналізувати ефективність використання АП в ДВЗ, особливо дизелів. При використанні АП дизелями транспортних засобів важливим є розгляд їх фізико-хімічних властивостей, оскільки вони мають значний вплив на перебіг робочих процесів в дизелях, що в результаті визначає їх ефективність застосування.

Нафтові палива та АП умовно можна поділити на три групи [8, 9]. В першій групі знаходяться традиційні моторні палива, а також сумішеві палива з добавками нафтового походження (ефіри, спирти тощо). До другої групи відносяться синтетичні палива, які за своїми властивостями схожі з традиційними моторними паливами і які отримуються в результаті переробки вугілля, природного газу, горючих сланців тощо. Третя група включає нафтові палива (ефіри, спирти, газові палива), що суттєво відрізняються від традиційних моторних палив за своїми фізико-хімічними властивостями.

Із **спиртів**, які найбільш широко використовуються в дизелях, слід звернути увагу на етанол (C_2H_5OH) та метанол (CH_3OH). Спирти можуть бути використанні як основне паливо для ДВЗ, так і у вигляді добавки до традиційних моторних палив [9].

Отримання метанолу та етанолу, зазвичай, здійснюється із деревини, природного газу, вугілля, біомаси та харчових продуктів.

Використання спиртів в дизелях обмежено їх фізико-хімічними властивостями. В порівнянні з дизелем спиртові палива мають більш високу температуру самозаймання, менше цетанове число та меншу кінематичну в'язкість, що призводить до погіршення мастильних властивостей і, як результат, призводить до зношення циліндро-поршневої групи та паливної апаратури дизеля (табл. 1.1). Ще одним важливим недоліком використання спиртів дизелями є їх низька енергмісткість, що призводить до значного збільшення питомої витрати палива.

Таблиця 1.1 – Фізико-хімічні властивості дизельного та спиртових палив [10, 11, 12, 13]

Властивість	Дизельне паливо	Метанол	Етанол
Формула	$C_{10}-C_{15}$	CH_3OH	C_2H_5OH
Молекулярна маса	~170 (190~220)	32	46
Цетанове число	51	<5	8
Октанове число	-	92	90
Нижча теплота згорання, МДж/кг	42,5	19,7	26,8
Густина при 20°C, кг/м ³	840	790	789
Динамічна в'язкість при 20°C, МПа·с	2,8	0,59	-
Кінематична в'язкість, мм ² /с	2,97	-	1,4
Теплота випаровування, кДж/кг	26	1178	840
Температура самозаймання, °C	316	464	390
Стехіометричний коефіцієнт	14,7	6,45	9
С, % по масі	86	37,5	52,14
Н, % по масі	14	12,5	13,13
О, % по масі	0	50	34,73
Вміст сірки, млн ⁻¹ по масі	<350	-	-
Температура факелу, °C	2054	1890	-

Для роботи дизелів з використанням спиртових палив, останні подаються до циліндрів двигуна у вигляді пари [9], або спирти (метанол та етанол) змішують з дизельним паливом за допомогою емульгатора або співрозчинника [14].

Спиртові палива мають низку недоліків, серед яких варто відмітити їх токсичність (особливо метанолу), агресивність, особливо по відношенню до алюмінієвих сплавів та гуми, та інших конструкційних матеріалів та корозійну активність [15, 16].

Водень - найпростіша та найлегша сполука. Основними перевагами водню серед всіх можливих палив є найвища питома теплота згорання [17], а також в зв'язку з тим, що водень не має в своєму складі вуглецю, зменшуються викиди токсичних речовин у ВГ дизеля. Водень має значну сировинну базу, оскільки його переважно отримують в результаті піролізу на базі природного газу та нафтопродуктів або електролізу на базі води.

Але, оскільки водень має досить високу температуру самозаймання [18], його використання дизелями, як основного палива, неможливе. Тому він використовується лише із запальною дозою дизельного палива як в дослідженнях, наведених в роботі [19].

Використання водню дає змогу зменшити викиди твердих частинок, оксиду вуглецю (CO) та вуглеводнів (C_mH_n) у ВГ дизеля [18, 20, 21, 22]. Це пояснюється тим, що в дизель-водневій суміші значно менша кількість вуглецю, ніж за роботи за дизельним циклом. В той же час використання водню призводить до збільшення викидів NOx [18, 19, 23]. Це пояснюється збільшенням тиску, а отже і температури в камері згорання дизеля.

Поширення водню в якості АП для ДВЗ має низку проблем, а саме: зберігання (на заправних станціях), безпека, а також існуючі системи зберігання та використання водню відрізняються складністю та дороговизною виготовлення (кріогенна, балонна, металогідритна), а також незначним заміщенням ДП воднем (електролізна система).

Серед **ефірів**, в якості палива для дизелів транспортних засобів, найбільшого поширення отримав диметилловий ефір, але також можливо використовувати диетилловий ефір, дибутиловий ефір та інші інші [24, 25, 26]. В таблиці 1.2 показано основні фізико-хімічні властивості простих ефірів.

При використанні простих ефірів в якості АП для дизелів транспортних засобів спостерігається зниження викидів ШР з ВГ. Однак, до основних недоліків використання простих ефірів слід віднести зростання годинної витрати палива та необхідність переобладнання системи живлення.

Таблиця 1.2 - Фізико-хімічні властивості простих ефірів

	Диметиловий	Диетиловий	Дибутиловий
Формула	C_2H_6O	$C_4H_{10}O$	$C_8H_{18}O$
Молекулярна маса	46,07	74,12	130,23
Густина при температурі 20°C, кг/м ³	668	713,8	770,4
Кінематична в'язкість при температурі 20°C, мм ² /с	0,22	0,34	1,00
Цетанове число	55	125	80
Температура кипіння при, °C	-24,8	34,5	142,4
Температура спалаху, °C	-41,1	-41,0	25,0
Нижча теплота згорання, МДж/кг	28,840	33,870	39,100
Теплота випаровування, кДж/кг	412,0	329,1	286,0
Тиск насичених парів при температурі 20°C та атмосферному тиску, кПа	510,0	71,2	-
Теплоємність при температурі 20°C та атмосферному тиску, кДж/(кг·°C)	1,43	2,25	-

Крім простих ефірів можливе використання складних ефірів в якості палива для дизелів транспортних засобів. До них відносяться жири, ацетати тощо. Вважається, що найбільш перспективним є використання жирів органічного походження [27, 28, 29, 30, 31, 32]. Жири органічного походження відносяться до відновлювальних ресурсів та характеризуються високим показником біологічної розчинності. Якщо таке паливо попаде на землю, то не спричинить екологічних збитків, на відміну від нафтових палив [33, 34]. Таке паливо характеризується низькими викидами CO₂, низьким вмістом сірки та ароматичних вуглеводнів [35, 36]. Найбільшого розповсюдження набули рослинні олії в силу їх собівартості та доступності [37].

Дослідженню використання дизельного біопалива присвячено багато робіт (вказати роботи). В роботі [32] відмічається зростання питомої витрати дизельного біопалива від 11% до 16%, на відміну від роботи на дизельному

паливі. Концентрації оксидів вуглецю CO та вуглеводневих сполук C_mH_n практично однакові, як за роботи дизеля на дизельному паливі, так і на дизельному біопаливі. Концентрації оксидів азоту NO_x у ВГ за повного навантаження двигуна за роботи дизеля на дизельному біопаливі вищі на 7 %, ніж за роботи дизеля на дизельному паливі. Також спостерігається зменшення димності ВГ в середньому на 39 % за роботи дизеля на дизельному біопаливі.

До недоліків використання дизельного біопалива можна віднести збільшення питомої витрати палива. Особливо, враховуючи, що ціни на ріпакову олію в середині 2019 року приблизно склали 800 доларів за тонну [38] та ціну на дизельне паливо [39]. А також, врахувавши, що з тони ріпакової олії отримують, на 4%-8% менше метилового ефіру ріпакової олії, згідно [32], можна очікувати приблизно однакові витрати на дизельне паливо та дизельне біопаливо. Також до недоліків можна віднести використання земельних площ під вирощування ріпаку.

Серед газових палив, що використовуються в якості палива для ДВЗ, найбільш розповсюджені **природний газ**, який використовується як в стисненому, так і в зрідженому видах, а також зріджені вуглеводневі гази (пропан-бутанові суміші), які отримані в результаті переробки нафтового газу [8, 9, 40].

Зріджений нафтовий газ (пропан-бутанова суміш) або LPG (Liquefied Petroleum Gas) являє собою суміш нафтового та природніх газів. Рідкий стан такого газу можливий за температури навколишнього середовища та тиску менше 14 бар.

В газовому стані LPG має вдвічі більшу щільність, ніж стиснений природний газ (CNG). LPG має високе октанове число, тому має добрі антидетонаційні властивості і використовується для двигунів з іскровим запалюванням.

Однак, для використання LPG в якості палива для дизелів транспортних засобів необхідно змінити головку циліндрів двигуна, для зменшення ступеня стиску, а також змінити дизельну паливну апаратуру на газову.

Стиснений природний газ (CNG) та скраплений природний газ (LNG) також використовуються в якості палив для дизелів транспортних засобів. Природний газ, який переважно складається з метану і піддається чистому згоранню, є досить поширеним та більш дешевим паливом, ніж бензин або дизельне паливо.

Для використання CNG або LNG дизелями транспортних засобів необхідно зменшити ступінь стиску, змінивши головку циліндрів двигуна, та встановити газове обладнання замість дизельної паливної апаратури, або реалізувати роботу дизеля за газодизельним циклом. За роботи дизеля за газодизельним циклом дизельне паливо використовується в якості запальної дози, а потужність регулюється подачею газу до циліндрів двигуна. Перевага переобладнання дизеля для роботи за газодизельним циклом полягає у відносній простоті переобладнання без зміни конструкції двигуна [41, 42].

Переваги використання природного газу в дизелях [9, 41, 43]:

- зменшення використання дизельного палива на 50-85%;
- зниження викидів твердих частинок та зменшення майже вдвічі димності ВГ;
- зниження до 25% сумарних викидів з ВГ шкідливих речовин;
- зменшення рівня шуму роботи дизеля (до 5 дБ);
- збільшення міжремонтних термінів роботи дизеля та терміну служби оливи;
- при використанні природного газу відсутня проблема холодного запуску;
- висока летючість природного газу запобігає утворенню паливної калюжі під транспортним засобом у разі витоку, як може статися при використанні рідких палив.

До недоліків природного газу відносяться:

- висока температура самозаймання, яка ускладнює використання газових палив в дизелях;
- зріджений природний газ важко зберігати, оскільки для цього необхідна

досить низька температура ($-126\text{ }^{\circ}\text{C}$ за тиску $0,1\text{ МПа}$). Також можливий витік газу в результаті дії температури навколишнього середовища [9].

В результаті проведеного аналізу АП, зрозуміло, що всі палива при відповідній організації робочого процесу ДВЗ є перспективними. Однак, всі АП палива мають як переваги, так і недоліки. Спирти, водень, ефіри та рослинні олії не можуть використовуватись дизелями транспортних засобів як самостійне паливо, а лише у вигляді добавок. Серед перелічених найпоширеніші рослинні олії. Для їх виготовлення необхідні суттєві земельні ділянки для вирощення культур та створення заводів для їх переробки.

Найбільш перспективним з точки зору використання газових палив (особливо CNG) є робота дизеля за газодизельним циклом. Природний газ, на відміну від рослинних палив, не потребує значних земельних ділянок для його видобутку, а також для його виготовлення після видобутку необхідна лише сушка.

Отже, проведений аналіз снуючих досліджень засвідчив, що на даному етапі сучасної вітчизняної альтернативної енергетики найбільш перспективним є використання в дизелях газових палив, зокрема, природного газу. Природний газ може бути використаний як альтернатива традиційному нафтовому паливу. Природний газ має низку переваг, зокрема, високе октанове число та є більш екологічно чистим паливом, оскільки складається, переважно, з метану, який піддається чистому згоранню [44, 45]. Використання природного газу дозволить знизити використання палив нафтового походження та сприятиме збереженню довкілля завдяки зменшенню сумарних викидів шкідливих речовин з ВГ та зменшення димності ВГ.

1.3 Запаси природного газу в Україні та світі

Запаси природного газу, як і нафти, обмежені. За даними [46] (рис. 1.7) світові запаси газу складають більше 100 трлн м^3 стисненого природного газу.

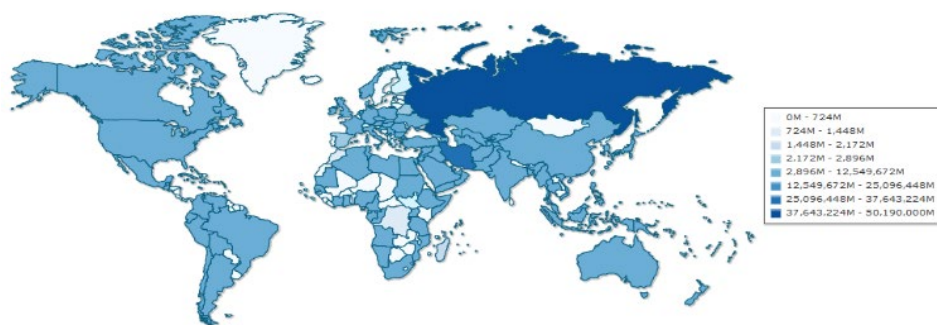


Рисунок 1.7 – Мапа світових запасів природного газу [46]

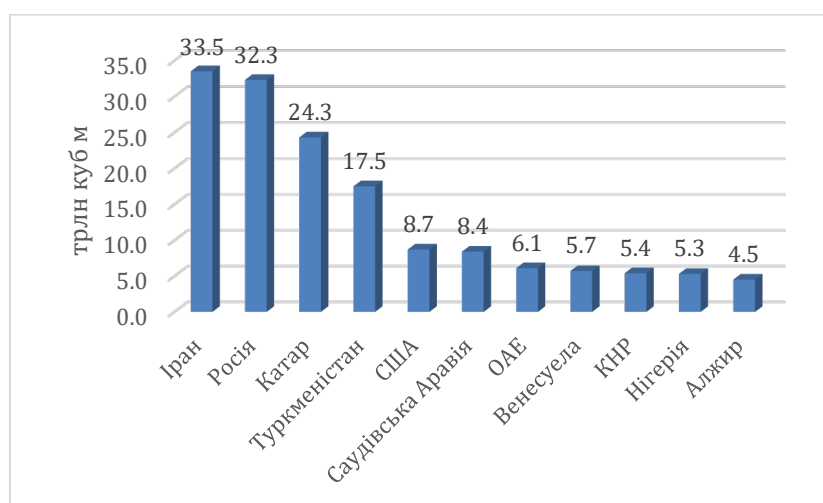


Рисунок 1.8 – Країни з найбільшими світовими запасами газу [2]

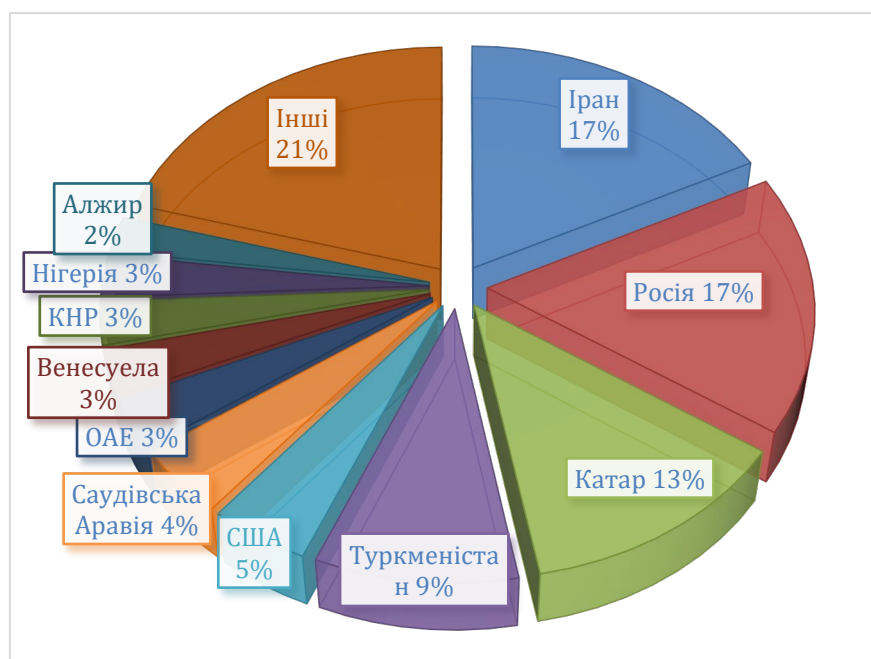


Рисунок 1.9 – Країни з найбільшими загальносвітовими запасами газу [2]

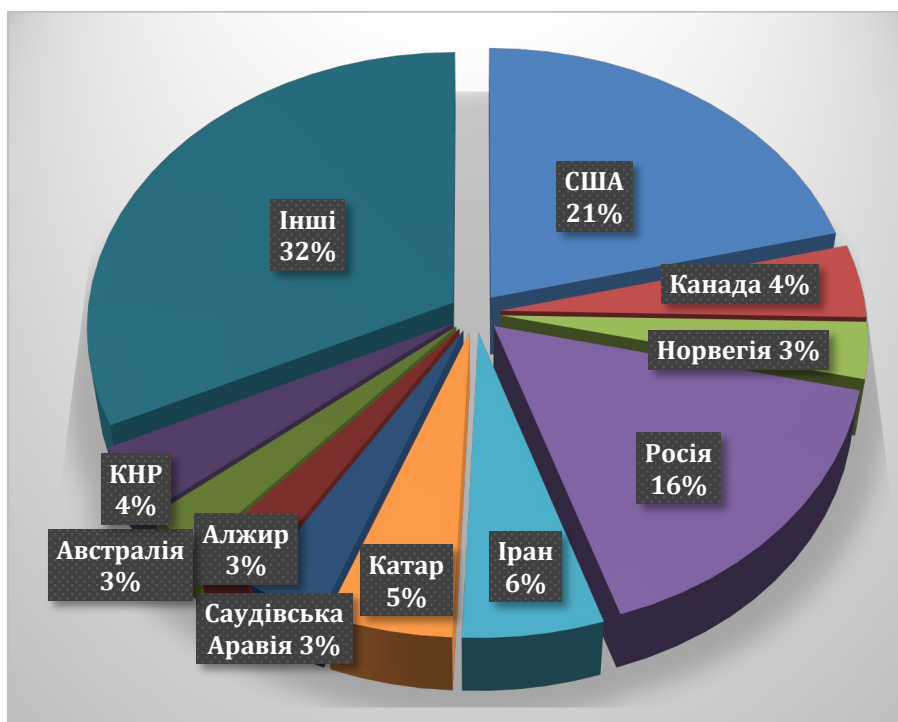


Рисунок 1.10 – Найбільші газовидобувні країни світу [2]

За прогнозами при нинішньому використанні запасів природного газу вистачить приблизно на 70 років [2]. На відміну від нафти, родовища природного газу знаходяться глибше і тому є великий шанс того, що найближчими роками запаси природного газу буде збільшено в результаті відкриття нових родовищ.

Як відомо, в Україні є родовища природного газу. Запаси України згідно [47] складають 0,6 трлн м³ газу на кінець 2016 року. Згідно даних British Petroleum Україна за 2016 рік виробила (видобула і використала) 17,8 млрд м³ газу, а спожила 29 млрд м³ газу. Отже, Україна докуповує близько 11,2 млрд м³ газу в сусідніх державах. У випадку використання Україною щороку 30 млрд м³ газу із власних родовищ запасів природного газу в такому випадку вистачило б приблизно на 20 років.

Але згідно Асоціації газовидобувних компаній України запаси природного газу складають 905 млрд м³ газу, а саме: 725 млрд м³ в Східній Україні, 112 млрд м³ в Західній Україні та 68 млрд м³ в Південній Україні. При видобутку 20 млрд м³ газу в рік запасів газу в родовищах України вистачить приблизно на 45 років. Найбільша частка запасів знаходиться в Східній Україні (рис. 1.11).

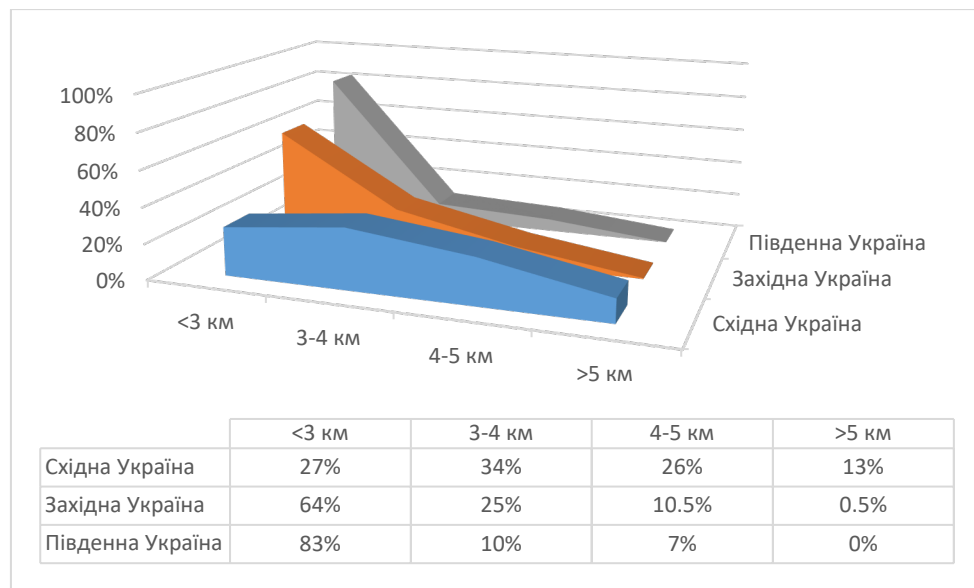


Рисунок 1.11 – Розподіл запасів газу за глибиною по всій Україні [47]

За даними [46] в Україні 402 родовища газу, переважна більшість з яких малого вмісту (менше 5 млрд м³ газу). Але більша частина видобутку газу відбувається з малих родовищ (7,2 млрд м³ газу) та із середніх родовищ обсягом 10-30 млрд м³ газу (6,2 млрд м³ газу).

Отже, світових запасів природного газу за нинішнього використання вистачить щонайменше на 70 років. В Україні запасів природного газу вистачить на 45 років. Природний газ за своїми фізико-хімічними показниками може бути використаний, як альтернатива традиційним нафтовим паливам, а також для часткового або повного заміщення традиційних палив в дизелях дорожніх транспортних засобів.

1.4 Основні способи переведення дизелів на живлення стисненим природним газом

Конструкція дизеля розрахована на високі навантаження і тиски, тому може бути з успіхом використана для створення високоефективного газового

двигуна [48]. Найбільш поширеними є два способи переобладнання дизелів для роботи на природному газі:

1. Переобладнання дизелів у двигуни з іскровим запалюванням.
2. Переобладнання дизелів для роботи за газодизельним циклом.

При переобладнанні дизелів у газові двигуни з іскровим запалюванням в конструкцію двигуна вносяться істотні зміни (знижується ступінь стиснення та встановлюються системи іскрового запалювання). Основними недоліками переобладнання дизеля в двигун з іскровим запалюванням для роботи на СПГ є зменшення коефіцієнта корисної дії двигуна та унеможливлення повернення до дизеля.

При переобладнанні дизеля для роботи за газодизельним циклом дизель дообладнують газовою системою живлення та подачі палива. Штатна паливна система залишається, а дизель стає двопаливним. Також є другий спосіб конвертації дизеля в газодизель, за якого дизель працює виключно за газодизельним циклом. Схема використання природного газу в якості моторного палива представлена на рис. 1.12.

Температура самозапалювання природного газу вища від температури самозапалювання дизельного палива. Оскільки, температура в циліндрі двигуна наприкінці такту стиснення нижча від температури самозапалювання газового палива, то для її запалювання необхідно до циліндра газодизеля впорскувати "запальну дозу" дизельного палива.

Величина "запальної дози" дизельного палива, яка необхідна для запалювання природного газу, може коливатися в межах від 5%...7% (у випадку роботи тільки за газодизельним циклом) до 20%...50% (у випадку переобладнання транспортних дизелів з можливістю роботи, як за дизельним, так і за газодизельним циклами) від номінальної витрати палива.

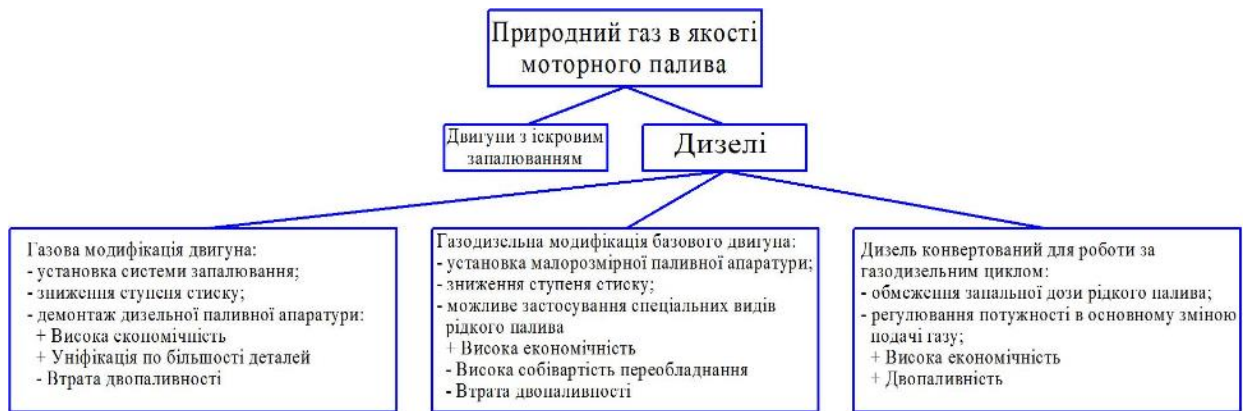


Рисунок 1.12 – Шляхи використання природного газу в якості моторного палива [49]

Вибираючи запальну дозу дизельного палива, треба враховувати особливості швидкісних характеристик ПНВТ, що встановлюються на дизелі. На вітчизняних дизелях використовуються плунжерні паливні насоси з дозуванням подачі відсіканням на ходу нагнітання. В таких ПНВТ з зафіксованою рейкою і зниженням частоти обертання вала насосу, циклова подача палива зменшується.

Суттєвий вплив на показники (екологічні та енергетичні) роботи газодизеля має вибір способу регулювання його потужності [50]. До таких способів відноситься: **якісний спосіб** та **кількісний спосіб** регулювання. Також існує **змішаний спосіб** регулювання потужності. Найбільш поширеним є якісний спосіб регулювання потужності, як найбільш простий у реалізації.

В газодизелях доцільно використовувати змішане регулювання потужності: кількісне – за великих і середніх навантажень, і якісне – за малих навантажень, а якщо навантаження менші за (25-30) % номінальної потужності або холостий хід, - слід перейти на дизельне паливо.

Більш поширеним є якісне регулювання завдяки його простоті. В цьому випадку намагаються одержати максимальну економію дизельного палива, незважаючи на зниження ефективності використання газового палива на малих навантаженнях і на холостому ходу та підвищення викидів вуглеводнів.

Також згідно [50] на повних навантаженнях у газодизелях різко активізується процес тепловиділення в початковій фазі згорання, що призводить

до збільшення швидкості зростання тиску і його максимального значення. Тому викиди оксидів азоту за максимальної потужності зростають порівняно з дизельним циклом.

Дещо змінюється ситуація під час роботи на часткових режимах і навантаженнях, менших за 70% від повного. В результаті зменшення швидкості згорання і зростання тиску через збіднення газоповітряної суміші зменшується рівень шуму й викиди оксидів азоту, але збільшується виділення незгорілого метану. Димність відпрацьованих газів значно зменшується на всіх режимах роботи. Загалом сумарна токсичність газодизелів менша, ніж дизелів і бензинових двигунів. Рівень шуму в кабіні водія газодизеля на (2 – 5) дБ нижчий, ніж під час роботи за дизельним циклом.

Отже, однією з основних переваг газодизелів є можливість роботи як за дизельним (лише на дизельному паливі), так і за газодизельним циклами (на дизельному паливі та природному газі). Величина запальної дози дизельного палива за роботи дизеля за газодизельним циклом може коливатися в межах від 5% до 50% від номінальної витрати палива.

1.5 Аналіз існуючих конструкцій систем живлення газодизелів

Переобладнанням дизелів для роботи за газодизельним циклом почали займатись з другої половини ХХ століття. Значний внесок в дослідження роботи дизелів, що працюють за газодизельним циклом, зробили такі вчені як: К.Є.Долганов, М.О. Дикий, Ю.Ф. Гутаревич, В.П. Матейчик, Поляков А.П., Грицук І.В. та інші [51, 52, 53, 54, 55, 56, 57].

Широкі дослідження з переобладнання дизелів в газодизелі проведені в КАДІ (тепер НТУ). На рисунку 1.13 приведено схему газодизельної системи для двигунів ЯМЗ (ЯМЗ-236, -238, -240 та -240Н1) на які встановлюються ПНВТ типу ЯЗТА з механічним всережимним регулятором частоти обертання. Результати досліджень підтвердили дієздатність системи живлення і стали

основою розробки аналогічних систем для газодизелів ЯМЗ-240 ГД і ЯМЗ-240 Н1-ГД, які проводились сумісно з інститутом Газу АН України [51].

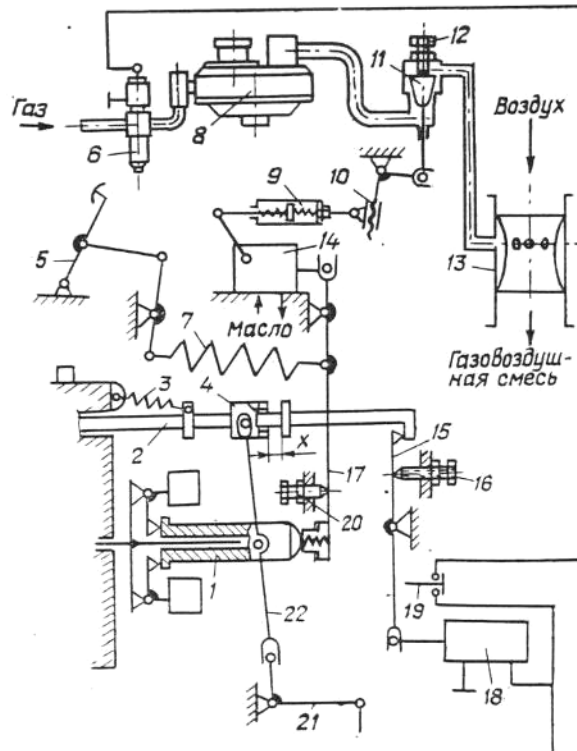


Рисунок 1.13 – Принципова схема всережимного регулятора частоти обертання для газодизелів ЯМЗ [51]

Особливістю цієї системи живлення є здійснення впливу на величину запальної дози ДП за допомогою електромагніту (поз. 18) переміщенням рейки ПНВТ (поз. 2). За роботи дизеля за газодизельним циклом величина запальної дози ДП регулюється гвинтом (поз. 16), а подача газу - гвинтом 12. за роботи дизеля за дизельним циклом номінальна подача дизельного палива здійснюється гвинтом 20.

Зовнішня та часткова швидкісні характеристики з регуляторними гілками газодизеля ЯМЗ-236 ГД за роботи за газодизельним циклом показані на рис. 1.14.

При зниженні навантаження газодизеля менше 20 %... 30 % від повного, регулятор частоти обертання за допомогою гідропідсилювача 14 закриває конічний дозатор 11, і газодизель переходить на дизельний цикл. Отже, при

навантаженнях до 30% дизель працює за дизельним циклом, а з подальшим збільшенням навантаження дизель працює за газодизельним циклом.

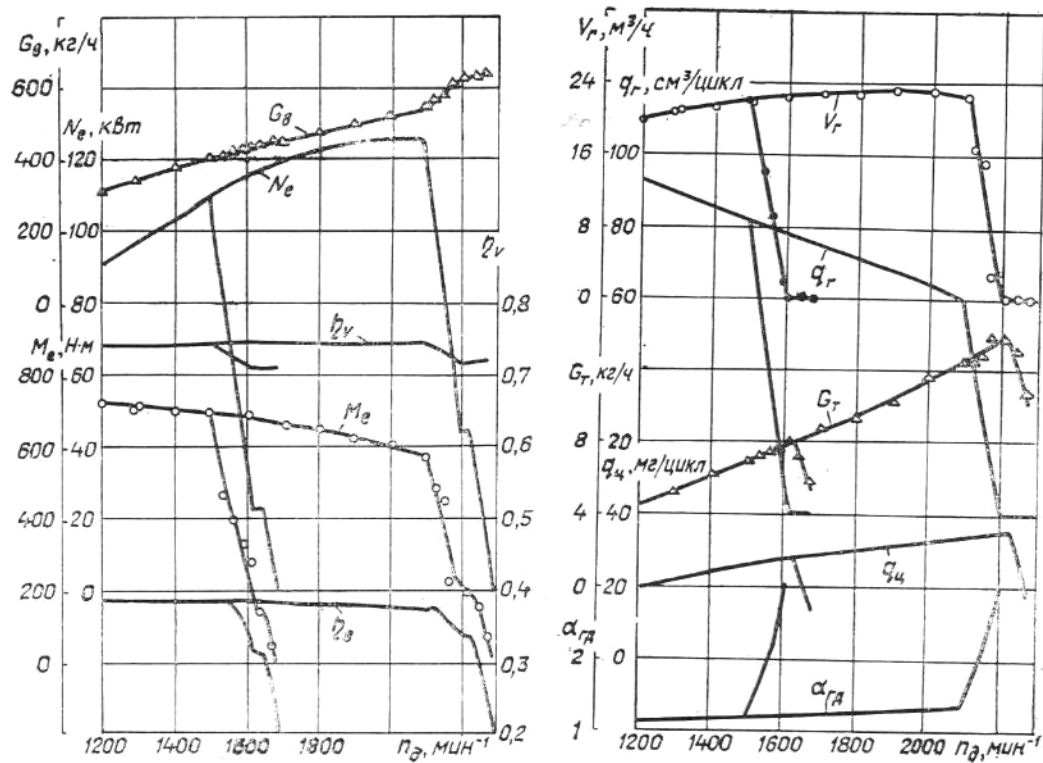


Рисунок 1.14 – Зовнішня та часткова швидкісні характеристики з регуляторними гілками газодизеля ЯМЗ-236 ГД за роботи за газодизельним циклом [51]

Зміни токсичності вуглеводнів, оксиду вуглецю, оксидів азоту та двооксиду вуглецю (CmHn , CO , NO_x , CO_2) і димності K відпрацьованих газів по зовнішній і частковій швидкісним характеристикам газодизеля показано на рис. 1.15. За роботи дизеля за газодизельним циклом вміст вуглеводнів CmHn нижче 0.1%, вміст оксиду вуглецю CO менший на 0.2-0.3 %. Димність відпрацьованих газів зменшується від 32 до 20%.

Недоліками такої системи є: наявність гідравлічного підсилювача привода дозатора газу і відсутність корекції запальної дози від частоти обертання КВ двигуна, що робить конструкцію громіздкою та унеможливорює отримання високого рівня заміщення дизельного палива газом.

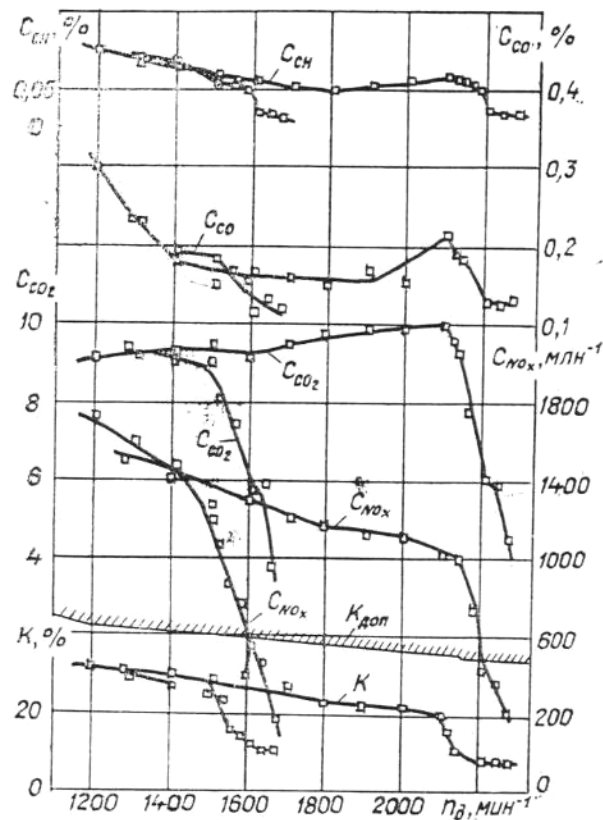


Рисунок 1.15 –Вміст токсичних компонентів і двооксиду вуглецю в газах та їх димність по зовнішній та частковій швидкісним характеристикам газодизеля ЯМЗ-236 ГД за роботи за газодизельним циклом [51]

В дослідженнях [58], що проводились на газодизелі ЯМЗ-236 ГД, на який встановлюється ПНВТ з механічним всережимним регулятором частоти обертання КВ, запальна доза ДП склала 30%. Навантажувальні характеристики газодизеля ЯМЗ-236 ГД за роботи за дизельним та газодизельним циклами наведено на рис. 1.16.

Наведеними дослідженнями встановлено, що вміст оксиду вуглецю CO та двооксиду вуглецю CO₂ практично однаковий, як за роботи дизеля за дизельним, так і за роботи за газодизельним циклом. Оксиди азоту NO_x за роботи дизеля за газодизельним циклом в більшій частині навантажувальної характеристики менші, ніж за роботи за дизельним циклом. Однак, за повного навантаження оксиди азоту NO_x за роботи за газодизельним циклом більші на 20%, ніж за

роботи за дизельним циклом. Також спостерігається суттєве зменшення (приблизно 3-4 рази) димності ВГ за роботи дизеля за газодизельним циклом.

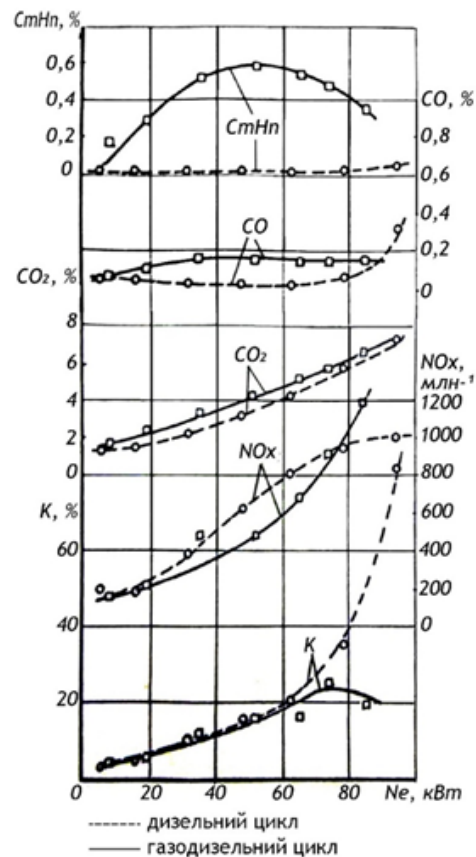


Рисунок 1.16 – Навантажувальні характеристики газодизеля ЯМЗ-236 ГД за роботи за газодизельним та дизельним циклами ($n=1500 \text{ хв}^{-1}$) [58]

Створенням газодизельних систем живлення займаються відомі у світі компанії. Так, наприклад, компанія Bosch розробила та випробувала газодизельну систему живлення Diesel-Gas System – Bosch або DG-Flex [59]. Система призначена для встановлення на автобусах та вантажних автомобілях. Принципова схема газодизельної системи живлення DG-Flex показана на рис.1.17.

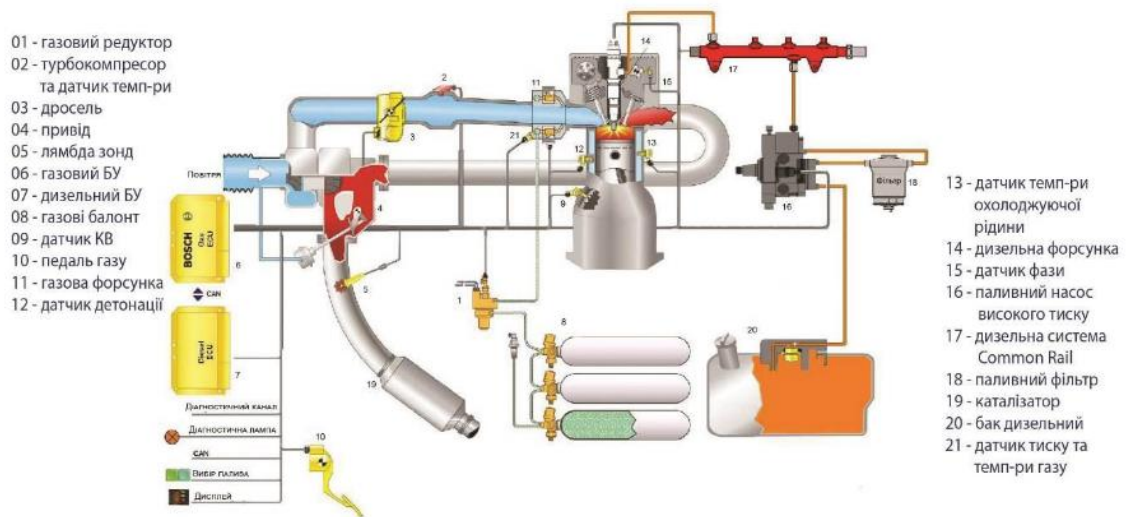


Рисунок 1.17 – Схема принципова газодизельної системи DG-Flex BOSCH [59]

Зі схеми видно, що система живлення DG-Flex використовується в системах Common Rail. Система в своєму складі має: датчик детонації, датчик температури повітря, датчик температури охолоджуючої рідини, лямбда зонд, датчик фаз, датчик колінчастого вала, датчик температури газу та тиску, а також газовий електронний блок управління.

Порівняння викидів шкідливих речовин дизеля з системою DG-Flex BOSCH за роботи за дизельним та газодизельним циклами показано на рис. 1.18.

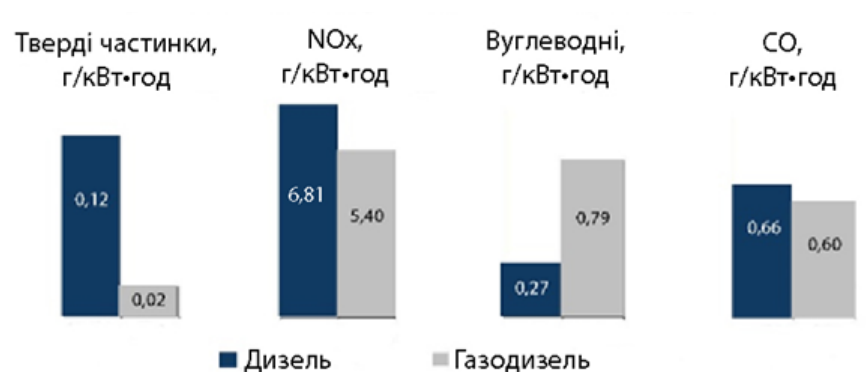


Рисунок 1.18 – Порівняння викидів шкідливих речовин дизеля, що працює за дизельним та газодизельним циклами із системою DG-Flex BOSCH [59]

Використання газодизельної системи живлення DG-Flex покращує екологічні показники двигуна, зокрема, викиди твердих частинок зменшуються в 6 разів в порівнянні з роботою дизеля за дизельним циклом, а також зменшуються викиди оксидів азоту NO_x .

Порівняльні гістограми експлуатаційних витрат на паливо та частку заміщення дизельного палива СПГ показано на рис.1.19.

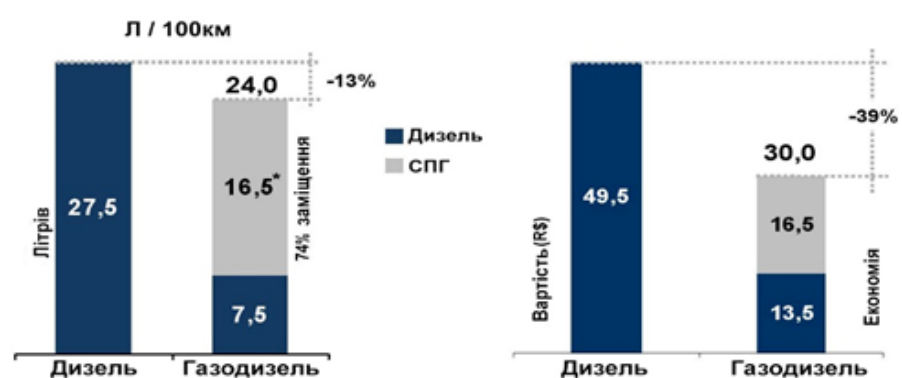


Рисунок 1.19 – Частка заміщення дизельного палива під час використання газодизельної системи DG-Flex BOSCH та порівняльні витрати на паливо [59]

З рис. 1.19 видно, що запальна доза ДП складає 27 %, а економія коштів на паливо при використанні газодизельної системи DG-Flex BOSCH складає 39 %. Використання цієї системи дозволяє зменшити витрати на паливо на 39 %, а об'ємну витрату палива – на 13 %. Запальна доза дизельного палива складає 26 %.

Недоліком системи можна вважати складність конструкції при запальній дозі в 26%. Наявність дроселя може вказувати на змішаний спосіб регулювання потужності газодизеля, що ускладнює як конструкцію, так і алгоритми роботи такої газодизельної системи живлення.

Газодизельну систему живлення Solaris (Польща) [60], показано на рис. 1.20. Система включає: можливість відстеження витрати палива, автоматичне калібрування газових електромагнітних клапанів, діагностування системи на відстані, а також відстежує режими роботи газодизеля.

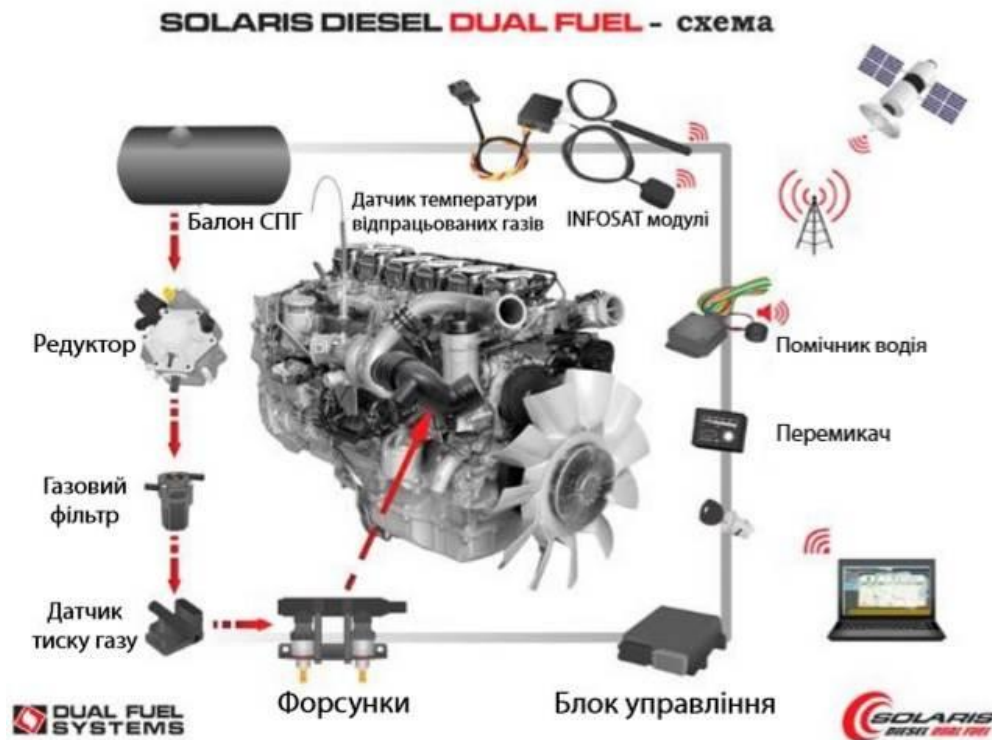


Рисунок 1.20 – Агрегати газодизельної системи Solaris [60]

Однак, газодизельна система живлення Solaris має частку заміщення ДП газовим паливом лише 50 %, що призведе до збільшення тривалості терміну окупності системи живлення.

Систему можна встановлювати на самоскиди, автобуси, трактори та інші транспортні засоби, в тому числі екскаватори. Застосування системи живлення Solaris дає змогу зменшити викиди оксидів азоту NO_x на 8,52 %, викиди двооксиду вуглецю CO_2 – на 4,5 % та викиди твердих частинок на 85 %.

Принципова схема газодизельної системи живлення скандинавського виробника тракторів Valtra [61], показана на рис. 1.21. Ця газодизельна система живлення, як і системи Bosch та Solaris використовується з системами Common Rail. В системі наявний каталізатор для зменшення викидів неметанових та метанових вуглеводнів та оксидів вуглецю CO на виході з системи випуску.

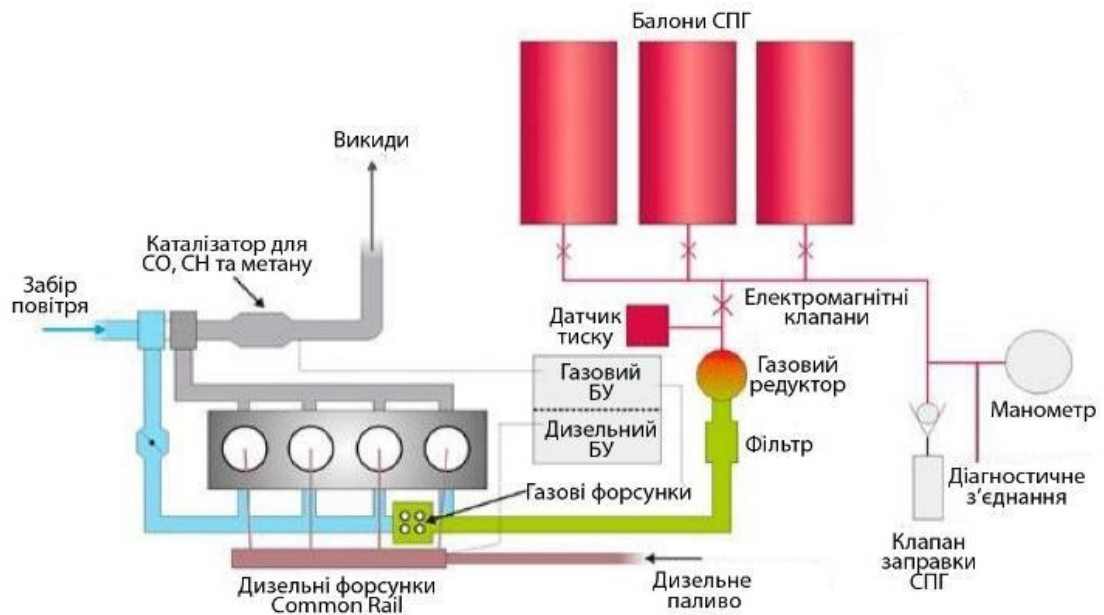


Рисунок 1.21 – Схема газодизельної системи Valtra [61]

Показники трактора N103.4 HiTech із газодизельною системою живлення Valtra за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами наведено в таблиці 1.3.

З таблиці 1.3. видно, що за роботи дизеля за газодизельним циклом потужність двигуна така ж сама, як і при роботі дизеля за дизельним циклом. Максимальний крутний момент за роботи дизеля за газодизельним циклом складає 480 Н·м в порівнянні з 460 Н·м за роботи дизеля за дизельним циклом. Запальна доза ДП за роботи дизеля за газодизельним циклом складає 17%.

Таблиця 1.3 – показники трактора N103.4 HiTech з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами

Показник	Дизель	Газодизель
Потужність, кВт/хв ⁻¹	69/2000	69/2000
Крутний момент, Н·м/хв ⁻¹	460/1500	480/1400
Запальна доза ДП, %	100	17

Мала запальна доза ДП в 17% може призвести до підвищення температури в камері згорання і відповідно до збільшення потужності газодизеля, що видно із значення максимального крутного моменту (табл. 1.3). Однак, збільшення температури в камері згорання має призвести і до збільшення викидів оксидів азоту NO_x.

Газодизельна система живлення компанії Landirengo [62] (Італія) призначена для встановлення на комерційний транспорт. Система включає в себе: балони стисненого природного газу, перемикач вибору режиму роботи дизеля (дизельний чи газодизельний), електронний блок керування, газовий редуктор-регулятор, газовий фільтр, газові форсунки та датчики системи.

Частка заміщення ДП коливається від 45% до 50%. Застосування цієї газодизельної системи живлення дозволяє зменшити викиди твердих частинок на 40 %, а викиди двооксиду вуглецю CO₂ на 12 %. Експлуатаційні витрати на паливо зменшуються на 22 %.

Недоліком системи живлення компанії Landirengo можна вважати порівняно незначну частку заміщення палива, що призведе до збільшення терміну окупності такої системи.

В 2012 році компанією Caterpillar було представлено газодизельну систему живлення Cat® Dynamic Gas Blending™ (DGB) для встановлення на двигуни 3512C DGB [63]. Запальна доза ДП в такій системі складає 30%. Система автоматично переходить з дизельного на газодизельний цикл в залежності від режиму роботи двигуна. На рис. 1.22 показано частку заміщення ДП стисненим природним газом в залежності від навантаження дизеля. Згідно графіку перехід на газодизельний цикл відбувається при навантаженні двигуна від 25 % до 90 %.

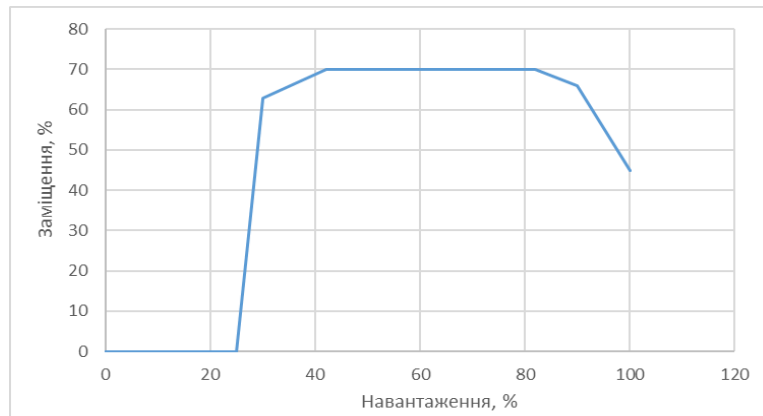


Рисунок 1.22 – Крива заміщення ДП природним газом при роботі системи Cat DGB [63]

В 2017 році компанія Caterpillar анонсувала комплект обладнання із системою DGB для двигуна 3512B [64]. Цей двигун встановлюється на самоскидах CAT 785C. Використання такої системи самоскидом CAT 785C має зменшити частку заміщення з 30% (3512C) до 15%. Витрати на паливо мають зменшитись на 40 %.

Спільною роботою двох університетів Wayne State University (США) та Xi'an Jiaotong University (КНР) для дизелів із системою Common Rail створено газодизельну мікропроцесорну систему живлення [65]. Принципова схема системи показана на рис. 1.23.

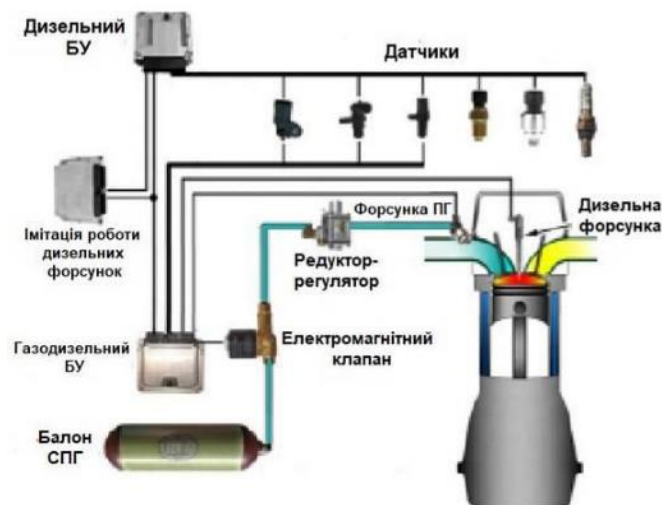


Рисунок 1.23 – Схема газодизельної мікропроцесорної системи живлення (Wayne State Univ. та Xi'an Jiaotong Univ.) [65]

Запальна доза в цій системі може складати близько 14%. В дослідженнях відмічається зменшення викидів двооксиду вуглецю CO_2 та оксидів азоту NO_x за роботи дизеля за газодизельним циклом, в порівнянні з роботою дизеля за дизельним циклом. Енергетичні показники за роботи дизеля за газодизельним циклом дещо більші, ніж за роботи дизеля за дизельним циклом.

В результаті аналізу вищенаведених досліджень газодизельних систем живлення встановлено, що компанії у всьому світі розробляють та вдосконалюють власні газодизельні мікропроцесорні системи живлення. В цих системах запальна доза ДП складає від 14% до 55%. Відмічається поліпшення показників, особливо екологічних, за роботи дизеля за газодизельним циклом. Також, як видно з принципових схем систем живлення, в усіх сучасних системах живлення керування системою здійснюється за допомогою електронних блоків управління (ECU). Однак, не у всіх дослідженнях відмічається зменшення викидів оксидів азоту NO_x .

В Україні значна кількість автомобілів з дизелями, які потребують поліпшення екологічних показників. Також дизелі в Україні та світі складають значну частину енергетичних установок, які споживають палива нафтового походження. Як показали наведені дослідження за допомогою використання стисненого природного газу дизелями, що працюють за газодизельним циклом, можливо знизити викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах та зменшити споживання традиційних палив нафтового походження.

В результаті проведеного аналізу виникла потреба в розробці вітчизняної газодизельної мікропроцесорної системи живлення, яку можна встановлювати на автомобілі з дизелями, що перебувають в експлуатації. Така система має враховувати переваги наведених систем (Bosch, Solaris, Caterpillar та інших), а саме: мати дозоване впорскування газового палива (шляхом регулювання роботи газових форсунок) та мати мікропроцесорну систему керування подачі газового та дизельного палив. Також система має забезпечувати можливість фазового регулювання подачі СПГ до дизеля.

1.6 Висновки до розділу 1

1. Зберігається світова тенденція розширення попиту на альтернативні більш екологічно чисті палива для ДВЗ на фоні збільшення дефіциту рідких палив нафтового походження. За прогнозами дослідників світових запасів нафти за нинішнього рівня споживання вистачить близько на 50 років.

2. Природний газ за своїми фізико-хімічними показниками може бути використаний, як альтернатива традиційним нафтовим паливам для часткового або повного заміщення нафтових палив в дизелях дорожніх транспортних засобів.

3. Світових запасів природного газу за нинішнього використання вистачить щонайменше на 70 років. В Україні запасів вистачить на 45 років. Отже, запасів природного газу досить для переведення на живлення стисненим природним газом.

4. В Україні значна кількість автомобілів з дизелями, які потребують поліпшення екологічних показників. Також дизелі вантажних автомобілів в Україні та світі споживають значну частину палив нафтового походження. Як показали наведені дослідження за допомогою використання стисненого природного газу дизелями, що працюють за газодизельним циклом, можливо знизити викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах та зменшити споживання традиційних палив нафтового походження.

5. За результатами аналізу існуючих досліджень, можна прогнозувати зменшення на (30 – 40) % експлуатаційних витрат за рахунок заміщення дизельного палива природним газом та зниження викидів шкідливих речовин у ВГ дизелів транспортних засобів, що працюють за газодизельним циклом, в умовах експлуатації.

6. Проведені дослідження показують, що системи подачі СПГ в газодизелях весь час вдосконалюються та здійснюють суттєвий вплив на показники роботи газодизелів транспортних засобів. Тому виникла необхідність у створенні вітчизняної системи живлення з мікропроцесорним керуванням, яку

можна встановлювати на автомобілях з дизелями, що перебувають в експлуатації. Така система має враховувати переваги сучасних систем (Bosch, Solaris, Caterpillar та інших), мати дозоване впорскування газового палива (шляхом регулювання роботи газових форсунок) та забезпечувати можливість фазового регулювання подачі СПГ до дизеля. Необхідно провести всебічні випробування вантажного автомобіля з розробленою системою живлення та визначити зміну показників транспортних засобів при переведення дизелів в газодизелі в умовах експлуатації.

Розділ 2 РОЗРОБКА ТА НАЛАШТУВАННЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНОЇ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ

2.1 Розробка газодизельної системи живлення

Оскільки, з'явилась потреба в розробці вітчизняної газодизельної мікропроцесорної системи живлення, яку можна встановлювати на вантажних автомобілях з дизелями, що перебувають в експлуатації, то було вирішено створити власну систему живлення. При розробці системи необхідно було врахувати всі недоліки попередніх систем живлення авторів [54, 66]. Необхідно було розробити спосіб регулювання подачі ДП для механічних ПНВТ. Вдосконалити систему газоподачі газодизельної системи шляхом вибору раціональних значень ПД-параметрів регулятора подачі газу [67]. В результаті в провідних закладах вищої освіти України КПІ ім. Ігоря Сікорського та Національному транспортному університеті було створено газодизельну мікропроцесорну систему живлення (МПСЖ) [68, 69, 70]. Дана система відрізняється від найближчого аналога тим, що система додатково оснащена електронним блоком для регулювання подачі рідкого і газового палива з можливістю перепрограмування впливу окремих факторів на режим роботи системи живлення, кроковий двигун пов'язаний з важелем паливного насоса зупинки дизеля, а подача газового палива здійснюється за допомогою індивідуальних форсунок до кожного циліндра дизеля. Однією з вимог при розробці МПСЖ була необхідність забезпечити роботу дизелів на суміші ДП та стисненого природного газу за роботи дизеля за газодизельним циклом зі збереженням стандартної дизельної паливної системи.

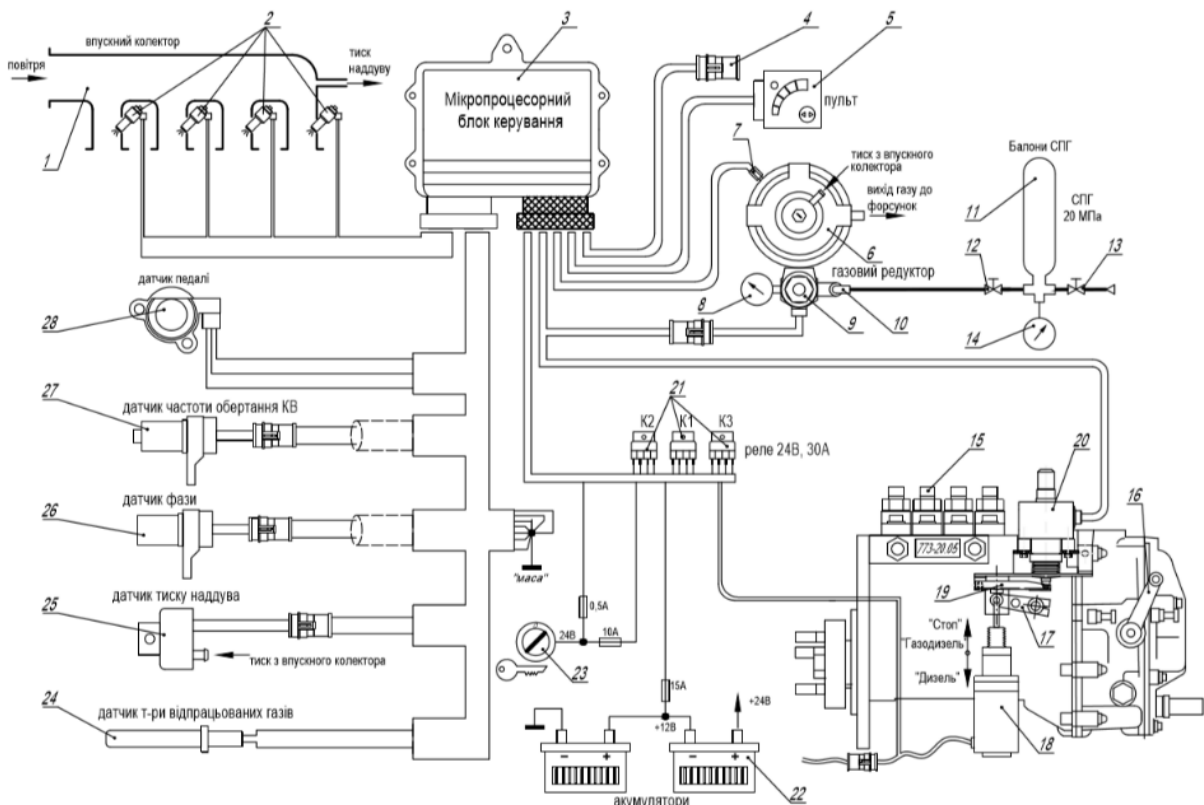
СПГ зберігається в газових балонах під тиском 20 МПа та температурою навколишнього середовища. Газодизельна система живлення працює наступним чином: при відкритті витратного вентиля газового балону СПГ газ надходить до газового редуктора, де тиск СПГ зменшується від 20 МПа до 1,5МПа...6МПа. Потім СПГ від редуктора через газовий фільтр надходить до газових

електромагнітних форсунок, якими керує мікропроцесорний блок керування. Після відкриття газових електромагнітних форсунок електронним блоком керування СПГ подається до впускного колектора дизеля разом із повітрям на такті впуску. В результаті чого в камері згорання утворюється газоповітряна суміш, яка підпалюється запальною дозою ДП в кінці такту стиску.

В результаті аналізу розвитку систем живлення було спроектовано та виконано експериментальний зразок МПСЖ. Система складається з комплекту датчиків, газобалонного обладнання, механізму задання запальної дози (МЗЗД), газових електромагнітних форсунок, газового редуктора та мікропроцесорного блоку керування (рис. 2.1). Перехід дизеля на роботу за газодизельним циклом супроводжується виходом рухомої ланки МЗЗД 19, який встановлений на ПНВТ 15, в початкову координату. МЗЗД обмежує подачу ДП, до рівня запальної дози. Мікропроцесорний блок керування вмикає електромагнітний клапан 9 редуктора 6, в результаті чого СПГ надходить до електромагнітних газових форсунок 2. Доза СПГ, який надходить до циліндрів дизеля, здійснюється за рахунок регулювання часу відкритого стану газових електромагнітних форсунок відповідно до алгоритму роботи мікропроцесорної системи управління.

Мікропроцесорний блок 3 отримує інформацію від датчиків 7, 24 ... 28 системи, аналізує її та здійснює керування наступними агрегатами: електрклапаном 9 редуктора газу, газовими форсунками 2, кроковим двигуном 20 МЗЗД та реле 21, відповідно до закладеного алгоритму. За роботи дизеля за газодизельним циклом реалізовано всережимне регулювання частоти обертання КВ [67].

Розроблена газодизельна мікропроцесорна система живлення повинна забезпечити частку заміщення дизельного палива до 80%, дизель має працювати, як за дизельним, так і за газодизельним циклами, а також має забезпечувати можливість фазового регулювання подачі СПГ до дизеля, за допомогою датчика фази (поз. 26).



1 - впускний колектор двигуна; 2 - форсунки газові електромагнітні; 3 - блок керування мікропроцесорний; 4 - роз'єм діагностичний; 5 - пульт; 6 - редуктор газовий; 7 - датчик температури корпусу редуктора; 8 - манометр редуктора; 9 - електромагнітний клапан; 10 - штуцер підведення газу до редуктора; 11 - балони для СПГ; 12 - вентиль витратний; 13- вентиль наповнювальний; 14 - манометр високого тиску; 15 - ПНВТ; 16 - важіль управління швидкісним режимом двигуна; 17 - важіль зупинки двигуна; 18 - електромагніт зупинки двигуна; 19 - МЗЗД; 20 - кроковий двигун МЗЗД; 21 - реле; 22 - акумуляторні батареї; 23 - вимикач приладів і стартера; 24 - датчик температури відпрацьованих газів; 25 - датчик тиску наддуву; 26 - датчик фази; 27 - датчик частоти обертання колінчастого вала двигуна; 28 - датчик положення важеля подачі палива

Рисунок 2.1 – Схема розробленої мікропроцесорної системи

живлення для газодизеля

Остаточне значення частки заміщення ДП буде отримано під час проведення експериментальних та розрахункових досліджень. Можливість фазового регулювання подачі СПГ до дизеля перевірятиметься під час стендових безмоторних досліджень.

2.2 Робота елементів розробленої мікропроцесорної системи живлення

Форсунки газові електромагнітні. У розробленій газодизельній системі живлення використовуються газові електромагнітні форсунки блочного типу HANA H2001 GREEN (рис.2.2). Газові електромагнітні форсунки призначені для дозування газового палива шляхом відкриття виконавчого внутрішнього клапана на фіксовані проміжки часу (до 20 ... 25 мс) через електричні імпульси керуючого блоку.

На загальній рампі встановлені 4 швидкодіючих електромагнітних клапана впорскування, із загальним підведенням тиску газу через штуцер. За допомогою штуцерів-дроселів циклова порція газу відводиться у впускний колектор двигуна безпосередньо до кожного циліндра. Коротка технічна характеристика блоку форсунок наведена в таблиці 2.1.



Рисунок 2.2 – Блок електромагнітних газових форсунок
HANA H2001 GREEN

Таблиця 2.1 – технічні характеристики форсунок HANA H2001 GREEN

№ п/п	Параметр	Значення
1	Робоча напруга, В	12
2	Опір обмотки, Ом	1,9
3	Час відкриття, мс	2,36
4	Час закриття, мс	1,2
5	Габарити блоку, мм	120x70x40

Редуктор газовий призначений для:

- зниження тиску газу, що надходить з балонів, до заданого робочого рівня живлення газових форсунок;

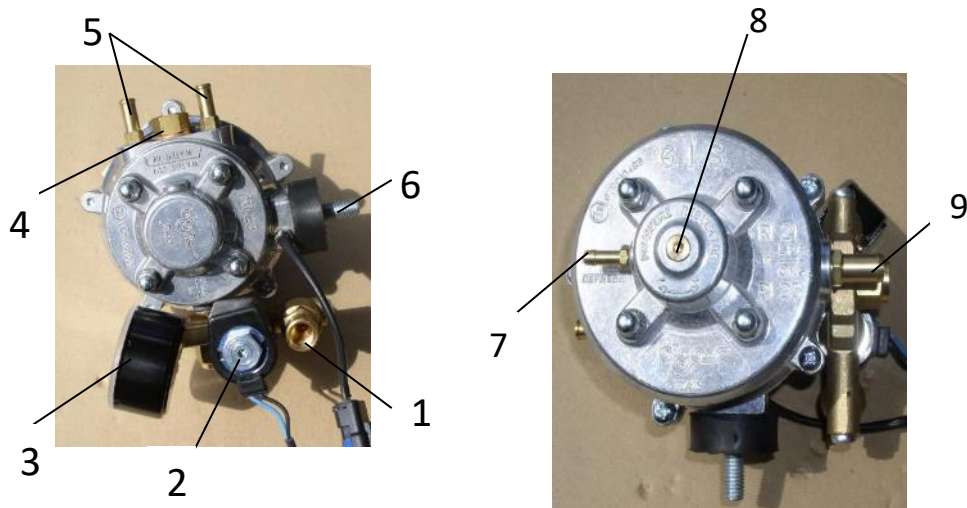
- відключення подачі газу при зупинці двигуна і аварійних ситуаціях.

Газовий редуктор R1.23 двоступеневий регулятор тиску газу мембранно-важільного типу, виробництва фірми Bigas International (Італія) (рис.2.3).

Основні параметри газового редуктора наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – технічні характеристики редуктора Bigas R1.23

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Робоче тіло	СПГ (ГОСТ 27577–87)
Робочий тиск на вході, МПа	2...20
Максимальні витрати газу, нм ³ /ч	35
Тиск на виході ступенів редуктора, МПа: Перший Другий	0,55±0,05 0,15...0,35
Тиск спрацьовування запобіжного клапана в першого ступеня, МПа	0,6±0,02
Напруга електроживлення, В	12
Потужність котушки електроклапана, Вт	20
Температура навколишнього середовища в місці установки агрегату, °С,	від +100 до -40
Маса, кг	2,5



1- штуцер підведення газу ($P = 200$ бар); 2- електромагнітний клапан; 3- манометр ($P = 400$ бар); 4- запобіжний клапан; 5- штуцери підведення охолоджуючої рідини; 6- вузол кріплення редуктора; 7- штуцер порожнини коректора; 8- гвинт регулювання вихідного тиску; 9- штуцер відводу газу до електромагнітних форсунок

Рисунок 2.3 – Редуктор Vigas R1.23

Блок керування мікропроцесорний. Для управління робочим процесом газодизельної МПСЖ розроблено мікропроцесорний блок керування MPGD. В електронному блоці використовується мікроконтролер фірми ATMEL AVR (RISC архітектури) з тактовою частотою 16 МГц. Флеш-пам'ять програм і флеш-пам'ять даних дозволяють оперативно налаштовувати і змінювати в процесі роботи параметри системи. Температурний діапазон застосування $-40^{\circ}\text{C} \dots +80^{\circ}\text{C}$.

Силова частина управляється низькоомними польовими ключами, здатними комутувати струм до 17 А. Є інтерфейс зв'язку з ПК та іншим обладнанням RS232. Керуюча програма виконує самотестування системи і постійне стеження за робоздатністю всіх елементів. Плата мікропроцесора розміщена в алюмінієвому корпусі розмірами 145 мм x 120мм x 40 мм, з двома роз'ємами для підключення електроджгутів (рис.2.4).



Рисунок 2.4 – Блок управління MPG D в корпусі (кришка знята)

Датчики газодизельної системи МПСЖ. Вхідна інформація для газодизельної системи живлення надходить від датчиків: важеля положення подачі палива, частоти обертання колінчастого вала двигуна, фази, тиску наддуву двигуна.

Датчик важеля положення подачі палива призначений для формування вхідного сигналу, який пропорційний куту повороту важеля управління ПНВТ. Датчик встановлено на кронштейні механізму управління приводом подачі палива двигуна Д245 (рис.2.5, 2.6).



Рисунок 2.5 – Датчик важеля положення подачі палива 3302.3855



1 – кронштейн механізму управління приводом подачі
палива двигуна Д245;

2 - безконтактний датчик 3302.3855; 3 – штепсельний роз'єм

Рисунок 2.6 – Установка датчика 3302.3855 на дизелі Д245.7

Датчик частоти обертання колінчастого вала двигуна призначений для електронного управління роботи системи подачі палива і забезпечує формування імпульсних сигналів для циклового, тактного і кутового управління впорскуванням газу. Він працює в парі з зубчастим вінцем маховика двигуна. Датчик встановлено на кришці картеру приводу зчеплення (рис. 2.7).



1- Датчик 23.3847; 2 – кришка картеру маховика

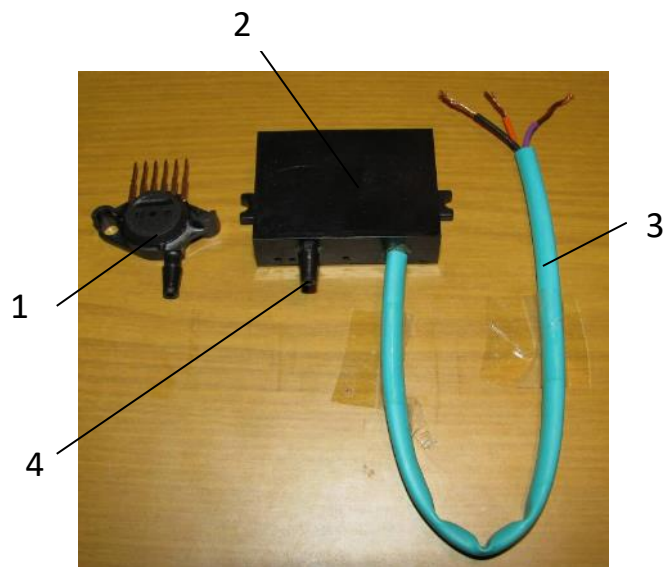
Рисунок 2.7 – Установка датчика частоти обертання колінчастого
вала двигуна на картері маховика дизеля Д245.7

Датчик фази призначений для визначення початку циклу впорскування газу і забезпечує формування одиночного імпульсного сигналу від сталевго штифта-лічильника, встановленого на шпильці шестерні приводу ПНВТ. Датчик встановлено на розробленій кришці приводу ПНВТ (рис.2.8).



Рисунок 2.8 – Установка датчика фази

Датчик тиску наддуву двигуна призначений для формування напруги постійного струму пропорційного тиску наддуву двигуна. Датчик встановлюється в підкапотному просторі автомобіля і штуцером 4 з'єднується з впускним колектором двигуна (рис.2.9).



1 – базовий елемент MPX 4250AP; 2 – корпус датчика;
3 – електричний з'єднувальний кабель; 4 – штуцер подачі тиску.

Рисунок 2.9 – Датчик тиску наддуву двигуна MPX4250AP

Паливний насос високого тиску з механізмом задання запальної дози.

Для адаптації розробленої МПСЖ для дизеля Д-245.7 штатний ПНВТ типу 773-20.05 доповнюється оригінальним МЗЗД. Налаштування ПНВТ в дизельному режимі здійснюється за технічними умовами на базовий ПНВТ. Основні регульовальні параметри паливного насоса 773-20.05 наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – технічні характеристики ПНВТ 773-05.20

№ п/п	Найменування	Значення параметрів
1	Середня циклова подача палива, за частоти обертання кулачкового вала насоса 100 хв^{-1} , $\text{мм}^3/\text{цикл}$, не менше	160-180
2	Номінальна частота обертання кулачкового вала насоса, хв^{-1}	1200 ± 5
3	Середня циклова подача палива за номінальної частоти обертання, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	100 ± 2
4	Нерівномірність подачі палива за номінальної частоти обертання, % не більше	6
5	Частота обертання при початку дії регулятора, хв^{-1}	1230 ± 10
6	Частота обертання, відповідна повного відключення подачі палива через форсунки, мм^3	1380
7	Середня циклова подача палива секціями насоса за частоти обертання $\text{мм}^3/\text{цикл}$: – 750 хв^{-1} – 550 хв^{-1}	87-92 77-83
8	Тиск початку/кінця спрацьовування пневмокоректора при $n=550 \text{ хв}^{-1}$, МПа	0,035-0,04 0,005-0,010
9	Середня циклова подача палива за частоти обертання 550 хв^{-1} і відсутності тиску в пневмокоректорі, $\text{мм}^3/\text{цикл}$.	57-64

Механізм задання запальної дози дизельного палива. Розроблено універсальний МЗЗД для газодизелів. Універсальність конструкції МЗЗД забезпечує можливість встановлення агрегату на різні типи і моделі механічних ПНВТ широкого спектру дизелів – від автомобільних двигунів до стаціонарних

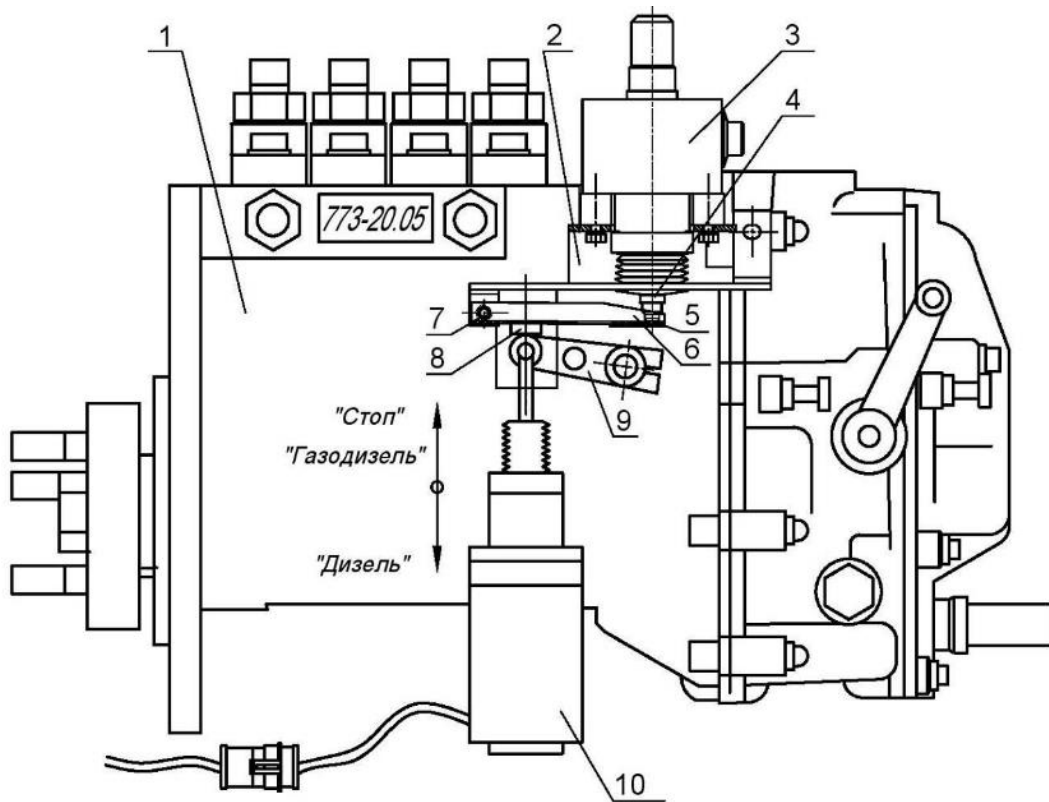
енергоустановок. Основні технічні дані МЗЗД наведені в таблиці 2.4. На рис.2.10 показано установку МЗЗД на паливному насосі високого тиску мод. 773-20.05 двигуна Д-245.7. Електричний привід МЗЗД 3 на гумових амортизаторах через кронштейн 2 закріплено на ПНВТ 1 дизеля (рис. 2.10). Обмеження циклової подачі дизельного палива до рівня запальної дози реалізовано шляхом переміщення важеля 6 виключення подачі ПНВТ рухомою ланкою 4 лінійного привода крокового двигуна 3.

Таблиця 2.4 – технічні характеристики механізму задання запальної дози

№ п/п	Параметр	Значення
1	Напруга живлення , В	12
2	Струм споживання, мА	0,48
3	Кількість фаз	2
4	Переміщення вихідного штоку на 1 крок, мм	0,025
5	Максимальне зусилля , Н	100
6	Робочий хід вихідного штоку, мм	25
7	Маса, кг	0,85

МЗЗД встановлюється на корпус регулятора частоти обертання. МЗЗД призначений для забезпечення заданої величини подачі дизельного палива за роботи двигуна в газодизельному режимі. Вузол МЗЗД включає кроковий двигун 3 (рис.2.10), який встановлено на кронштейні 2, що закріплений на корпусі регулятора трьома болтами М6.

На вісь 7 кронштейна 2 встановлено важіль 6, до якого закріплено упорний гвинт 8. Для задання необхідної запальної дози на важіль 6 діє рухома ланка 4 через шарнір 5.

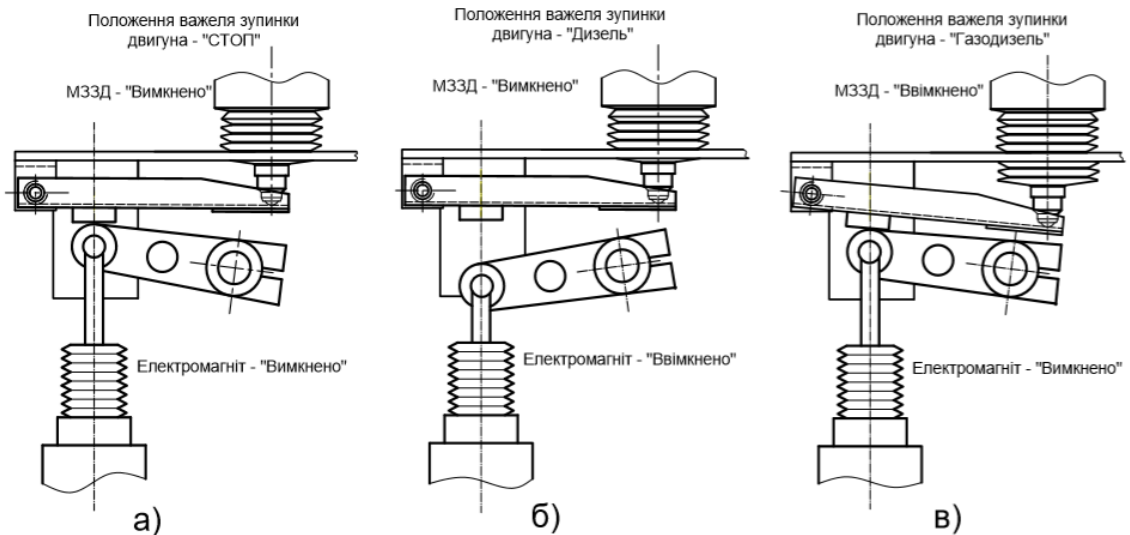


1 - ПНВТ; 2 - кронштейн; 3 - кроковий двигун МЗЗД; 4 - рухома ланка МЗЗД; 5 - шарнір; 6 - важіль МЗЗД; 7 - вісь; 8 - упорний гвинт; 9 - важіль зупинки двигуна; 10 - електромагніт зупинки двигуна.

Рисунок 2.10 –Механізм задання запальної дози на ПНВТ 773-20.05

При положенні важеля зупинки двигуна в позиції «СТОП» МЗЗД вимкнено і електромагніт зупинки двигуна також вимкнено. Важіль МЗЗД знаходиться у верхньому положенні разом з важелем зупинки двигуна (рис. 2.11, а). за роботи двигуна в режимі «Дизель» кроковий двигун 3 вимкнено і пружина розтягування (не показана) утримує важіль 6 в положенні, коли упорний гвинт 8 не взаємодіє з важелем зупинки двигуна 9 (рис.2.11, б).

При переході на газодизельний режим подається живлення на обмотку крокового двигуна 3, який переміщує важіль 6 в положення «Газодизель» (рис. 2.11, в). Одночасно знеструмлюється електромагніт зупинки двигуна 10 і його внутрішня пружина штовхає важіль зупинки двигуна 9 вверх до торкання з упорним гвинтом 8 МЗЗД. Важіль зупинки двигуна 9 займає певне положення і обмежує циклову подачу ПНВТ до рівня запальної дози.



а) положення «СТОП»; б) положення «Дизель»;

в) положення «Газодизель»

Рисунок 2.11 – Робочі положення МЗЗД

Зі зростанням швидкісного режиму роботи двигуна, рухома ланка 4 втягується і зрушує упорний гвинт 8 вгору, що призводить до додаткового переміщення рейки ПНВТ в бік зменшення подачі палива, тим самим, компенсуючи мимовільне збільшення циклової подачі. Графік зміни циклової подачі ДП від частоти обертання колінчастого вала (КВ) показано на рис. 2.12.

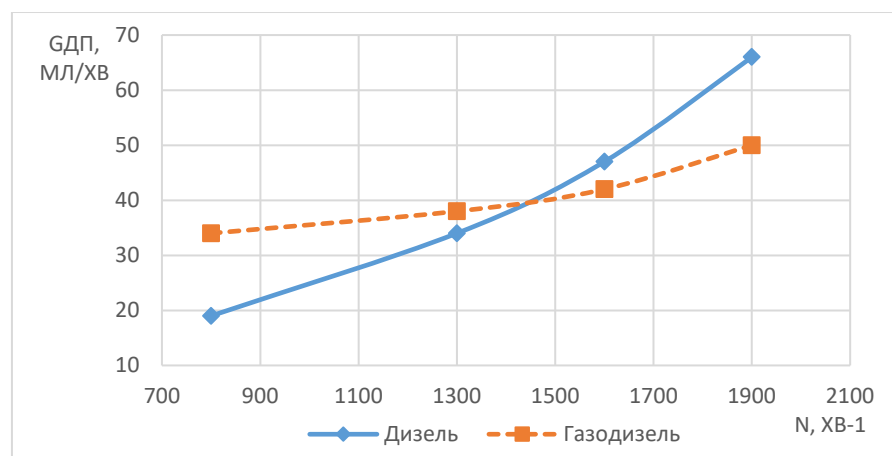


Рисунок 2.12 – Порівняння витрат ДП на холостому ходу двигуна (дизельний цикл) та запальної дози ДП в навантажувальних режимах (газодизельний цикл)

Як видно з рис. 2.12, залежність $G_{dp}=f(n)$ за роботи за газодизельним циклом скоригована МЗЗД. Така форма залежності $G_{dp}=f(n)$ сприяє покращенню динамічних властивостей автомобіля при переході від холостого ходу до 1450 хв^{-1} і забезпечує покращення паливно-економічних показників на робочих швидкісних режимах ($1500 \text{ хв}^{-1} \dots 1900 \text{ хв}^{-1}$).

2.3 Керування мікропроцесорною системою живлення

Для налаштування, діагностики та адаптації універсальної МПСЖ під різні дизелі було розроблено інтерфейс користувача GD_8K. Зв'язок між мікропроцесорним газодизельним блоком MPGD (рис. 2.4) здійснюється за допомогою діагностичного кабелю STAG-USB (RS232).

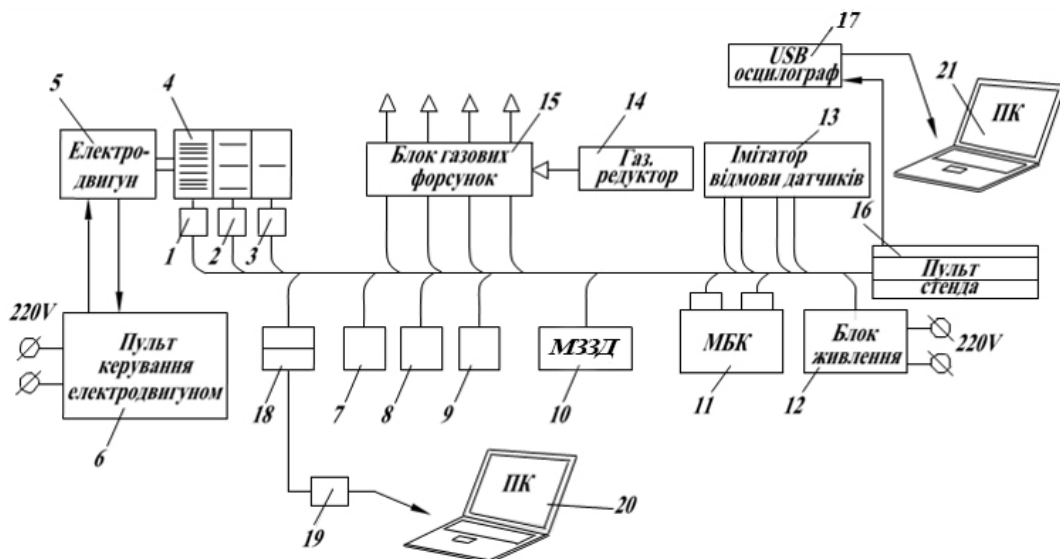
«Вікна» інтерфейсу користувача GD_8K показано на рис. 2.13. За допомогою «вікна» (рис. 2.13, а), в режимі діалогу, виконується налаштування датчика положення важеля подачі палива, що необхідно для узгодження роботи системи газоподачі і штатного ПНВТ дизеля. Отримана характеристика відображається в табличній та графічній формах.

Діагностування несправностей складових елементів МПСЖ (датчиків, виконавчих механізмів тощо) відображається у «вікні» (рис. 2.13, б). Для отримання бажаних характеристик (енергетичних та екологічних) двигуна за роботи за газодизельним циклом використовується «вікно» налаштування часу спрацювання газових форсунок та фази впорскування газового палива, а також корекція подачі ДП на штатному ПНВТ за допомогою налаштування положення МЗЗД (рис. 2.13, в).

Керування (прийом та передача початкових даних, ввімкнення тестування системи та перемикання режиму роботи двигуна (дизельний/газодизельний), а також індикація (температура відпрацьованих газів, температура мікропроцесорного блоку керування MPGD, поточна напруга акумуляторних батарей, дійсний час впорскування газових форсунок, напруга на датчику

2.4 Перевірка роботоздатності та налаштування мікропроцесорної системи живлення

Для налаштування та перевірки роботоздатності МПСЖ було розроблено безмоторний стенд СБВ-ГД. Він представляє собою напівнатурну роботу газодизельної системи живлення, оскільки містить імітатор роботи двигуна та імітатор відмов роботи складових системи. Всі інші складові, зокрема, комплект датчиків, МЗЗД тощо, ті ж самі, що встановлюються на дослідний автомобіль. Схему стенда показано на рис.2.14.



1...3, 7...9 - датчики системи живлення МПСЖ; 4 - імітатор обертання колінчастого і розподільного валів; 5 - електродвигун приводу імітатора 4; 6 - пульт керування приводом 5; 10 – МЗЗД; 11 – мікропроцесорний блок керування МПСЖ; 12 – блок живлення стенда 12-24В; 13 – імітатор відмови датчиків МПСЖ; ; 14 - редуктор газовий; 15 – блок газових форсунок; 16 – пульт керування стендом; 17 – реєструючий USB осцилограф; 18 – діагностичний роз'єм системи; 19 – кабель інтерфейсу налаштування МПСЖ; 20 – комп'ютер налаштування МПСЖ; 21 – комп'ютер реєстрації робочих параметрів МПСЖ.

Рисунок 2.14 – Принципова схема безмоторного стенда СБВ-ГД для дослідження МПСЖ

Стенд має ті ж самі можливості, що і встановлена на дослідний автомобіль МПСЖ. З його допомогою здійснено перевірку роботи газових електромагнітних форсунок за допомогою регулювання ПІД-регулятора [67]. Першим етапом було дослідження ПІД-регулятора частоти обертання КВ дизеля, який мав лише один універсальний коефіцієнт K_{Gain} . За допомогою цього коефіцієнту здійснюється розрахунок часу відкриття T_f (впорскування газу) газових електромагнітних форсунок (рис. 2.15). Наявність одного коефіцієнта регулювання в такому регуляторі має суттєвий недолік, а саме: нахил характеристики $T_f=f(n)$ різко змінюється в залежності від інтенсивності зміни частоти обертання КВ дизеля (рис. 2.16). Значення показника регулювання з універсальним коефіцієнтом K_{Gain} визначається за формулою:

$$PID_k = PID_{k-1} - \left(\frac{6 \cdot \Delta n_k}{5 - \Delta n_{k-1}} \right) / K_{Gain}, \quad (2.1)$$

де PID – цільове значення показника регулювання;

k та $k-1$ – поточне та попереднє значення відповідно;

Δn – різниця між поточним значенням частоти обертання та очікуваним;

K_{Gain} – універсальний коефіцієнт впливу.

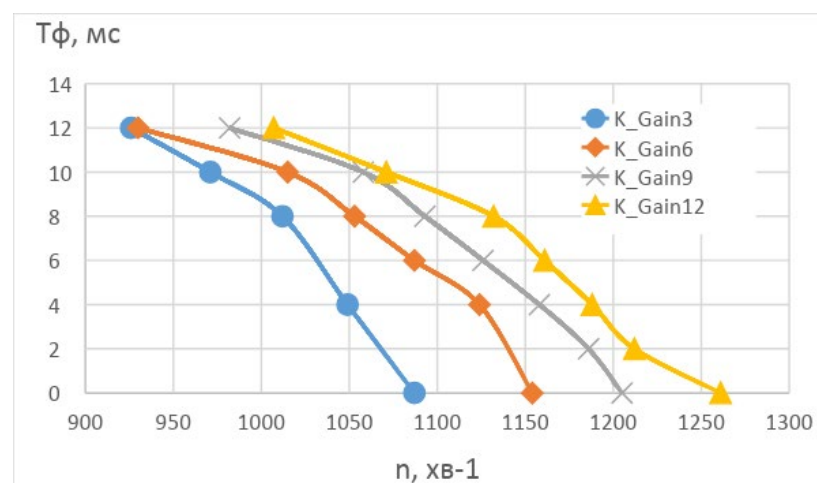


Рисунок 2.15 – Залежність часу відкриття газових електромагнітних форсунок від частоти обертання КВ за різних значень універсального коефіцієнта K_{Gain}

Як видно з рис. 2.15, зі збільшенням значення коефіцієнта K_{Gain} залежність часу відкриття газових форсунок зміщується праворуч по осі абсцис. Також зі збільшенням коефіцієнта зменшується кут нахилу регулювальної кривої.

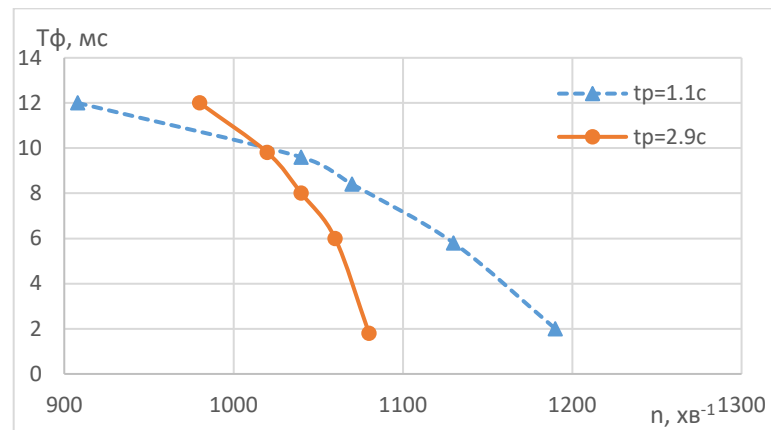


Рисунок 2.16 – Залежність часу відкриття газових електромагнітних форсунок в залежності від частоти обертання КВ за роботи регулятора з універсальним коефіцієнтом K_{Gain} за різної інтенсивності розгону

Як видно з рис.2.16, зі збільшенням інтенсивності зміни частоти обертання КВ дизеля залежність часу відкриття газових форсунок суттєво відрізняється від менш інтенсивної зміни частоти обертання КВ. В такому випадку очікувати на постійність регулювальної кривої неможливо.

Врахувавши недоліки регулятора з універсальним коефіцієнтом K_{Gain} , було розроблено всережимний ПД-регулятор [67], який має три складові: пропорційну складову, інтегральну та диференціальну складові. В такому випадку регулятор має забезпечити необхідний характер характеристики $T_f=f(n)$. Для цього необхідно щоб виконувались дві умови, а саме: діапазон спрацювання характеристики $T_f=f(n)$ має знаходитись в межах 200 хв⁻¹ та вимкнення подачі газового палива має бути якомога ближче до частоти обертання КВ, якому відповідає положення важеля подачі палива. Як і у випадку показаному на рис. 2.16 інтенсивність зміни частоти обертання КВ дизеля від 800 хв⁻¹ до 1100 хв⁻¹ повторювала інтенсивність зміни частоти за 1,1 с та 2,9 с, відповідно. В даному регуляторі на цільову функцію PID тепер впливає три

складові, а саме: K_p – коефіцієнта пропорційної складової, K_i – інтегральної складової, та K_d – диференціальної складової. Значення показника регулювання описується за наступними формулами:

$$PID = (R_p + R_i + R_d), \quad (2.2)$$

де R_p , R_i , R_d – відповідно пропорційна, інтегральна та диференціальна складові ПІД-регулятора.

Ці складові визначають за формулами:

$$R_p = K_p * \Delta n_k, \quad (2.3)$$

$$R_i = R_i + K_i * \Delta n_k, \quad (2.4)$$

$$R_d = K_d * (\Delta n_{k-1} - \Delta n_k). \quad (2.5)$$

Вплив коефіцієнта пропорційної складової регулятора K_p на регульовальну криву часу відкриття газових електромагнітних форсунок за положення важеля подачі палива, що відповідає частоті обертання КВ 1000 хв^{-1} , показано на рис. 2.17.

Як видно з рис. 2.17, зі збільшенням значення коефіцієнта K_p зростає і кут нахилу характеристики $T_f=f(n)$, що призводить до більш крутого характеру характеристики $T_f=f(n)$. Виходячи з отриманих результатів, раціонально використовувати значення коефіцієнта $K_p=0,25$, адже вимкнення подачі газового палива має бути ближче до заданої частоти обертання КВ, якому встановлене положення важеля подачі палива. Менші значення коефіцієнта K_p призводять до недостатньої роботи або погіршення динаміки дизеля в перехідних режимах, а більші – до більш жорсткої роботи дизеля за роботи за газодизельним циклом.

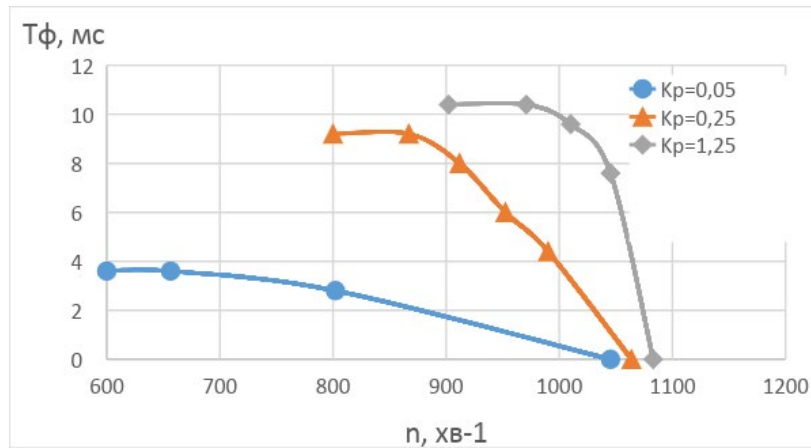


Рисунок 2.17 – Залежність часу відкриття газових електромагнітних форсунок в залежності від частоти обертання КВ за роботи з П-регулятором та положенні важеля подачі палива, що відповідає частоті обертання КВ 1000 хв^{-1}

Зазвичай, інтегральна та диференціальна складові не вводяться як самостійні, тому доцільно розглянути залежність часу відкриття газових електромагнітних форсунок за роботи з ПІ та ПД-регуляторами, що показані на рис.2.18 та 2.19. Значення пропорційної складової обрано $K_p=0,25$.

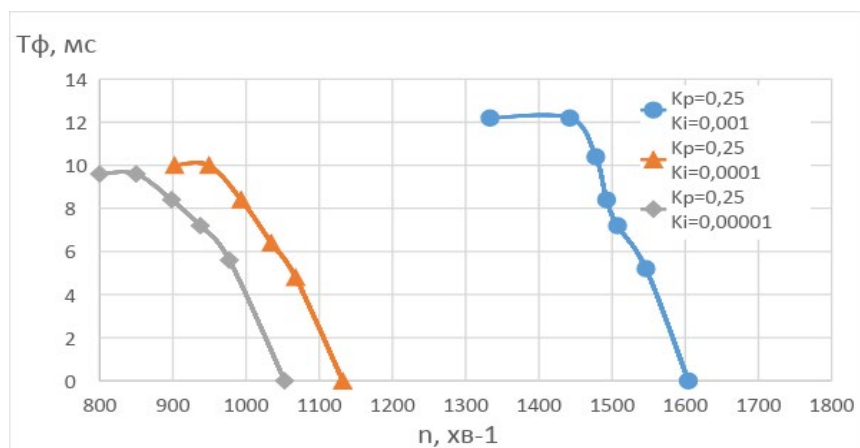


Рисунок 2.18 – Залежність часу відкриття газових електромагнітних форсунок в залежності від частоти обертання КВ за роботи з ПІ-регулятором та положенні важеля подачі палива, що відповідає частоті обертання КВ 1000 хв^{-1}

Як видно з рис. 2.18 за роботи ПІ-регулятора залежності часу відкриття газових форсунок фактично мають однаковий кут нахилу характеристики $T_f=f(n)$ в залежності від зміни коефіцієнта інтегральної складової K_i . Однак, збільшення значення коефіцієнта K_i призводить до збільшення нечутливості регулятора газоподачі, як видно з графіку при значенні коефіцієнта інтегральної складової $K_i=0,001$ в порівнянні з коефіцієнтами інтегральної складової $K_i=0,0001$ та $K_i=0,00001$. Зі збільшенням значення коефіцієнта інтегральної складової $K_i=0,001$ ще в 10 разів до значення $K_i=0,01$, ПІ-регулятор не буде працювати зовсім. При значенні інтегральної складової $K_i=0,00001$ регулювальна крива регулятора газоподачі є найбільш раціональною для положення важеля подачі палива, що відповідає частоті обертання КВ 1000 хв^{-1} .

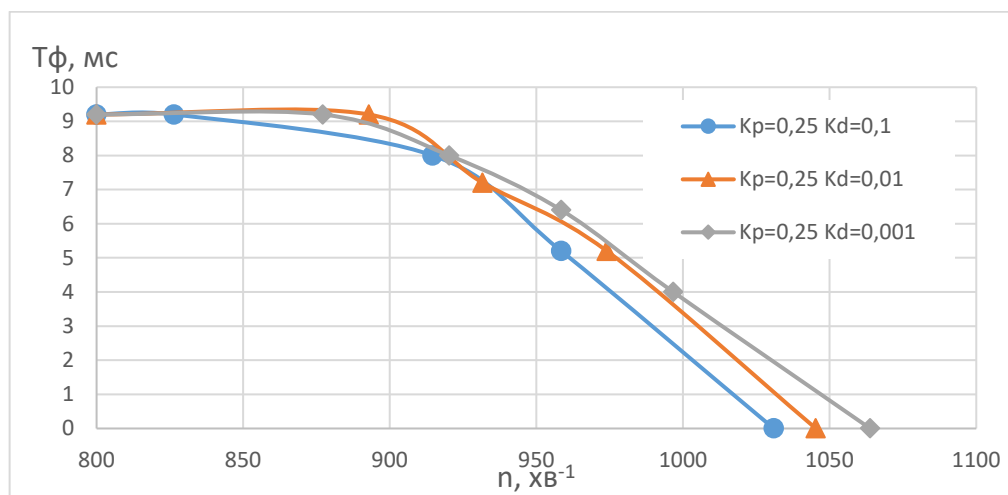


Рисунок 2.19 – Залежність часу відкриття газових електромагнітних форсунок в залежності від частоти обертання КВ за роботи з ПД-регулятором та положенні важеля подачі палива, що відповідає частоті обертання КВ 1000 хв^{-1}

При роботі ПД-регулятора (рис. 2.19) регулювальні криві зі збільшенням коефіцієнта диференціальної складової відрізняються лише кутом нахилу. Збільшення значення коефіцієнта K_d збільшує кут нахилу кривих. В цьому випадку обираємо найбільш раціональним значення коефіцієнта диференціальної складової $K_d=0,1$, оскільки подача газу припиняється за

частоти обертання КВ 1036 хв^{-1} при встановленому положенні важеля подачі палива, що відповідає частоті обертання КВ 1000 хв^{-1} .

Обравши раціональні значення коефіцієнтів ПД-регулятора, для отримання необхідного характеру кривих часу відкриття газових форсунок розглянемо ПД-регулятор і порівняємо його з П, ІІ та ПД регуляторами (рис.2.20). П регулятор має коефіцієнт $K_p=0,25$. ІІ-регулятор має коефіцієнти $K_p=0,25$ та $K_i=0,00001$. ПД-регулятор має коефіцієнти $K_p=0,25$ та $K_d=0,1$. Криву ПД-регулятора отримано за значень коефіцієнтів $K_p=0,25$, $K_i=0,00001$ та $K_d=0,1$.

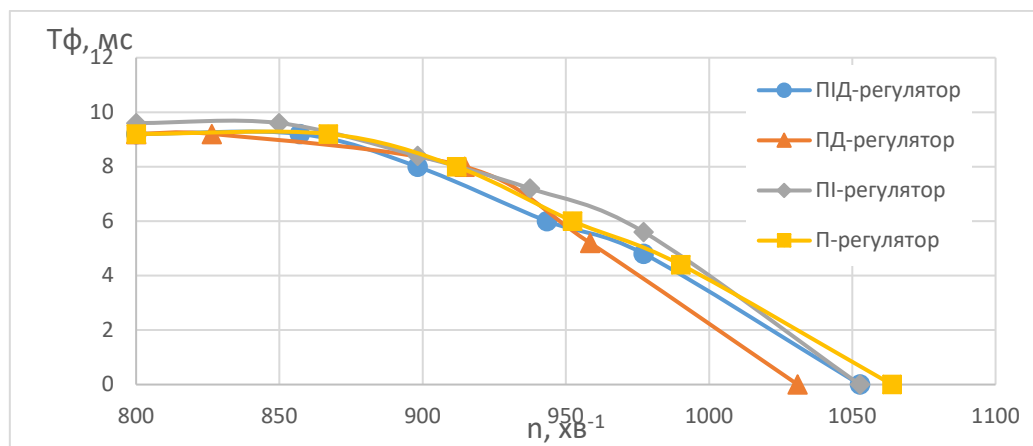


Рисунок 2.20 – Порівняльна характеристика залежностей часу відкриття газових форсунок в залежності від частоти обертання КВ за роботи з П, ІІ, ПД та ПД-регуляторами з раціональними значеннями ПД-параметрів регулятора газодизельної МПСЖ

Як видно з рис. 2.20, залежності часу відкриття газових форсунок за роботи з різними регуляторами досить подібні, але пропорційно-інтегральний регулятор (ІІ-регулятор) має кращу характеристику, в порівнянні з пропорційним регулятором (П-регулятором). Це пояснюється тим, що при використанні П-регулятора, на високих обертах КВ не забезпечується умова вимкнення газоподачі якомога ближче до частоти обертання КВ, якому відповідає встановлене положення важеля подачі палива. Тому ІІ-регулятор є найбільш доцільним, завдяки наявності інтегральної складової, що забезпечує необхідні

умови регулювання газоподачі для всього діапазону частоти обертання КВ дизеля.

Пропорційно-диференціальний (ПД) та пропорційно-інтегрально-диференціальний (ПІД) регулятори мають в наявності диференціальну складову, яку зазвичай не використовують в системах «двигун-редуктор». Це пов'язано з тим, що спостерігається «побічна дія», яка полягає в тому, що навіть при малих коливаннях положення важеля подачі палива призводить до короткочасного повного відкриття газових форсунок, що в свою чергу – до самовільного прискорення дизеля.

В результаті вибору доцільного регулятора газоподачі встановлено, що: ПІ-регулятор, маючи виключно пропорційну складову, не забезпечує необхідні умови на високих обертах КВ двигуна, а ПД та ПІД-регулятори через наявну в них диференціальну складову, яка викликає побічну дію, не доцільно використовувати в системах «двигун-редуктор».

Тому, найбільш вдалим типом регулятора газоподачі обрано ПІ-регулятор з коефіцієнтом пропорційної складової $K_p=0,25$; коефіцієнтом інтегральної складової $K_i=0,00001$, який виконуватиме необхідне регулювання у всьому діапазоні обертання КВ дизеля. Перевірка роботи налаштувань МПСЖ, зокрема, ПІ-регулятора з раціональними ПІД-параметрами здійснюватиметься під час проведення дорожніх випробувань експериментального автомобіля з розробленою системою живлення.

2.5 Регулювання фази впорскування газу за допомогою розробленої мікропроцесорної системи живлення

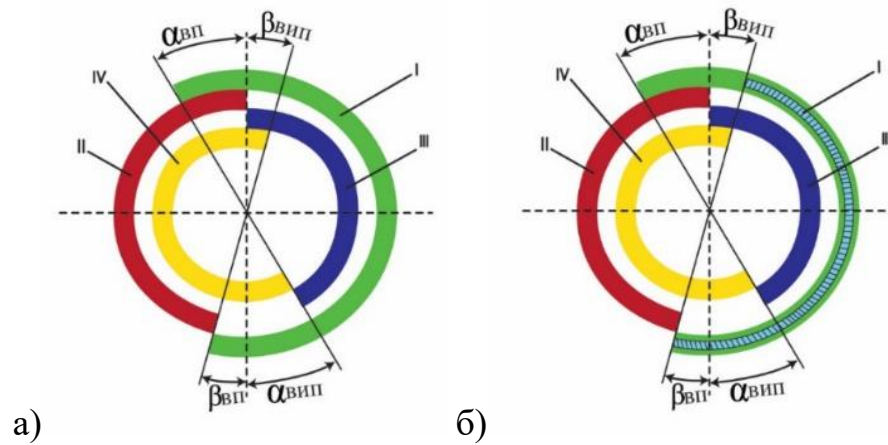
В розробленій МПСЖ за допомогою корегувальних таблиць інтерфейсу (рис. 2.13) можна встановлювати: кут відкриття газової електромагнітної форсунки відносно верхньої мертвої точки (ВМТ) (фаза впорскування) ψ , час відкритого стану газових електромагнітних форсунок (регулювання витрати СПГ) та запальну дозу ДП (положенням кінцевика МЗЗД) в залежності від

частоти обертання КВ та навантаження, що виражається тиском наддуву повітря. Фаза впорскування газового палива ψ – це момент подачі газу, в даному випадку СПГ, разом із повітрям під час такту впуску у впускний колектор дизеля. В розробленій газодизельній системі живлення для забезпечення фазної подачі газу електромагнітними форсунками на валу привода ПНВТ встановлено датчик фази (ДФ). Положення ДФ визначається кутом $\psi_{ДФ}$ відносно ВМТ першого циліндра двигуна, який необхідно уточнити після його встановлення і вводиться в систему параметром. При встановленні ДФ треба виконати умову:

$$\psi_{ДФ} \geq \psi_{ВП}. \quad (2.6)$$

Очевидно, що оптимальні процеси фазного впорскування газу передбачають встановлення певного значення кута $\psi_{ВП}$ (ψ) залежно від частоти обертання КВ двигуна n_d . Для цього в систему параметрів введена залежність $\psi = f(n_d, P)$. Принципово фаза впорскування газу може проходити впродовж всієї фази впуску (рис.2.21, а), але можна передбачити, що існують доцільні значення $\psi_{ДВП}$ кута ψ , за яких робочі процеси газодизеля найбільш ефективні.

На рис. 2.21, б заштрихована область позначає діапазон в якому пошук доцільних параметрів кута ψ є більш раціональним, оскільки область між кутами $\alpha_{ВП}$ та $\beta_{ВП}$ є продуванням двигуна, під час якого свіжий заряд газоповітряної суміші (при роботі газодизеля) витісняє вже відпрацьований. В такому випадку є можливість того, що частина СПГ не буде використана, а безпосередньо вилетить разом з вже відпрацьованими газами попереднього робочого циклу роботи двигуна.



I - впуск, II – стиск, III – робочий хід, IV – випуск,
 $\alpha_{вп}$ та $\alpha_{вип}$ – відповідно початок та кінець такту впуску, $\beta_{вп}$ та $\beta_{вип}$ – відповідно початок та кінець такту випуску

Рисунок 2.21 - Кругова діаграма фаз газорозподілу ДВЗ
та роботи газодизеля

Для підтвердження можливості системи встановлювати різні значення фази впорскування ψ , на рис. 2.22 наведено осцилограми роботи системи газоподачі розробленої МПСЖ (датчик фази, електромагнітні форсунки, датчик ВМТ) при $\psi_1=40^\circ$ після ВМТ (рис. 2.22, а) та $\psi_2=15^\circ$ після ВМТ (рис. 2.22, б).

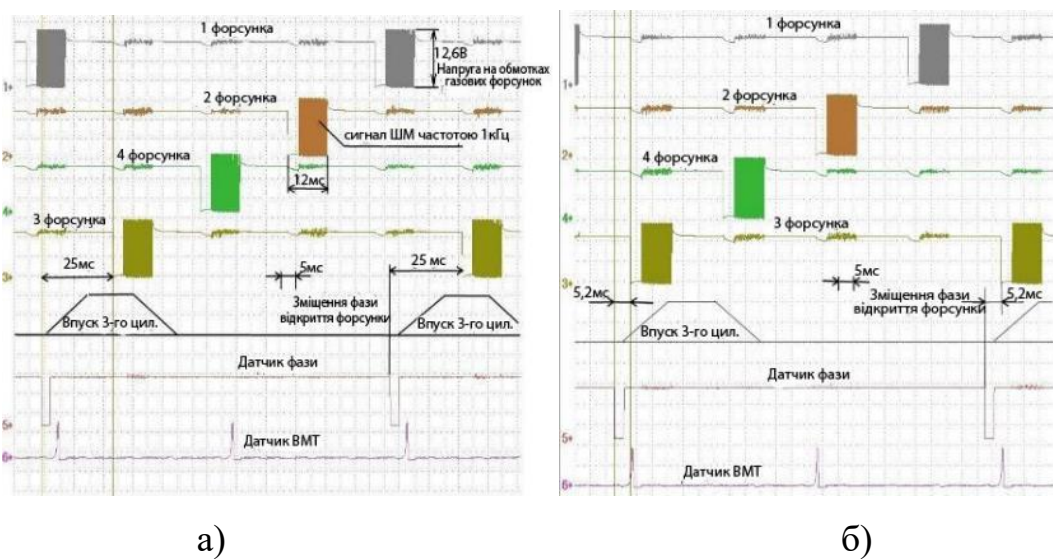


Рисунок 2.22 – Фрагмент роботи МПСЖ при $n=1000 \text{ хв}^{-1}$

Як видно з наведених осцилограм (рис. 2.22), розроблена МПСЖ дозволяє змінювати значення фази впорскування газу в широких межах після ВМТ на такті впуску в залежності від режиму роботи дизеля (передбачено зміною частоти обертання КВ та тиском наддуву повітря). Змінюючи фазу впорскування газу, можна очікувати вплив на сумішеутворення в камері згорання двигуна, і тому можна передбачити вплив фази ψ на паливно-економічні, екологічні та енергетичні показники дизеля. Отже, необхідно провести експериментальні стендові, дорожні випробування та розрахунки на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, а також потрібно встановити раціональне значення фази впорскування газу із врахуванням отриманих в результаті досліджень паливно-економічних, екологічних та енергетичних показників дизеля за роботи дизеля за газодизельним циклом.

2.6 Висновки до розділу 2

1. Розроблено універсальну мікропроцесорну газодизельну систему живлення для дизелів. МПСЖ забезпечує роботу дизелів на суміші дизельного палива та СПГ за роботи дизеля за газодизельним циклом, зі збереженням штатної паливної системи. Особливістю розробленої системи є двопаливність (можливість працювати як за дизельним, так і за газодизельним циклом), використання мікропроцесорного блоку керування, універсальність (можливість встановлювати на різні дизелі з механічними ПНВТ) та забезпечення фазного регулювання по циліндрах двигуна.

2. Представлено складові розробленої МПСЖ та їх опис. Система включає комплект датчиків, газобалонне обладнання, механізм задання запальної дози (МЗЗД), газові електромагнітні форсунок, газовий редуктор та мікропроцесорний блок керування. Розроблено МЗЗД, універсальність якого полягає у можливості встановлення його на механічні ПНВТ різних моделей. В роботі МЗЗД встановлено на ПНВТ 773-20.05 дизеля Д-245.7.

3. На напівнатурному безмоторному стенді СБВ-ГД здійснено налаштування МПСЖ, зокрема ПІД-регулятора газоподачі, що працює як всережимний регулятор. На першому етапі здійснено перевірку роботи регулятора газоподачі з одним універсальним коефіцієнтом K_{Gain} . Однак, врахувавши недоліки регулятора з універсальним коефіцієнтом K_{Gain} , було розроблено всережимний ПІД-регулятор. В результаті проведених стендових безмоторних досліджень встановлено, що: П-регулятор, маючи виключно пропорційну складову, не забезпечує необхідні умови на високих обертах КВ двигуна, а ПД та ПІД-регулятори через наявність диференціальної складової не доцільно використовувати в системах «двигун-редуктор».

4. Найбільш вдалим типом регулятора газоподачі обрано ПІ-регулятор з коефіцієнтом пропорційної складової $K_p=0,25$ та коефіцієнтом інтегральної складової $K_i=0,00001$, який виконуватиме необхідне регулювання у всьому діапазоні обертання КВ дизеля. Перевірку роботи налаштувань МПСЖ, зокрема, ПІ-регулятора з раціональними ПІД-параметрами необхідно здійснити під час проведення дорожніх випробувань тестового автомобіля з розробленою МПСЖ.

5. В розробленій системі реалізовано розподільне фазне впорскування газу по циліндрах двигуна. Система має можливість змінювати фазу впорскування газу у всьому швидкісному діапазоні роботи двигуна. Здійснено перевірку можливості зміни фази впорскування за частоти обертання КВ 1000 хв^{-1} зі значеннями фази впорскування $\psi_1=40^\circ$ після ВМТ та $\psi_2=15^\circ$ після ВМТ.

Розділ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З ДИЗЕЛЕМ ЗА РОБОТИ ЗА ДИЗЕЛЬНИМ ТА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛАМИ

3.1 Розгляд існуючих їзових циклів

Одним з питань, яке необхідно вирішити для математичного моделювання, є вибір їзового циклу, який би в повній мірі імітував режим руху автомобіля в умовах експлуатації.

Існує багато їзових циклів для автомобілів, які дозволяють імітувати рух, як в умовах міста, так і за його межами. В Європі використовується New European Driving Cycle (NEDC) з 1997 року. NEDC – це їзовий цикл, який включає в себе чотири їзові цикли ECE-15, також відомі як Urban Driving Cycle (UDC), які повторюються один за одним та один цикл Extra-Urban Driving Cycle (EUDC). Час виконання циклу ECE-15 820 с, протяжність 4052 м, а максимальна швидкість 50 км/год. Цикл було створено для імітації руху автомобіля в місті. Час виконання циклу NEDC 1220 с, довжина циклу складає 11077 м, середня швидкість 33,6 км/год, максимальна швидкість 120 км/год. Схему виконання циклу NEDC показано на рис. 3.1.

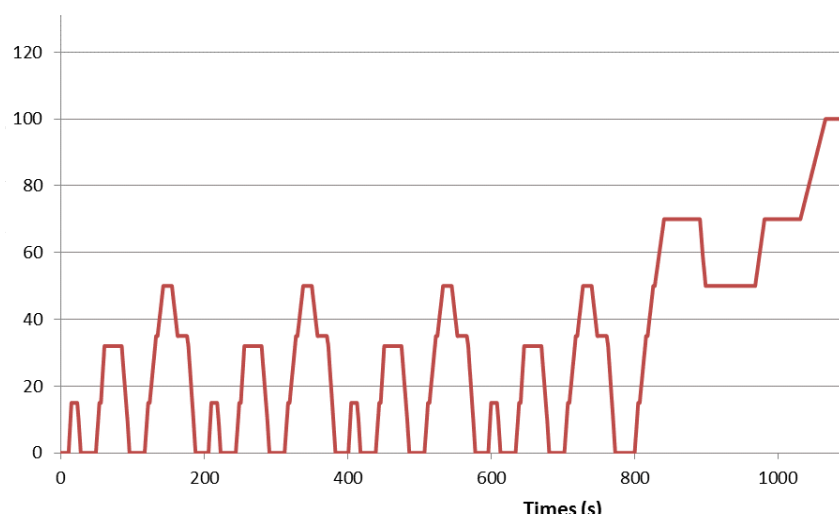


Рисунок 3.1. – New European Driving Cycle

З 2017 року в Європейському Союзі замість NEDC прийнято використовувати World Harmonized Light-duty Vehicles Test Procedure або WLTP. WLTP включає в себе три тестових цикли, які залежать від співвідношення Потужність/Маса (PWr) у Вт/кг, а саме:

Class 1 – малопотужні транспортні засоби з $PWr \leq 22$;

Class 2 – транспортні засоби з $22 < PWr \leq 34$;

Class 3 – великопотужні транспортні засоби з $PWr > 34$.

Більшість транспортних засобів відноситься до другого та третього тестового циклів. Схеми виконання цих циклів показано на рис. 3.2 та 3.3.

Виконання циклів поділяється на три або чотири частини з різною максимальною швидкістю. Низька – до 56,5 км/год, Середня – до 76,6 км/год, Висока – до 97,4 км/год та Дуже Висока – до 131,3 км/год. Для другого тестового циклу, якщо максимальна швидкість транспортного засобу менша ніж 90 км/год, то замість частини Висока необхідно повторити першу частину Низька.

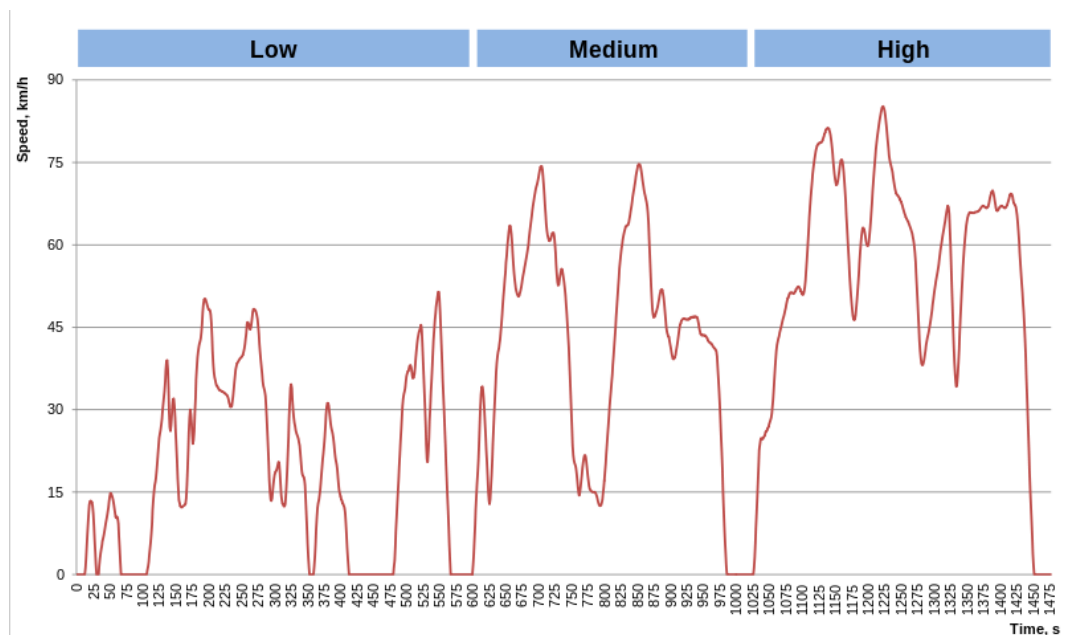


Рисунок 3.2 – WLTP Class 2

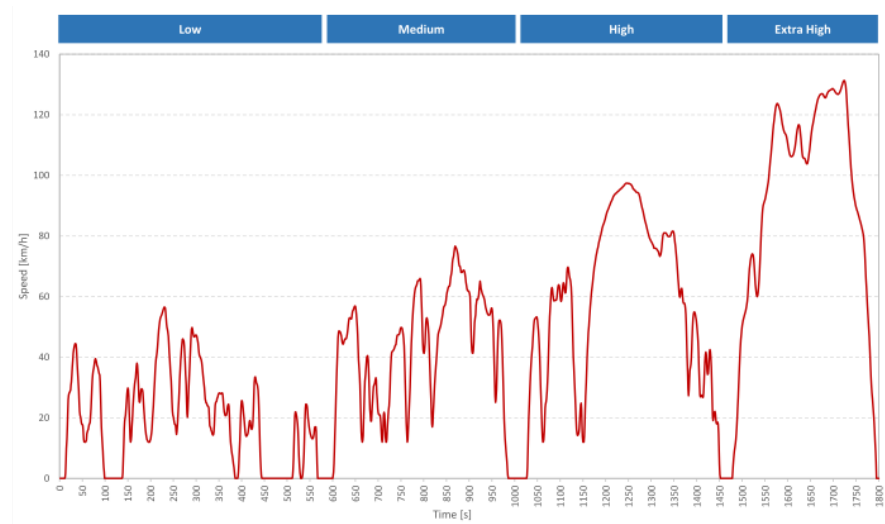


Рисунок 3.3 – WLTP Class 3

В залежності від виконання їздового циклу різняться час, відстань та середня швидкість виконання циклів. Для другого тестового циклу це 1477 с, 14664 м та 35,7 км/год. Для третього тестового циклу – 1800 с, 23262 м та 46,5 км/год відповідно.

В Сполучених Штатах Америки, за винятком штату Каліфорнія, випробування проводять при умовному русі автомобіля за міським їздовим циклом FTR – 75 (рис. 3.4). Довжина умовного шляху в такому циклі 17770 м, час його виконання 1877 с, середня швидкість складає 34,1 км/год.

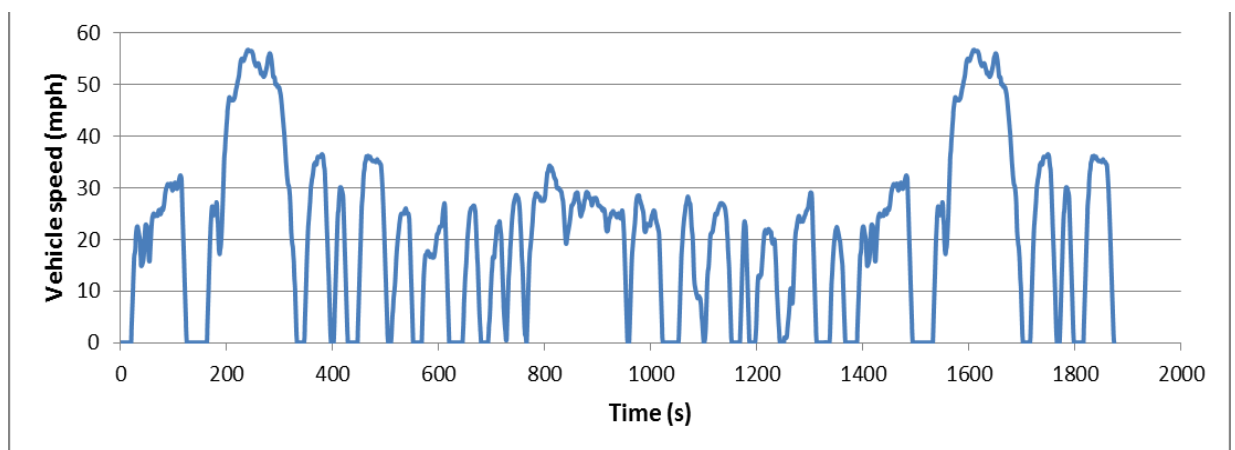


Рисунок 3.4 - Федеральний їздовий міський цикл FTR – 75

У порівнянні з європейським міським випробувальним їздовим циклом ECE цикл FTR – 75 більш складний, особливо з точки зору наявності перехідних режимів.

В Японії випробування автомобілів з 2011 року здійснюється за їздовим циклом JC08. Цей їздовий цикл замінив 10-15 режимний цикл, який, як і NEDC, не відтворював дійсного руху автомобіля. Їздовий цикл JC08 більш вимогливий ніж 10-15 режимний цикл. Він включає в себе холодні і гарячі запуски двигуна, стійкий розгін і гальмування, часті зупинки на світлофорах. Протяжність їздового циклу JC08 складає 8170 м, тривалість виконання 1204 с, а середня швидкість 24,4 км/год. Тоді як для 10-15 режимного їздового циклу протяжність 4160 м, тривалість 660 с, а середня швидкість 22,7 км/год. Схеми виконання циклів наведено на рис. 3.5 та 3.6.

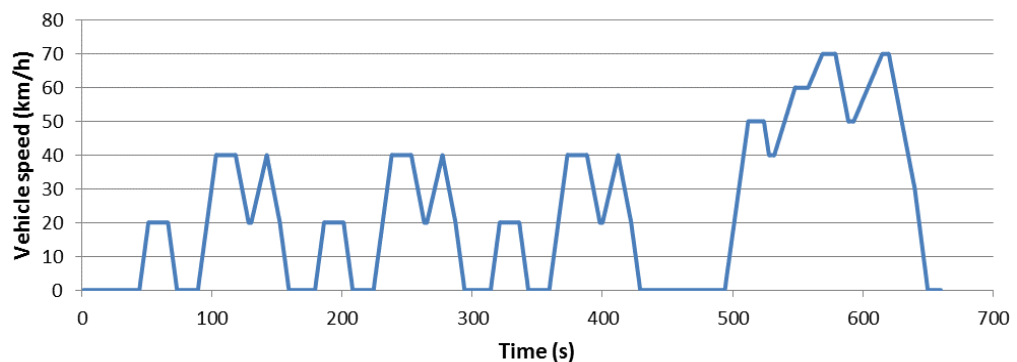


Рисунок 3.5 – 10-15 режимний цикл

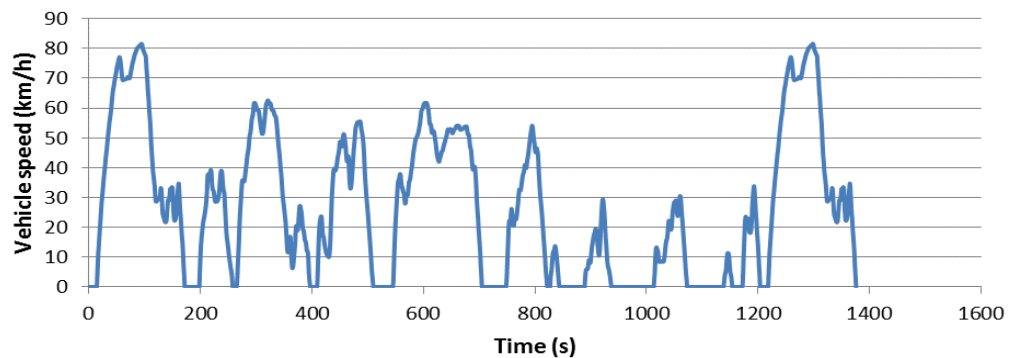


Рисунок 3.6 – їздовий цикл JC08

Після прийняття Правил ЄЕК ООН № 49 (15.04.1982) та Директиви 88/77/ЕЕС розпочалось нормування шкідливих викидів двигунами транспортними засобами категорій М2, М3, N2 і N3. За час, що минув, були прийняті чотири Директиви ЄС на доповнення Директиви 88/77/ЕЕС та чотири серії поправок до Правил № 49 [71, 72].

Згідно з Правилами № 49 випробування проводяться на дизелі, встановленому на гальмівний стенд, в режимах тринадцятиступінчастого циклу. Послідовність і вагомість сталих режимів випробування двигунів за тринадцятиступінчастим циклом ECE R-49 показані на рис. 3.7. Норми викидів встановлюються відносно одиниці виконаної дизелем роботи.

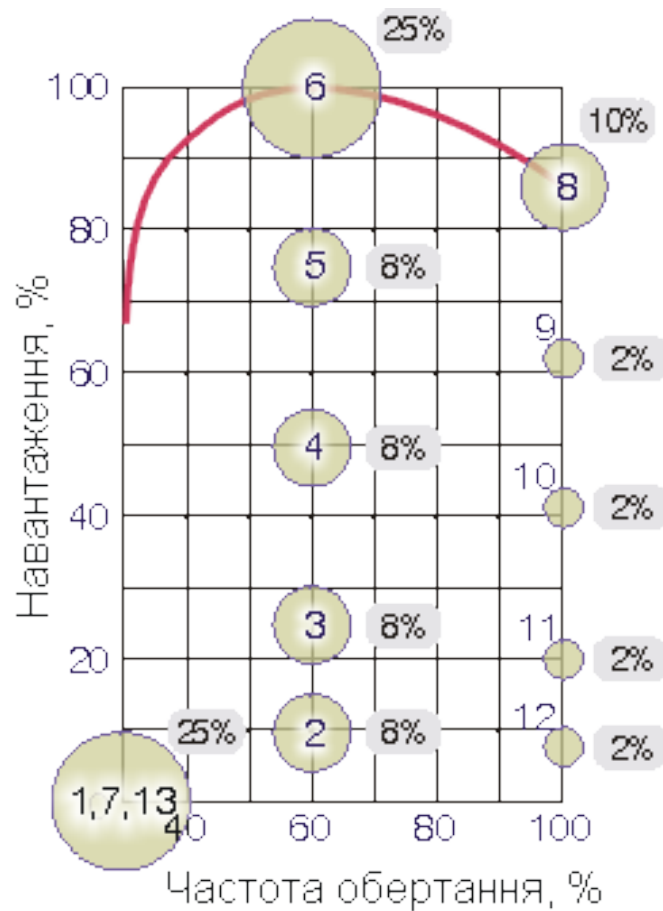


Рисунок 3.7 - Послідовність і вагомість сталих режимів випробування двигунів за тринадцятиступінчастим циклом ECE R-49 [66]

Правилами ЄЕК ООН № 49-03 та Директивою 1999/96/ЕС [73, 74] для випробування двигунів великовантажних КТЗ було запроваджено три нові цикли:

- ESC – Європейський стаціонарний випробувальний цикл (European Steady State cycle), який за складом дуже близький до наведеного вище тринадцятиступінчастого циклу ECE R-49. Послідовність і вагомість сталих режимів випробування двигунів за новим стаціонарним циклом ESC показані на рис. 3.8;

- ELR – Європейський навантажувальний цикл (European Load Response test) проводиться на тих же швидкісних режимах, що і ESC і використовується для визначення димності дизеля. При виконанні цього циклу на кожному швидкісному режимі (А, В, С) дизель тричі навантажують з 10% до повного навантаження без зміни частоти обертання, в цей момент визначають середню димність в цьому швидкісному режимі, а потім – середнє її значення для усіх швидкісних режимів, яке і порівнюється з нормативним значенням. Графіки частоти обертання та навантаження цикла ELR показані на рис. 3.9;

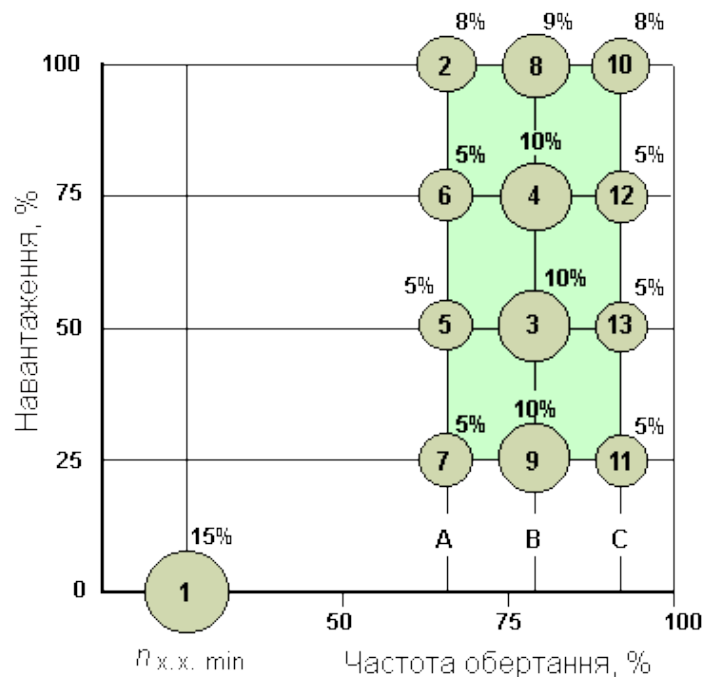


Рисунок 3.8 - Послідовність і вагомість сталих режимів випробування двигунів за новим стаціонарним циклом ESC [66]

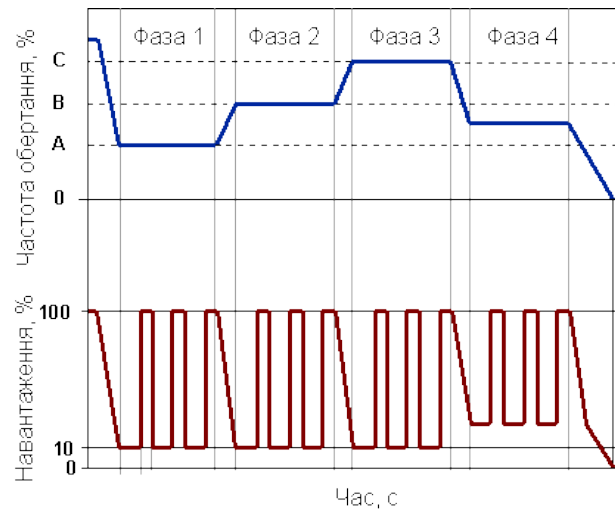


Рисунок 3.9 - Європейський навантажувальний цикл ELR випробування двигунів. Графіки частоти обертання та навантаження [66]

ЕТС – Європейський транзйентний (перехідний) випробувальний цикл (European Transient Cycle) включає три сукупності несталих режимів, що відповідають руху КТЗ на міських, сільських і приміських дорогах і на швидкісних магістралях. Цей цикл наближає умови випробувань до реальних умов експлуатації КТЗ. Графік швидкості КТЗ, що відповідає циклу ЕТС випробування двигунів, показано на рис. 3.10.

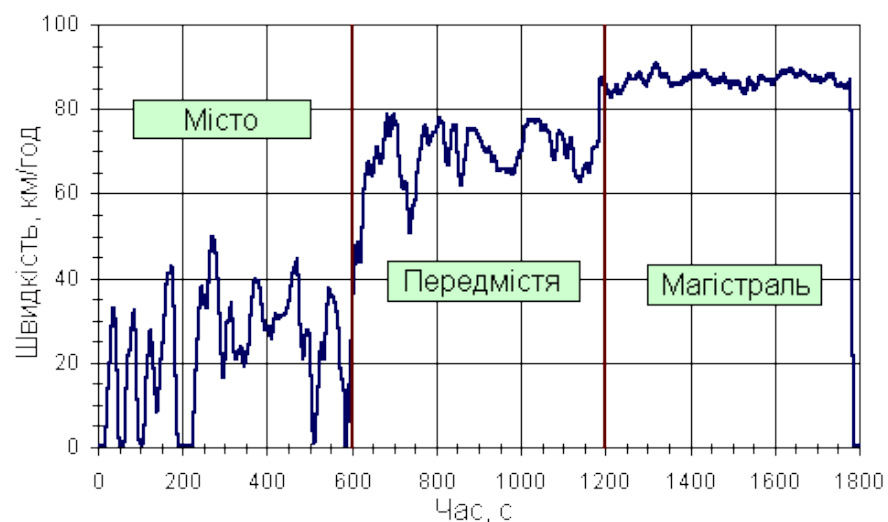


Рисунок 3.10 - Графік швидкості згідно циклу ЕТС [66]

Слід зазначити, що викиди шкідливих речовин, визначені при випробуванні двигуна за транз'єнтним циклом, суттєво відрізняються від результатів випробування того ж двигуна за стаціонарним випробувальним циклом.

В Україні на всі транспортні засоби, за винятком позадорожніх, поширюється дія ГОСТ 20306 – 90 „Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний” [75]. Стандарт діє з 1 січня 1992 року та співпадає по частині 1.4 (визначення витрати палива у міському циклі на стенді) з правилами №15 ЄЕК ООН [76].

Державний стандарт 20306 - 90 діє поки ще і на території України та включає в себе 6 їздових циклів:

1. Магістральний цикл на дорозі для автомобілів повною масою до 3,5 т та автобусів, що виконують дальні рейси.
2. Магістральний цикл на дорозі для вантажних автомобілів та автопоїздів повною масою більше 3,5 т та міжміських автобусів.
3. Міський цикл на дорозі для транспортних засобів масою до 3,5 т.
4. Міський цикл на дорозі для транспортних засобів повною масою більше 3,5 т, крім міських автобусів.
5. Міський цикл на дорозі для міських автобусів.
6. Міський цикл на стенді для транспортних засобів повною масою до 3,5 т.

Враховуючи вимоги ГОСТ 20306 – 90 для даного класу та умови його експлуатації, для математичного моделювання та проведення дорожніх випробувань автомобіля ГАЗ-3309, на який встановлено експериментальну мікропроцесорну систему живлення, та оцінки і порівняння показників дизеля, що працює за дизельним та газодизельним циклами було вирішено використати міський їздовий цикл для транспортних засобів повною масою більше 3,5 т, крім автобусів. Схему циклу показано на рис. 3.11.

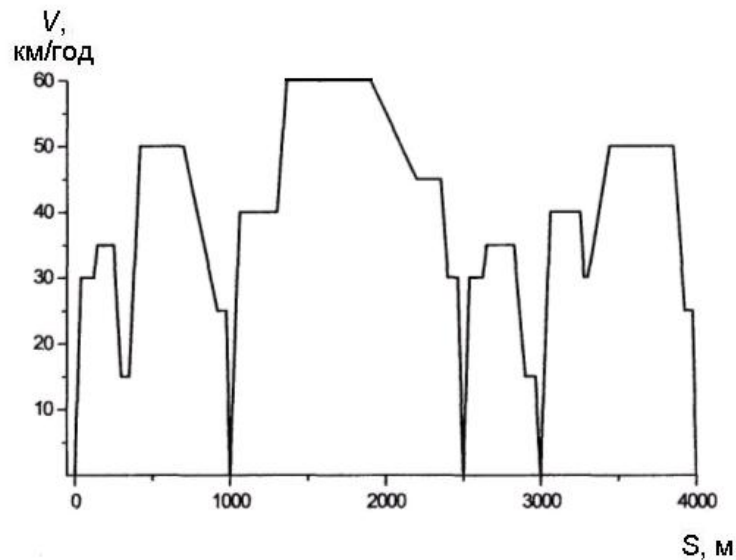


Рисунок 3.11. Схема міського циклу для транспортних засобів повною масою більше 3,5 т [75]

Вимоги до виконання їздового циклу наведено в [66]. До цього циклу входить 27 їздових операцій, які здійснюються на відстані 4000 м, максимальна швидкість 60 км/год.

Випробувальний цикл включає в себе такі режими руху:

- рушання автомобіля з місця;
- розгін автомобіля від однієї швидкості до іншої;
- рух автомобіля з сталою швидкістю на певних ділянках циклів;
- гальмування двигуном;
- службове гальмування транспортного засобу для переходу з однієї передачі на іншу;
- службове гальмування транспортного засобу до повної зупинки;
- робота двигуна транспортного засобу в режимі мінімальних обертів активного холостого ходу.

Даний міський їздовий цикл обрано для подальших дорожніх випробувань, оскільки він включає в себе всі необхідні режими роботи дизеля, відображає можливий рух транспортного засобу в місті, можливий в реалізації під час дорожніх випробувань та найкраще підходить для імітації руху на

математичній моделі з метою оцінки показників дизеля за роботи за дизельним та газодизельним циклами.

3.2 Міський їздовий цикл для вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами

Розрахунок зміни паливної економічності та токсичності ВГ вантажного автомобіля виконано на фрагменті міського їздового циклу для транспортних засобів повною масою понад 3,5 т згідно ГОСТ 20306-90 (рис. 3.12) [75].

Основними параметрами, що характеризують їздовий цикл є швидкість (V) та пройдений шлях (S). Їздовий цикл протяжністю 1000м складається з послідовної зміни наступних режимів руху автомобіля:

- розгін дизеля в режимі активного холостого ходу (XX);
- розгін автомобіля з дизелем в режимі пробуксовування зчеплення;
- розгін автомобіля з дизелем при заблокованому зчепленні на 1 передачі;
- рух автомобіля під час перемикання передач з 1 на 2;
- розгін автомобіля з дизелем при заблокованому зчепленні на 2 передачі;
- рух автомобіля під час перемикання передач з 2 на 3;
- розгін автомобіля з дизелем при заблокованому зчепленні на 3 передачі;
- рух автомобіля під час перемикання передач з 3 на 4;
- розгін автомобіля з дизелем при заблокованому зчепленні на 4 передачі;
- усталений рух автомобіля зі швидкістю 40 км/год на 4 передачі;
- уповільнення автомобіля з від'єднанням двигуна від трансмісії;
- усталений рух автомобіля зі швидкістю 30 км/год на 4 передачі;
- розгін автомобіля з дизелем при заблокованому зчепленні на 4 передачі;
- рух автомобіля під час перемикання передач з 4 на 5;
- розгін автомобіля з дизелем при заблокованому зчепленні на 5 передачі;
- усталений рух автомобіля зі швидкістю 50 км/год на 5 передачі;
- уповільнення автомобіля з приєднанням до трансмісії двигуном;
- усталений рух автомобіля зі швидкістю 25 км/год на 4 передачі;

- уповільнення автомобіля з використанням робочого гальма;
- зупинка автомобіля.

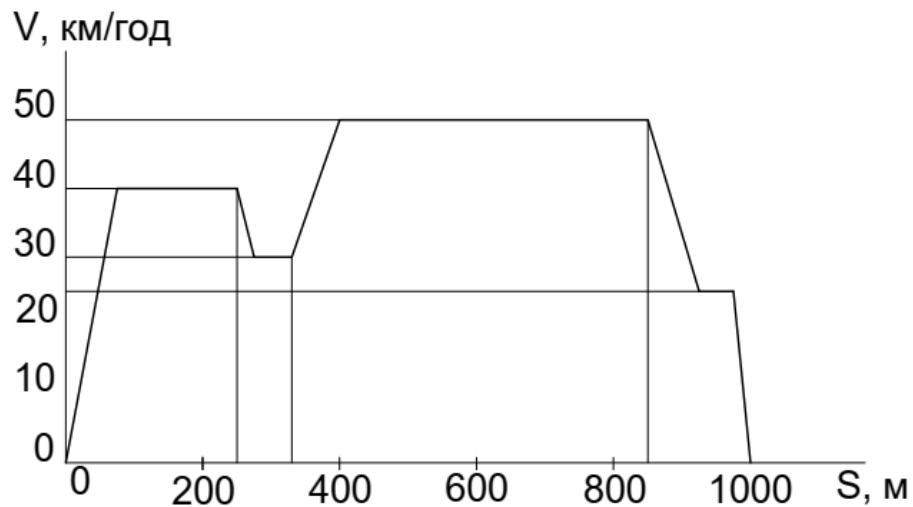


Рисунок 3.12 – Фрагмент міського їздового циклу для транспортних засобів повною масою понад 3.5 т

Розглянутий експериментальний їздовий цикл дозволяє врахувати основні режими руху вантажного автомобіля в умовах експлуатації.

3.3 Уточнення математичної моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами

Оцінити зміну експлуатаційних показників (паливно-економічних, екологічних та тягово-швидкісних) автомобіля з дизелем за роботи за дизельним та газодизельним циклами без виконання трудомістких експериментальних досліджень можливо шляхом розрахунку на математичній моделі.

За основу математичної моделі взято блок–схеми алгоритму розрахунку витрати палива і викидів ШР, які наведені в роботах [77, 78, 79, 32]. Програма розрахунку витрати палива і викидів ШР з ВГ автомобіля з дизелем складено в математичному редакторі, фрагмент якої наведено в додатку Г.

Алгоритм розрахунку включає послідовне вирішення ряду систем диференціальних рівнянь методом чисельного інтегрування Рунге–Кутта, що описують рух вантажного автомобіля з дизелем за різних швидкісних і навантажувальних режимах. В алгоритмі задано наступний перехід від вирішення однієї системи рівнянь до іншої: розгін дизеля в режимі активного ХХ та розгін автомобіля при заблокованому зчепленні здійснюється до підвищення частоти обертання КВ дизеля до певного заданого значення; розгін автомобіля при буксуючому зчепленні здійснюється до моменту синхронізації частот обертання КВ дизеля та веденої частини зчеплення; перемикання передач відбувається на протязі заданого проміжку часу; уповільнення автомобіля з приєднанням до трансмісії двигуном здійснюється або до досягнення заданої циклом швидкості руху, або до закінчення заданого циклом відрізка шляху; гальмування з використанням робочого гальма здійснюється до досягнення заданої швидкості.

Витрата палива, повітря та викиди ШР з ВГ для швидкісних та навантажувальних режимів роботи дизеля розраховуються за допомогою відповідних поліноміальних моделей, отриманих в результаті регресійного аналізу характеристик. Після завершення кожного режиму роботи дизеля встановленого їздовим циклом обчислюється сумарна витрата палива (ДП та СПГ) і повітря, а також сумарні масові викиди ШР приведені до викидів оксиду вуглецю.

Згідно методики розрахункових досліджень транспортний засіб розглядається в системі «Водій – автомобіль – дорога», як споживач палива та повітря, а також як джерело викидів ШР з ВГ (рис. 3.13). Зміну енергетичних, паливно-економічних та екологічних показників двигуна за роботи за дизельним та газодизельним циклами, зі штатним кутом випередження впорскування дизельного палива можна описати за допомогою поліноміальних моделей окремих показників моделі, які побудовані на базі даних, отриманих в результаті проведених стендових моторних досліджень дизеля [80].

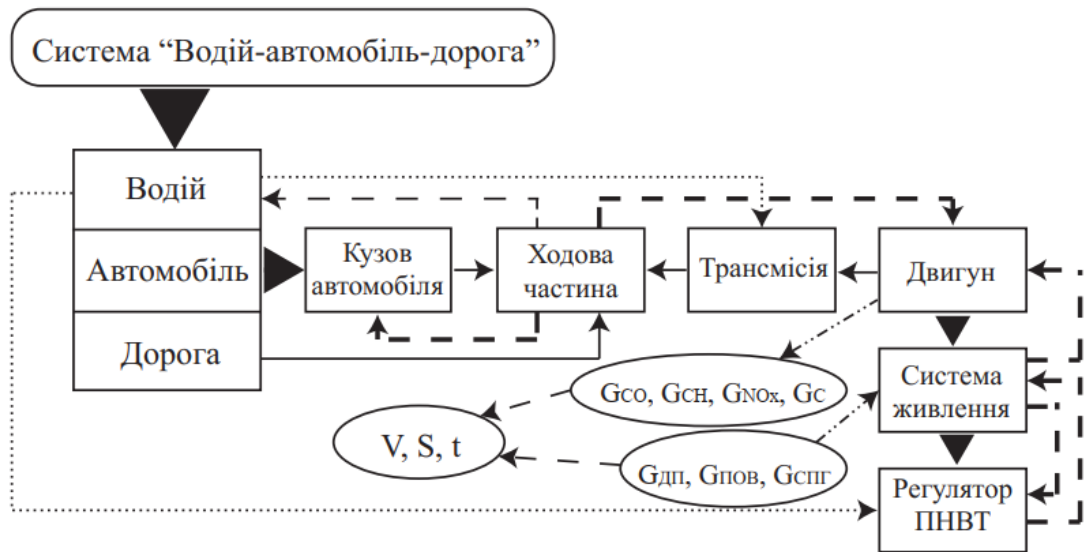


Рисунок 3.13 – Структурна схема системи «водій-автомобіль-дорога»

Система «водій – автомобіль – дорога» для вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклом, характеризується трирівневою структурою та функціонує в навколишньому середовищі, і яке описується сталими величинами: тиск (p_0); температура (T_0); відносна вологість (ϕ_0). Підсистеми першого рівня, такі як “автомобіль”, “водій” і “дорога” між собою рівнозначні. Також підсистема “автомобіль” включає в себе чотири рівнозначні підсистеми другого рівня, а саме: “кузов”, “ходова частина”, “трансмiсія” та “двигун”. Підсистеми другого рівня для автомобіля дозволяють описати передачу ефективного крутного моменту (M_e) через трансмісію, що характеризується передаточними відношенням коробки передач (U_i), головної передачі (U_p) та коефіцієнтом корисної дії трансмісії (η_t), до ведучих коліс автомобіля, що описуються динамічним радіусом (r_d), радіусом кочення (r_k) та моментом інерції (I_k). Ефективний крутний момент двигуна витрачається на подолання моментів опору коченню (P_f), підйому (P_i) і повітря (P_w), а також інерції (P_j). Кузов автомобіля можна охарактеризувати власною масою (m_0), масою вантажу (m_b) та фактором опору повітря (kF).

Підсистема другого рівня “двигун” включає в себе підсистему третього рівня – “систему живлення”, що дозволяє зміну подачі дизельного палива ПНВТ

в циліндри дизеля в залежності від положення важеля керування подачею палива (φ_B). А у випадку роботи дизеля за газодизельним циклом дозволяє описати ще й витрату СПГ.

Положення важеля паливopодачі визначається з виразу:

$$\varphi_B(t) = \varphi_{B0} + V_B \cdot t, \quad (3.1)$$

де φ_{B0} – положення важеля за мінімальної частоти обертання холостого ходу (n_{xxmin});

V_B – швидкість переміщення важеля, %/с.

Ефективний крутний момент (M_e) дизеля визначається положенням важеля подачі палива насоса (φ_B) і частотою обертання колінчастого вала дизеля (n_d) та залежить від фізико-хімічних властивостей палива (густина, кінематична в'язкість і теплота згорання) та кута випередження впорскування, що виражені коефіцієнтами поліноміальних залежностей. Значення ефективного крутного моменту в залежності від (φ_B і n_d) описується поліноміальною залежністю другого степеня, яка має вигляд:

$$M_e^D = c_0^D + c_1^D \cdot \varphi_B + c_2^D \cdot n_d + c_{11}^D \cdot \varphi_B^2 + c_{22}^D \cdot n_d^2 + c_{12}^D \cdot \varphi_B \cdot n_d, \quad (3.2)$$

$$M_e^{гД} = c_0^{гД} + c_1^{гД} \cdot \varphi_B + c_2^{гД} \cdot n_d + c_{11}^{гД} \cdot \varphi_B^2 + c_{22}^{гД} \cdot n_d^2 + c_{12}^{гД} \cdot \varphi_B \cdot n_d, \quad (3.3)$$

де $c_0^D, c_1^D, c_2^D, c_{11}^D, c_{22}^D, c_{12}^D$ – коефіцієнти поліноміальних залежностей для дизельного циклу, $c_0^{гД}, c_1^{гД}, c_2^{гД}, c_{11}^{гД}, c_{22}^{гД}, c_{12}^{гД}$ – коефіцієнти поліноміальних залежностей для газодизельного циклу.

Наступна підсистема другого рівня “водій” здійснює керування важелем подачі палива та важелем коробки перемикання передач відповідно до кваліфікації самого водія та умов дорожнього руху залежить від обраного їздового циклу. Кваліфікація водія можна описати швидкістю переміщення важеля подачі палива (v_B), часом перемикання передач ($t_{пп}$) (для механічних

коробок перемикання передач), а також такими параметрами як частота обертання КВ дизеля під час рушання з місця ($n_{ххд}$) та перемикання передач ($n_{пп}$).

Останню підсистему другого рівня “дорога” можна охарактеризувати коефіцієнтом опору коченню (f_0) та кутом нахилу повздовжнього профілю дороги (α), що виражають силу опору коченню (P_f) і підйому (P_i).

Переміщення автомобіля в системі «водій – автомобіль – дорога» характеризується системами диференціальними рівняннями, що дозволяє описати взаємодію різних елементів системи.

Рух автомобіля починається з прискорення двигуна в режимі активного холостого ходу. Даний режим описується лише в підсистемі “двигун”, оскільки зв’язки з іншими підсистемами – відсутні (зчеплення вимкнено).

Розрахувати прискорення дизеля в режимі активного ХХ від мінімальної частоти обертання КВ ($n_{ххmin}$) до частоти обертання за якої водій відпускає педаль зчеплення ($n_{ххд}$) та рівняння руху дизеля можна за формулою:

$$\frac{dn_d}{dt} = M_e(\varphi_v, n_d) \cdot \frac{30}{I_d \cdot \pi}, \quad (3.4)$$

де $\frac{dn_d}{dt}$ – прискорення колінчатого вала дизеля, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

M_e – ефективний крутний момент дизеля, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

I_d – момент інерції дизеля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

φ_v – положення важеля подачі палива, %.

Вирішення даної системи рівнянь виконується до досягнення дизелем частоти обертання $n_{ххд}$. $t = t_{хх}$, $\varphi_v = \varphi_{вп}$.

Водій відпускає педаль зчеплення при досягненні частоти обертання колінчатого вала дизеля, продовжуючи переміщення важеля керування подачею палива. В цей момент в систему включаються всі підсистеми першого рівня, починається перший період розгону автомобіля – з буксуючим зчепленням. Даний період описується системою, що включає рівняння роботи дизеля:

$$\frac{dn_d}{dt} = [M_e(\varphi_B, n_d) - M_{зч}] \cdot \frac{30}{I_d \cdot \pi}, \quad (3.5)$$

де $\frac{dn_d}{dt}$ – уповільнення колінчастого вала, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

$M_{зч}$ – момент тертя зчеплення, Н·м.

Рівняння рух веденої частини зчеплення з урахуванням рухомих мас автомобіля, приведених до зчеплення:

$$\frac{dn_{зч}}{dt} = [M_{зч} - M_{оп}] \cdot \frac{30}{I_{аш} \cdot \pi}, \quad (3.6)$$

де $\frac{dn_{зч}}{dt}$ – прискорення веденої частини зчеплення, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

$I_{аш}$ – момент інерції мас вантажного автомобіля, що обертаються, приведений до зчеплення, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$M_{оп}$ – момент опору руху автомобіля, Н·м;

$M_{зч}$ – момент тертя зчеплення, Н·м.

Момент інерції мас автомобіля, що обертаються, приведених до зчеплення, з урахуванням передаточних чисел коробки перемикання передач (U_i), і головної передачі (U_p) визначається рівнянням:

$$I_{аш} = \frac{(G_0 + G_B) \cdot r_K^2}{U_1^2 \cdot U_p^2} + \sum_{i=1}^n \frac{I_{ki}}{U_1^2 \cdot U_p^2}, \quad (3.7)$$

де G_0 – сила тяжіння спорядженої маси автомобіля, Н;

G_B – сила тяжіння маси вантажу, Н;

r_K – радіус кочення колеса, м;

I_{ki} – момент інерції коліс автомобіля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент тертя зчеплення визначається за лінійною залежністю:

$$M_{зч} = V_{зч} \cdot t, \quad (3.8)$$

де $V_{зч}$ – швидкість наростання моменту тертя, Н·м /с.

Момент тертя, після вмикання зчеплення, приймається сталим і дорівнює:

$$M_{зч\ max} = \beta \cdot M_{k\ max}, \quad (3.9)$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення. Згідно [81] приймаємо, що значення β для вантажних автомобілів рівне 1.8;

$M_{k\ max}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·м.

Оскільки під час рушання автомобіля з місця, швидкість руху відносно невелика, можна знехтувати опором повітря. Момент опору руху автомобіля в такому випадку має вигляд:

$$M_{оп} = \frac{(G_0 + G_B) \cdot (f_0 \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot r_d}{U_i \cdot U_p \cdot \eta_T}, \quad (3.10)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню;

α – кут нахилу повздовжнього профілю дороги, град.;

r_d – динамічний радіус колеса, м;

η_T – ККД трансмісії.

Швидкість руху автомобіля (V , м/с) визначається кутовою швидкістю обертання веденого диску зчеплення ($n_{зч}$) на кожній ділянці часу Δt за залежністю:

$$V = \frac{n_{зч} \cdot \pi \cdot r_d}{U_i \cdot U_p \cdot 30}, \quad (3.11)$$

Розрахунок за системою рівнянь виконується до моменту, поки $n_d = n_{зч}$.
А $t = t_T$, $\varphi_B = \varphi_{BT}$, швидкість автомобіля $V = V_T$.

Після синхронізації частоти обертання колінчастого вала двигуна і веденої частини зчеплення ($n_d = n_{зч}$), починається другий період розгону автомобіля – при блокованому зчепленні. Розгін автомобіля описується рівнянням, що отримане з рівняння тягового балансу

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot (m_0 + m_B)} \cdot \left\{ \frac{M_e(\varphi_B, n_d) \cdot U_i \cdot U_p \cdot \eta_T}{r_d} - P_f \pm P_i - P_w \right\}, \quad (3.12)$$

де m_0 – власна маса вантажного автомобіля, кг;

m_B – маса вантажу, кг.

Коефіцієнт δ а також сили опору коченню (P_f), підйому (P_i) і повітря (P_w) розраховуються за залежностями:

$$\delta = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{K_i}}{(m_0 + m_B) \cdot r_d^2} + \frac{I_d \cdot U_i \cdot U_p \cdot \eta_T}{(m_0 + m_B) \cdot r_d^2}, \quad (3.13)$$

$$P_f = (m_0 + m_B) \cdot f_0 \cdot \cos \alpha \cdot g, \quad (3.14)$$

$$P_i = (m_0 + m_B) \cdot \sin \alpha \cdot g, \quad (3.15)$$

$$P_w = kF \cdot V^2, \quad (3.16)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²;

kF – фактор опору повітря. Який для вантажного автомобіля ГАЗ–3309 прийнято 0,263 Н·с²/м²;

f_0 – коефіцієнт опору коченню.

Інші величини, що входять в систему рівнянь (3.15) описані алгебраїчними рівняннями (3.1) – (3.5).

Розрахунок по системі рівнянь (3.15) виконується до досягнення $\frac{dV}{dt} = 0$ або до заданої частоти обертання колінчастого вала дизеля ($n_{дкі}$), яка визначається з залежності

$$n_{дкі} = \frac{30 \cdot V_{акі} \cdot U_i \cdot U_p}{\pi \cdot r_K}, \quad (3.17)$$

В кінці розгону приймається $n_d = n_{дкі}$, $V = V_{акі}$.

Після досягнення двигуном заданої частоти обертання ($n_{пп}$) або певної швидкості руху автомобілем, водій, за допомогою педалі зчеплення, від'єднує двигун від трансмісії. Перед тим, як від'єднати двигун від трансмісії водій повертає важіль керування подачею палива в положення, яке відповідає мінімальній частоті обертання холостого ходу ($\varphi_{вхх}$), що викликає вимкнення подачі палива і різке зниження частоти обертання колінчастого вала дизеля, індикаторний крутний момент рівний нулю. Робота дизеля описується рівнянням (3.7).

Рух автомобіля, в даному режимі, описується рівнянням:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_1 \cdot (m_0 + m_b)} \cdot (-P_f \pm P_i - P_w), \quad (3.18)$$

де δ_1 – коефіцієнт, який враховує маси автомобіля, що обертаються без врахування обертових мас двигуна знаходиться з алгебраїчної залежності:

$$\delta_1 = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_k}{(m_0 + m_b) \cdot r_d^2}. \quad (3.19)$$

Розрахунок системи рівнянь (3.5) і (3.21) виконуємо протягом часу перемикання передач ($t_{пп}$) до моменту блокування зчеплення. Швидкість автомобіля позначається $V_{акі}$, частота обертання колінчастого вала дизеля – $n_{дккі}$.

Після зміни передаточного відношення трансмісії до моменту блокування зчеплення, водій переміщує важіль керування подачею палива з метою збільшення циклової подачі палива і, відповідно, підвищення частоти обертання колінчастого вала дизеля.

Співвідношення частоти обертання колінчастого вала дизеля і веденої частини зчеплення, до моменту блокування зчеплення, в залежності від кваліфікації водія, може бути різними.

Для виконання розрахунку на математичній моделі приймаємо, що частота обертання колінчастого вала після перемикання передачі буде рівна частоті обертання веденої частини зчеплення, тобто після блокування зчеплення розгін автомобіля здійснюється без пробуксовування зчеплення.

Розгін дизеля від частоти $n_{\text{дккі}}$ до частоти обертання веденої частини зчеплення $n_{\text{дскі}}$ описується системою диференціальних рівнянь (3.5). У випадку, якщо частота обертання КВ дизеля ($n_{\text{дккі}}$), за певних причин (швидке перемикання передач), буде вищою, ніж частота обертання веденої частини зчеплення ($n_{\text{дскі}}$), то після блокування зчеплення частота обертання колінчастого вала різко знизиться і стане рівною частоті обертання веденої частини зчеплення ($n_{\text{дккі}}=n_{\text{дскі}}$), оскільки крутний момент двигуна від'ємний, а момент інерції двигуна значно менший ніж момент інерції всіх мас автомобіля. В такому випадку розгін автомобіля на i -тій передачі буде починатись з частоти обертання.

Рух автомобіля після блокування зчеплення описується системою диференціальних рівнянь (3.12) та системою алгебраїчних рівнянь (3.13) – (3.16). Розрахунок системи рівнянь виконується до досягнення $\frac{dv}{dt} = 0$ або до заданого значення $V_{\text{акі}}$, визначеного по залежності (3.17). При переході на більш високі передачі процес розгону автомобіля повторюється, починаючи з моменту розгону з заблокованим зчепленням.

Після розгону до заданої швидкості автомобіль переходить в режим усталеного руху, підтримуючи постійну швидкість руху впродовж певного відрізка шляху.

Закономірність усталеного руху, як і у випадку розгону автомобіля, характеризується взаємодією майже всіх підсистем. За швидкості руху (V) режим

роботи дизеля визначається діями водія (U_i), характеристиками дороги (f_0, α), а також параметрами інших підсистем (kF, m_0, m_B).

Необхідний крутний момент для підтримання заданої швидкості руху автомобіля визначається з рівняння тягового балансу автомобіля:

$$M_K = \frac{[(m_0 + m_B) \cdot (f_0 \cdot \cos \alpha + f_0 \cdot A \cdot V^2 \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) + kF \cdot V^2] \cdot r_d}{U_i \cdot U_p \cdot \eta_T}. \quad (3.20)$$

Частота обертання КВ дизеля визначається за залежністю:

$$n_d = \frac{30 \cdot V \cdot U_i \cdot U_p}{\pi \cdot r_k}. \quad (3.21)$$

Уповільнення автомобіля може здійснюватись при різних взаємозв'язках в системі, а саме:

- уповільнення автомобіля з приєднанням до трансмісії двигуном;
- уповільнення автомобіля з від'єднанням від трансмісії двигуном;
- уповільнення автомобіля з використанням робочого гальма.

Уповільнення автомобіля з приєднанням до трансмісії двигуном відбувається якщо опір дороги (P_f, P_i) і повітря (P_w) більші ніж зусилля, що розвиває двигун.

У випадку уповільнення автомобіля з від'єднанням від трансмісії двигуном, рух автомобіля описується рівнянням (3.18). Розрахунок виконується до досягнення швидкості $V_{ку}$.

Після переміщення важеля керування подачею палива в положення, що відповідає мінімальній частоті обертання ХХ, уповільнення дизеля описується системою диференціальних рівнянь (3.5). Системи рівнянь розв'язуються до досягнення дизелем мінімальної частоти обертання (n_{xxmin}). Індикаторний крутний момент буде рівним нулю за частоти обертання, за якої циклова подача палива дорівнює нулю.

Під час уповільнення автомобіля з використанням робочого гальма приймається, що гальмування – рівноуповільнене в межах від 1,0 м/с² до 5,8 м/с² [82]. Час гальмування ($t_{\text{гальм}}$) визначається з залежності:

$$t_{\text{гальм}} = \frac{V_{\text{акі}} - V_{\text{кг}}}{j}, \quad (3.22)$$

де $V_{\text{акі}}$ і $V_{\text{кг}}$ – швидкості на початку і в кінці гальмування, м/с;

j – величина уповільнення автомобіля, м/с².

У випадку гальмування, коли двигун від'єднано від трансмісії, робота дизеля описується системою рівнянь (3.7) до досягнення $n_d = n_{\text{ххmin}}$.

У разі гальмуванні з приєднанням до трансмісії двигуном при положенні важеля керування подачею палива, що відповідає мінімальній частоті обертання холостого ходу, зміна частоти обертання колінчатого вала (за відсутності блокування коліс) визначається за залежністю:

$$n_d = n_{\text{дкі}} - j \cdot t_{\text{г}} \cdot \frac{30 \cdot U_i \cdot U_p}{\pi \cdot r_k}, \quad (3.23)$$

де $n_{\text{дкі}}$ – частота обертання КВ дизеля на початку гальмування, хв⁻¹;

$t_{\text{г}}$ – час від початку гальмування, с.

Розрахунок здійснюється до досягнення $V = V_{\text{кг}}$ і відповідної частоти обертання $n_{\text{дкг}}$.

Розрахунок витрати дизельного та газового палива, повітря та концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизеля, що працює за дизельним та газодизельним циклами. Розрахунок витрати палива, повітря, концентрації ШР в ВГ дизеля (CO, NO_x, C_mH_n) та димність ВГ, в режимі мінімальної частоти обертання КВ, та під час прискорення дизеля в режимі активного ХХ, за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами виконується з використанням поліноміальних залежностей другого степеню від частоти обертання колінчастого вала (n_d):

$$G_{\text{палхх}}(n_d) = A_{\text{хх0}} + A_{\text{хх1}} \cdot n_d + A_{\text{хх2}} \cdot n_d^2, \quad (3.24)$$

$$G_{\text{повхх}}(n_d) = B_{\text{хх0}} + B_{\text{хх1}} \cdot n_d + B_{\text{хх2}} \cdot n_d^2, \quad (3.25)$$

$$CO_{\text{хх}}(n_d) = C_{\text{хх0}} + C_{\text{хх1}} \cdot n_d + C_{\text{хх2}} \cdot n_d^2, \quad (3.26)$$

$$CH_{\text{хх}}(n_d) = D_{\text{хх0}} + D_{\text{хх1}} \cdot n_d + D_{\text{хх2}} \cdot n_d^2, \quad (3.27)$$

$$NO_{\text{хх}}(n_d) = E_{\text{хх0}} + E_{\text{хх1}} \cdot n_d + E_{\text{хх2}} \cdot n_d^2, \quad (3.28)$$

$$K_{\text{хх}}(n_d) = F_{\text{хх0}} + F_{\text{хх1}} \cdot n_d + F_{\text{хх2}} \cdot n_d^2, \quad (3.29)$$

де – коефіцієнти поліноміальних залежностей:

$A_{\text{хх0}}, A_{\text{хх1}}, A_{\text{хх2}}$ – витрати палива; $B_{\text{хх0}}, B_{\text{хх1}}, B_{\text{хх2}}$ – витрати повітря; $C_{\text{хх0}}, C_{\text{хх1}}, C_{\text{хх2}}$ – концентрації оксидів вуглецю; $D_{\text{хх0}}, D_{\text{хх1}}, D_{\text{хх2}}$ – концентрації вуглеводнів; $E_{\text{хх0}}, E_{\text{хх1}}, E_{\text{хх2}}$ – концентрації оксидів азоту; $F_{\text{хх0}}, F_{\text{хх1}}, F_{\text{хх2}}$ димності ВГ.

Паливно-економічні та екологічні показники двигуна в діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів за роботи дизеля за дизельним циклом описуються поліноміальними залежностями другого степеню від частоти обертання КВ (n_d) та ефективного крутного моменту (M_e):

$$G_{\text{пал}}(n_d, M_e) = A_3 + A_4 \cdot n_d + A_2 \cdot M_e + A_5 \cdot n_d^2 + A_1 \cdot M_e^2 + A_0 \cdot n_d \cdot M_e, \quad (3.30)$$

$$G_{\text{пов}}(n_d, M_e) = B_3 + B_4 \cdot n_d + B_2 \cdot M_e + B_5 \cdot n_d^2 + B_1 \cdot M_e^2 + B_0 \cdot n_d \cdot M_e, \quad (3.31)$$

$$CO(n_d, M_e) = C_3 + C_4 \cdot n_d + C_2 \cdot M_e + C_5 \cdot n_d^2 + C_1 \cdot M_e^2 + C_0 \cdot n_d \cdot M_e, \quad (3.32)$$

$$CH(n_d, M_e) = D_3 + D_4 \cdot n_d + D_2 \cdot M_e + D_5 \cdot n_d^2 + D_1 \cdot M_e^2 + D_0 \cdot n_d \cdot M_e, \quad (3.33)$$

$$NO_x(n_d, M_e) = E_3 + E_4 \cdot n_d + E_2 \cdot M_e + E_5 \cdot n_d^2 + E_1 \cdot M_e^2 + E_0 \cdot n_d \cdot M_e, \quad (3.34)$$

$$K(n_d, M_e) = F_3 + F_4 \cdot n_d + F_2 \cdot M_e + F_5 \cdot n_d^2 + F_1 \cdot M_e^2 + F_0 \cdot n_d \cdot M_e, \quad (3.35)$$

де – коефіцієнти поліноміальних залежностей:

$A_0, A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$ – витрати дизельного палива;

$B_0, B_1, B_2, B_3, B_4, B_5$ – витрати повітря;

$C_0, C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8, C_9$ – концентрації оксидів вуглецю CO;

$D_0, D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6, D_7, D_8, D_9$ – концентрації вуглеводнів C_mH_n ;

$E_0, E_1, E_2, E_3, E_4, E_5, E_6, E_7, E_8, E_9$ – концентрації оксидів азоту NO_x ;

$F_0, F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6, F_7, F_8, F_9$ – димності ВГ.

Паливно-економічні та екологічні показники двигуна в широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів за роботи дизеля за газодизельним циклом описуються поліноміальними залежностями другого та третього степеню від частоти обертання колінчастого вала дизеля (n_d) та ефективного крутного моменту (M_e):

$$G_{\text{пал}}(n_d, M_e) = A_6 + A_7 \cdot n_d + A_3 \cdot M_e + A_8 \cdot n_d^2 + A_2 \cdot M_e^2 + A_4 \cdot n_d \cdot M_e + A_5 \cdot n_d^2 \cdot M_e + A_0 \cdot n_d \cdot M_e^2 + A_9 \cdot n_d^3 + A_1 \cdot M_e^3 \quad (3.36)$$

$$G_{\text{пов}}(n_d, M_e) = B_3 + B_4 \cdot n_d + B_2 \cdot M_e + B_5 \cdot n_d^2 + B_1 \cdot M_e^2 + B_0 \cdot n_d \cdot M_e \quad (3.37)$$

$$CO(n_d, M_e) = C_6 + C_7 \cdot n_d + C_3 \cdot M_e + C_8 \cdot n_d^2 + C_2 \cdot M_e^2 + C_4 \cdot n_d \cdot M_e + C_5 \cdot n_d^2 \cdot M_e + C_0 \cdot n_d \cdot M_e^2 + C_9 \cdot n_d^3 + C_1 \cdot M_e^3 \quad (3.38)$$

$$CH(n_d, M_e) = D_6 + D_7 \cdot n_d + D_3 \cdot M_e + D_8 \cdot n_d^2 + D_2 \cdot M_e^2 + D_4 \cdot n_d \cdot M_e + D_5 \cdot n_d^2 \cdot M_e + D_0 \cdot n_d \cdot M_e^2 + D_9 \cdot n_d^3 + D_1 \cdot M_e^3 \quad (3.39)$$

$$NO_x(n_d, M_e) = E_3 + E_4 \cdot n_d + E_2 \cdot M_e + E_5 \cdot n_d^2 + E_1 \cdot M_e^2 + E_0 \cdot n_d \cdot M_e \quad (3.40)$$

$$K(n_d, M_e) = F_3 + F_4 \cdot n_d + F_2 \cdot M_e + F_5 \cdot n_d^2 + F_1 \cdot M_e^2 + F_0 \cdot n_d \cdot M_e \quad (3.41)$$

$$G_{\text{снг}}(n_d, M_e) = H_3 + H_4 \cdot n_d + H_2 \cdot M_e + H_5 \cdot n_d^2 + H_1 \cdot M_e^2 + H_0 \cdot n_d \cdot M_e \quad (3.42)$$

Масова витрата дизельного палива під час руху на заданому відрізку шляху, визначається за формулою:

$$G_{\text{ДП}} = \sum_{i=1}^m \frac{(t_i - t_{i-1}) \cdot (G_{\text{ДП}i} + G_{\text{ДП}i-1})}{2 \cdot 3600}, \quad (3.43)$$

де m – кількість розрахункових точок;

t_i – час в i -тій точці, с;

$G_{\text{ДП}i}$ – витрата палива в i -тій точці, кг/год.

Масові витрати повітря та газу розраховуються аналогічно.

Витрата палива в тепловому еквіваленті розраховується за формулою:

$$Q_{\text{пал}} = G_{\text{пал}} \cdot Q_{\text{н}}, \quad (3.44)$$

де $Q_{\text{н}}$ – нижча теплота згорання палива [83]. Для дизельного палива $Q_{\text{н}} = 42,5$ МДж/кг [84], а для СПГ $Q_{\text{н}} = 50$ МДж/кг [85].

Масові викиди ШВ у ВГ розраховують за концентраціями цих речовин та годинними витратами палива $G_{\text{пал}}$ (кг) і повітря $G_{\text{пов}}$ (кг) за наступними залежностями:

$$G_{\text{CO}} = \frac{\mu_{\text{CO}} \cdot K_{\text{CO}}}{m} \cdot M_{\text{ВГ}}, \quad (3.45)$$

$$G_{\text{CH}} = \frac{\mu_{\text{CO}} \cdot K_{\text{CmHn}}}{m} \cdot M_{\text{ВГ}}, \quad (3.46)$$

$$G_{\text{NOx}} = \frac{\mu_{\text{CO}} \cdot K_{\text{NOx}}}{m} \cdot M_{\text{ВГ}}, \quad (3.47)$$

$$G_{\text{C}} = 0,00478 + 0,00136 \cdot K_{\text{C}} + 0,000047619 \cdot K_{\text{C}}^2 \cdot V_{\text{ВГ}}, \quad (3.48)$$

де μ_i – молекулярна маса i -го токсичного компонента, кг/кмоль;

K_i – концентрація i -го токсичного компонента у % або млн^{-1} ;

$M_{\text{ВГ}}$ – маса ВГ, кг;

$V_{\text{ВГ}}$ – об'єм викидів ВГ, м^3 .

Розрахунок маси ВГ за роботи двигуна за дизельним та газодизельним циклами дещо відрізняється. Так для дизельного циклу маса ВГ розраховується за формулою:

$$M_{\text{ВГ}}^{\text{ДП}} = a_{\text{ДП}} \cdot (b_{\text{ДП}} \cdot G_{\text{ДП}} + G_{\text{пов}}), \quad (3.49)$$

де $a_{\text{ДП}}$ та $b_{\text{ДП}}$ – розраховані коефіцієнти для дизельного палива. $a_{\text{ДП}} = 0,03425$, $b_{\text{ДП}} = -0,918$;

$G_{\text{пов}}$ – масова витрата повітря, кг.

Оскільки вантажний автомобіль з дизелем працює за дизельним та газодизельним циклами, то для газодизельного циклу враховано частку кожного палива (враховується коефіцієнтами $K_{\text{ДП}}$ та $K_{\text{СПГ}}$) та розраховані коефіцієнти a і b , що залежать від складу паливо-повітряної суміші (α) та виду палива:

$$M_{\text{ВГ}}^{\text{гд}} = a_{\text{ДП}} \cdot (b_{\text{ДП}} \cdot G_{\text{ДП}} + K_{\text{ДП}} \cdot G_{\text{ПОВ}}) + a_{\text{СПГ}} \cdot (b_{\text{СПГ}} \cdot G_{\text{СПГ}} + K_{\text{СПГ}} \cdot G_{\text{ПОВ}}), \quad (3.50)$$

де $a_{\text{СПГ}}$ та $b_{\text{СПГ}}$ – розраховані коефіцієнти для стисненого природного газу.

$$a_{\text{СПГ}} = 0,034215, \quad b_{\text{СПГ}} = -1,9567;$$

$K_{\text{ДП}}$ та $K_{\text{СПГ}}$ – частка дизельного палива та СПГ:

$$K_{\text{ДП}} = \frac{G_{\text{ДП}}}{G_{\text{ДП}} + G_{\text{СПГ}}}, \quad (3.51)$$

$$K_{\text{СПГ}} = 1 - K_{\text{ДП}}, \quad (3.52)$$

Об'єм ВГ, приведений до нормальних умов, визначають за формулою:

$$V_{\text{ВГ}} = \frac{p_0}{p_{\text{н}}} \cdot \frac{T_{\text{н}}}{T_0} \cdot M_{\text{ВГ}} \cdot 22,4, \quad (3.53)$$

де p_0 та T_0 – відповідно тиск (Па) та температура ($^{\circ}\text{K}$), отримані під час випробувань;

$p_{\text{н}}$ та $T_{\text{н}}$ – відповідно тиск (Па) та температура ($^{\circ}\text{K}$) за нормальних умов.

Масові сумарні викиди ШР у ВГ приведених до викидів оксиду вуглецю розраховують з врахуванням коефіцієнтів відносної агресивності окремих компонентів, кг:

$$\Sigma G_{\text{CO}} = R_{\text{CO}} \cdot G_{\text{CO}} + R_{\text{CH}} \cdot G_{\text{CH}} + R_{\text{NOx}} \cdot G_{\text{NOx}} + R_{\text{C}} \cdot G_{\text{C}}, \quad (3.54)$$

де R_i – коефіцієнт агресивності i -го токсичного компоненту. Згідно з [86]
 $R_{CO} = 1, R_{CH} = 3,16, R_{NOx} = 41,1, R_C = 200$.

3.4 Висновки до розділу 3

1. Для проведення розрахункових та експериментальних досліджень обрано міський їздовий цикл згідно ГОСТ 20306-90 для вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем з експериментальною системою живлення, що працює за дизельним та газодизельним циклами.

2. Уточнено систему «водій-автомобіль-дорога» та математичну модель руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, за режимами міського їздового циклу згідно ГОСТ 20306-90 з урахуванням особливостей роботи газодизеля.

В математичній моделі руху вантажного автомобіля уточнено поліноміальні рівняння паливно-економічних, екологічних та енергетичних показників дизеля за роботи за дизельним та газодизельним циклом, а також уточнено розрахунок маси відпрацьованих газів за роботи дизеля за газодизельним циклом за допомогою коефіцієнтів $K_{дп}$ та $K_{спг}$ та розрахованих коефіцієнтів a і b .

3. Математична модель руху вантажного автомобіля дозволяє визначати витрату палива та екологічні показники вантажного автомобіля з дизелем з експериментальною системою живлення, що працює за дизельним та газодизельним циклами.

Розділ 4 МЕТА, ПРОГРАМА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Експериментальний безмоторний стенд для дослідження МПСЖ

При перевірці роботоздатності були проведені експериментальні дослідження, які включали наступні етапи: виконання безмоторних стендових досліджень, виконання моторних стендових досліджень та дорожні випробування.

На першому етапі передбачено проведення безмоторних досліджень макетного зразка розробленої універсальної газодизельної МПСЖ на спеціально розробленому і створеному безмоторному стенді СБВ-ГД. На другому етапі проводились моторні дослідження розробленої газодизельної системи живлення, що встановлена на вантажному автомобілі ГАЗ-3309 з дизелем Д-245.7, що працює за дизельним та газодизельним циклами. Автомобіль було встановлено на стенді тягових властивостей мод. 4819ВМ, виробництва КОЗ «Автотехніка» (Україна). На третьому етапі – виконання дорожніх випробувань на відрізку шляху 1000 м, який є фрагментом їздового циклу для автомобілів повною масою більше 3,5 т згідно ГОСТ 20306-90, вантажним автомобілем ГАЗ-3309 з дизелем Д-245.7, що працює за дизельним та газодизельним циклом та з встановленою на автомобіль МПСЖ.

На початковому етапі створення МПСЖ було розроблено та виготовлено безмоторний стенд СБВ-ГД. Він призначений для:

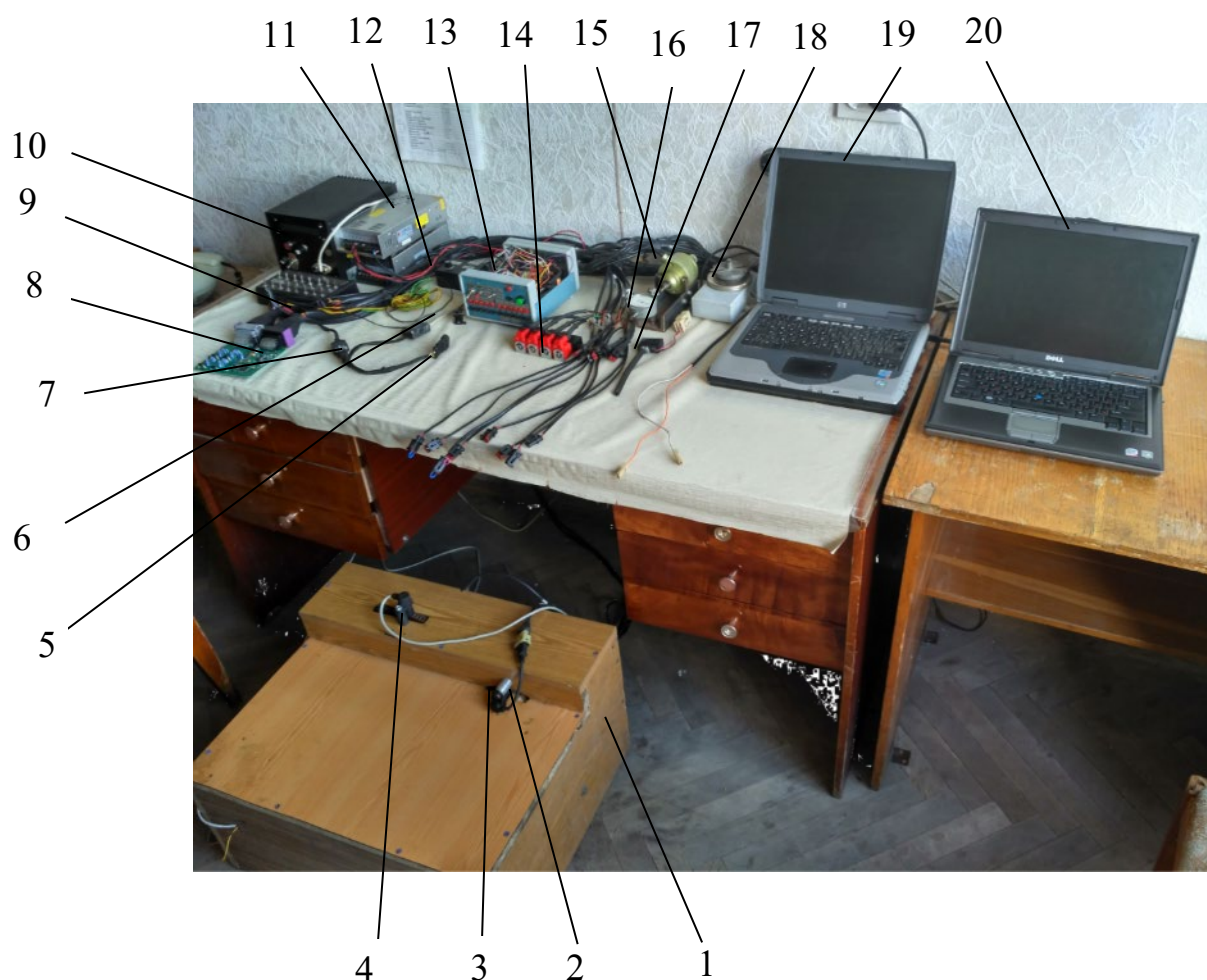
- розробки і відпрацювання схемних рішень, а також налаштування мікропроцесорного блоку;
- перевірки роботи датчиків і виконавчих механізмів системи з вимірюванням їх параметрів;
- відпрацювання алгоритмів роботи МПСЖ відповідно до програмного забезпечення;
- імітації відмовних ситуацій роботи системи;

– проведення стендових випробувань МПСЖ з імітацією робочих режимів газодизеля.

СБВ-ГД дозволяє проводити дослідження, регулювання і випробування МПСЖ у відповідності до вимог регулювальних параметрів систем живлення дизелів середньої потужності з кількістю циліндрів від 4 до 12.

Зовнішній вигляд стенду СБВ-ГД приведено на рис. 4.1.

Живлення стенда здійснюється від двох блоків живлення АС/DC поз.11 (рис. 4.1) номінальною напругою 12В, 25А (модель А-350-13.7) та 24В, 20А (модель А-500-25). Імітатор роботи двигуна 1 складається з натурального автомобільного маховика з зубчастим вінцем поз.3 ($z=138$), електродвигуна привода маховика (на фото не показано) потужністю 0,3кВт та ланцюгової передачі. На імітаторі розміщено натурні датчики системи живлення: фази 24.3847 поз.2 та датчик колінчастого валу – 23.3847 поз.4. Керування приводом імітатора та налаштування необхідної частоти обертання маховика здійснюється від оригінального блоку управління MPGD 10. Для відтворення відмов системи використовується імітатор відмов датчиків 9. Загальне керування стендом та МПСЖ здійснюється за допомогою пульта стенда 13. Для вимірювання робочих параметрів системи використовується USB осцилограф Autoscope II (рис. 4.2) з комп'ютером 19. Налаштування та керування МПСЖ здійснюється через інтерфейс зв'язку RS232 і контролюється комп'ютером 20. На стенді встановлені натурні виконавчі органи МПСЖ: форсунки HANA H2001 Green 14 в кількості 4 штуки та натурний МЗЗД 16.



1 - імітатор обертання колінчастого і розподільного валів; 2 - датчик фази;
 3 - зубчастий вінець маховика; 4 - датчик колінчастого вала; 5 - кабель інтерфейсу МПСЖ; 6 - датчик температури ВГ; 7 - діагностичний роз'єм системи живлення; 8 - електронна плата блока керування; 9 - пульт імітатора відмови датчиків МПСЖ; 10 - блок керування приводом імітатора 1; 11 - блоки живлення 12-24В; 12 - запобіжники системи живлення стенду; 13 - пульт керування стендом; 14 - газові форсунки; 15 - МЗЗД; 16 - індикатор вимірювання руху МЗЗД; 17 - датчик наддуву; 18 - блок датчика педалі; 19 – комп'ютер налаштування МПСЖ; 20 - комп'ютер реєстрації робочих параметрів системи

Рисунок 4.1 – Безмоторний стенд СБВ-ГД для дослідження газодизельної МПСЖ



Рисунок 4.2 – Восьмиканальний USB осцилограф Autoscope II

4.2 Об'єкти і програма безмоторних експериментальних досліджень

Об'єктом експериментальних досліджень були виконавчі механізми та всережимний регулятор частоти обертання КВ двигуна газодизельної системи живлення з мікропроцесорним керуванням МПСЖ.

Експериментальні дослідження включали:

1. Визначення раціональних параметрів ПД регулятора частоти обертання КВ газодизеля для швидкісних режимів від 600 до 2500 хв⁻¹.
2. Визначення характеристик МЗД з кроковим двигуном 57PMZ-B02 та вибір його оптимальних робочих параметрів (робочий хід, швидкодія, вихідне зусилля).
3. Визначення діапазонів зміни регульовальних параметрів (фази та часу впорскування газового палива) системи газоподачі МПСЖ для швидкісних режимів від 600 до 2500 хв⁻¹.
4. Відпрацювання робочих алгоритмів роботи МПСЖ за допомогою розробленого інтерфейсу.
5. Перевірка граничних теплових режимів роботи мікропроцесорного блоку за роботи виконавчих механізмів МПСЖ з максимальним навантаженням.

Спочатку було проведено дослідження ПД регулятора частоти обертання КВ, який мав в наявності лише один універсальний коефіцієнт K_{Gain} , за допомогою якого здійснювався розрахунок часу відкриття (впорскування газу)

газових електромагнітних форсунок. Але регулятор з одним лише коефіцієнтом корегування має суттєвий недолік: нахил характеристики $T_f=f(n)$ в залежності від інтенсивності зміни частоти обертання КВ змінний (рис. 2.16). Врахувавши недоліки, було розроблено всережимний ПІД-регулятор, що включає три складові: пропорційну, інтегральну та диференціальну. Також в результаті налаштувань встановлено, що ПІ-регулятор є найбільш доцільним для розробленої системи, як описано в пункті 2.3.

Осцилограма роботи регулятора газоподачі МПСЖ (датчик КВ, форсунки, датчик ВМТ) з ПІ-регулятором (коефіцієнт пропорційної складової $K_p=0,25$; коефіцієнт інтегральної складової $K_i=0,01$) приведено на рис.4.3.

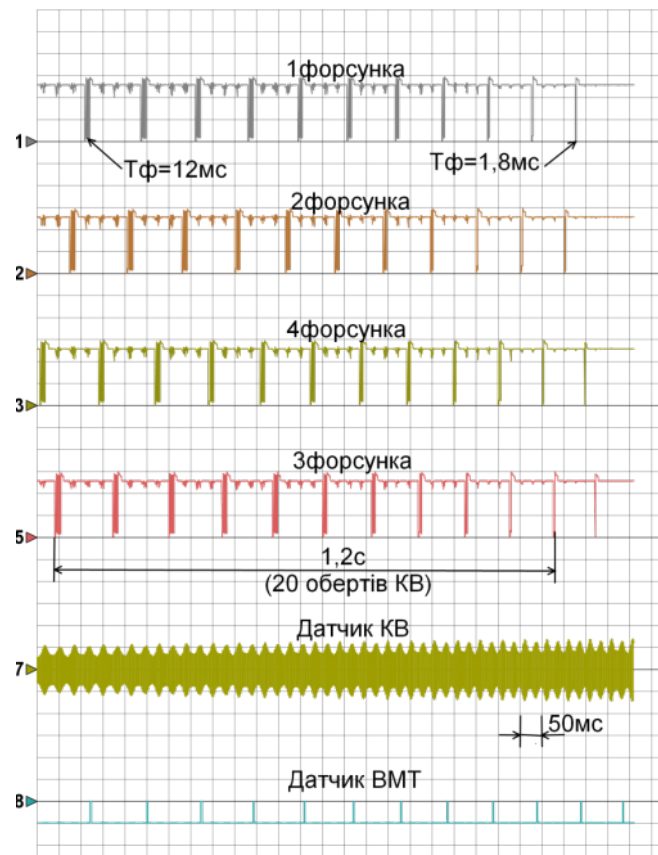


Рисунок 4.3 – Фрагмент роботи ПІ-регулятора при $n=1000\dots1200 \text{ хв}^{-1}$

Як видно з рис. 4.3, час впорскування газового палива зменшувався від $T_f=12\text{мс}$ до закриття газових електромагнітних форсунок $T_f=1,8 \text{ мс}$ за 20

обертів КВ за незмінного положення датчика педалі $U_p=1,02$ В при зміні частоти КВ від частоти обертання КВ 900 хв^{-1} до 1150 хв^{-1} за 1,2с.

На безмоторному стенді проведено серію випробувань роботи мікропроцесорної МПСЖ для діапазонів зміни регулювальних параметрів (фази та часу впорскування газового палива) для швидкісних режимів від 600 до 2500 хв^{-1} .

Осцилограми роботи системи газоподачі МПСЖ з різними значеннями фази впорскування газового палива ($\psi_1=40^\circ$ та $\psi_2=15^\circ$) наведено на рис. 2.22. Аналіз отриманих осцилограм підтвердив надійність роботи та здатність системи до відтворення алгоритмів мікропроцесорної МПСЖ, зокрема, каналу регулювання фази впорскування газового палива.

4.3 Мета і задачі стендових моторних досліджень вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами

Метою експериментальних досліджень є визначення паливно-економічних, екологічних та енергетичних показників автомобіля за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами, а також перевірка впливу зміни фази впорскування на показники дизеля за роботи за газодизельним циклом.

Для досягнення цієї мети вирішувались наступні задачі:

1. Визначення екологічних, паливно-економічних та енергетичних показників вантажного автомобіля в режимах ХХ та діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів за роботи його двигуна за дизельним та газодизельним циклами.

2. Визначення екологічних, паливно-економічних та енергетичних показників вантажного автомобіля в залежності від зміни фази впорскування газового палива в діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів за роботи його двигуна за газодизельним циклами.

3. Отримання вихідних даних для розрахунку на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним

циклом, за режимами міського їздового циклу для автомобілів поаною масою більше 3,5 т згідно ГОСТ 20306 - 90 під час роботи його двигуна за дизельним та газодизельним циклами.

4. Визначення паливно-економічних показників вантажного автомобіля з дизелем в дорожніх умовах за роботи його двигуна за дизельним та газодизельним циклами за режимами міського їздового циклу.

4.4 Програма та об'єкти стендових моторних досліджень вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами

Стендові моторні дослідження проводились згідно планового експерименту, який включав наступні пункти:

1. Визначення димності ВГ вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем Д-245.7, що працює за дизельним та газодизельним циклами під час розгону двигуна від мінімальної до максимальної частоти обертання КВ без зовнішнього навантаження (режим вільного прискорення).

2. Визначення витрат палива (ДП та СПГ) та повітря, концентрацій ШР у ВГ, димності ВГ вантажного автомобіля для наступних швидкісних режимів роботи дизеля: $n_o=1300 \text{ хв}^{-1}$, $n_o=1600 \text{ хв}^{-1}$, $n_o=1900 \text{ хв}^{-1}$ в різних навантажувальних режимах за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами.

3. Визначення витрати палива (ДП і СПГ) та повітря концентрацій ШР у ВГ, димності ВГ вантажного автомобіля в режимі роботи дизеля по швидкісній характеристиці ХХ за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами.

Об'єктом експериментальних досліджень був вантажний автомобіль ГАЗ-3309, рік випуску 2008, номер кузова 33070080144782, з серійним рядним, чотирициліндровим дизелем Д-245.7 з рідинним охолодженням (рис. 4.4) та газодизельна система живлення з мікропроцесорним керуванням

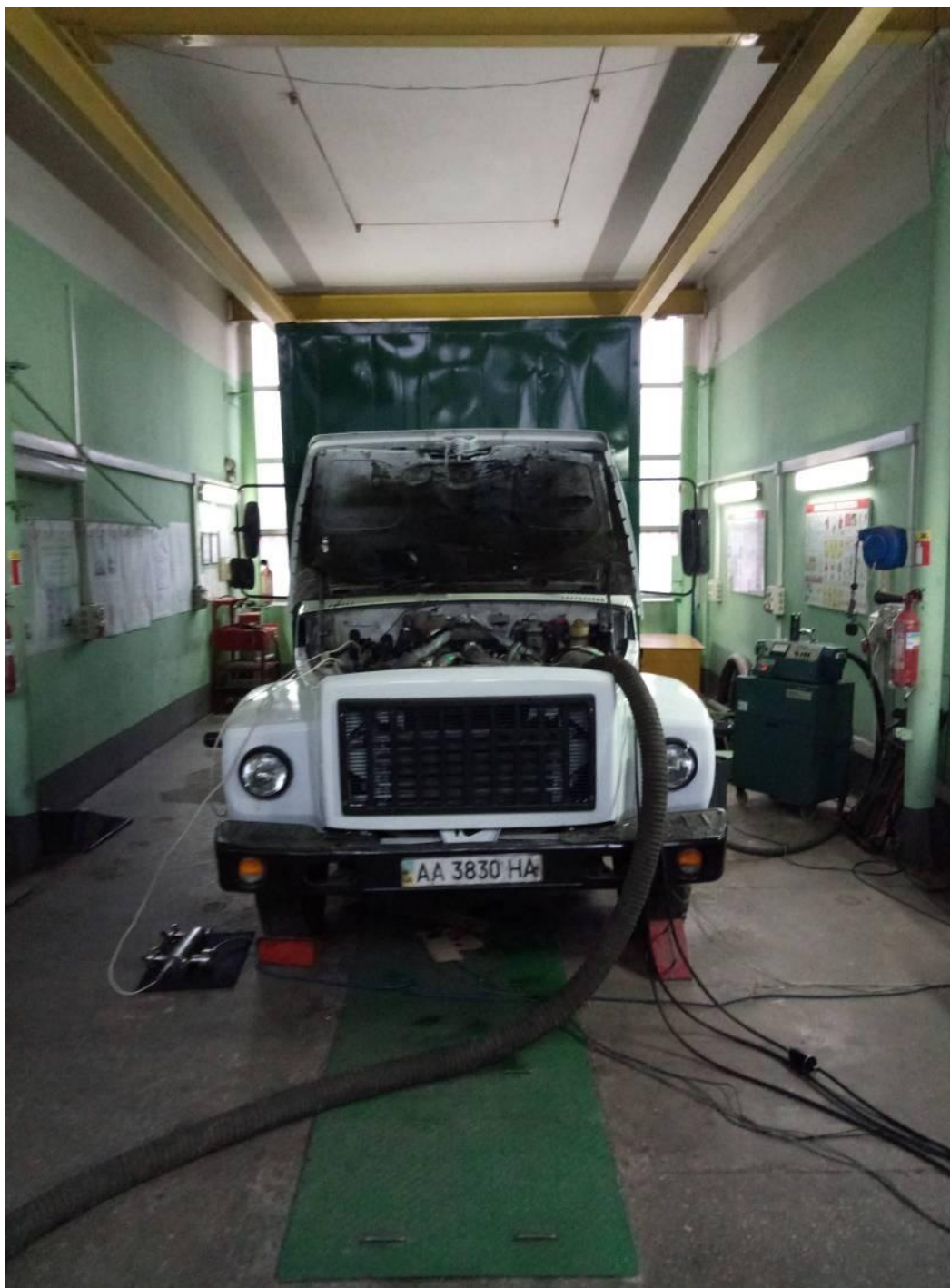


Рисунок 4.4– Вантажний автомобіль ГАЗ-3309 з експериментальною системою живлення в лабораторії ДП «ДержавтотрансНДІпроект»

В таблиці 4.1 наведена технічна характеристика автомобіля ГАЗ- 3309 [87].

Таблиця 4.1 – Технічна характеристика автомобіля ГАЗ-3309 [87]

Параметри	Значення
1	2
Габарити та розміри	
Довжина, мм	6435/6330
Ширина, мм	2700
Висота	2905
Колісна база, мм	3770
Колеса, (шини)	6,0Б-20 (8,25R-20)
Кліренс, мм	265
Вантажепідйомність, кг	4500
Повна маса, кг	8100
Споряджена маса, кг	3530
Максимальна швидкість, км/год	95
Кути з'їзду, град	
передній	38°
задній	25°
Двигун	
Модель	ММЗ Д-245.7
Опис	Рядний, 4-циліндровий, 4-итактний дизель с рідинним охолодженням, з турбонаддувом і охолоджувачем наддувочного повітря, з безпосереднім впорскуванням палива.
Робочий об'єм, л	4,75
Діаметр і хід поршня, мм	110x125
Ступінь стиску	15,1
Потужність, к.с. (кВт) / хв ⁻¹	122,4 (90) 2400
Максимальний крутний момент, кгс*м (Н*м) / хв ⁻¹	42,1 (410) / 1600
Паливо	дизельне паливо
Коробка передач	механічна п'ятиступінчата синхронізована
Передаточні числа	
I передача	6,55
II передача	3,933
III передача	2,376

Кінець табл. 4.1.

1	2
IV передача	1,442
V передача	1
Задній хід	5,735
Передня підвіска	залежна ресорна з гідравлічними телескопічними амортизаторами двосторонньої дії.
Задня підвіска	залежна, ресорна
Головна передача	конічна, гіпоїдного типу
передаточне число	4,556
Гальмівна система	двоконтурна, с гідравлічним приводом
Передні гальма	Барабанні
Задні гальма	Барабанні
Рульове керування	"гвинт - кулькова гайка" с гідравлічним підсиленням
Об'єм паливного бака, л	105
Експлуатаційні показники	
Час розгону до 80 км/год, с	55
Витрата палива при 60 км/год, л/100 км	15

4.5 Методика проведення досліджень на стенді тягових властивостей автомобілів та під час дорожніх випробуваннях

Випробування експериментального вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з розробленою газодизельною мікропроцесорною системою живлення проводились на тяговому роликовому динамометричному стенді моделі 4819 ВМ

в лабораторії дослідження використання палив та екології ДП „ДержавтотрансНДІпроект” (рис.4.5).



Рисунок 4.5 – Стенд тягових властивостей мод. 4819 ВМ

Під час досліджень визначали навантажувальні характеристики та характеристика холостого ходу двигуна автомобіля за роботи за дизельним та газодизельним циклом. Навантажувальні характеристики визначали за частот обертання КВ 1300, 1600 та 1900 хв^{-1} за роботи трансмісії автомобіля на прямій передачі. Визначали такі параметри: тягове зусилля на колесах автомобіля, частота обертання колінчастого вала двигуна, швидкість автомобіля, витрати дизельного палива, стисненого природного газу (за роботи двигуна за газодизельним циклом), повітря, токсичність і димність відпрацьованих газів. Димність визначалась згідно з ДСТУ 4276:2004 [88].

Залежності витрати дизельного палива та СПГ (за роботи дизеля за газодизельним циклом) та концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах (CO , C_mH_n , NO_x) визначали за усталених частотах обертання двигуна від тягового зусилля на ведучих колесах автомобіля.

До початку стендових випробувань була перевірена димність відпрацьованих газів в режимі вільного прискорення за роботи дизеля за

дизельним та газодизельним циклами в режимі вільного прискорення згідно ДСТУ 4276:2004 [88]. Результати перевірки димності наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. - Результати вимірювань димності автомобіля ГАЗ-3309 [89]

Цикл за яким працює двигун	Натуральний показник ослаблення світлового потоку, $K, \text{м}^{-1}$	Коефіцієнт ослаблення світлового потоку, $N_{\text{доп}}, \%$
Дизельний	2,88	71
Газодизельний:	0,22	9

До початку вимірювань двигун і трансмісія автомобіля прогрівались до робочого стану шляхом руху автомобіля на роликовому стенді зі швидкістю 40...50 км/год впродовж 20 хвилин. Температура охолоджуючої рідини двигуна знаходилась в діапазоні 75...80 °С. Вимірювання параметрів повторювались тричі для зменшення похибки отриманих результатів. Атмосферні умови при проведенні досліджень відповідали вимогам ГОСТ 20306 – 90 „Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний”.

4.6 Прилади і обладнання, які застосовувались під час експериментальних досліджень

Стендові дослідження проводились в лабораторії дослідження використання палив та екології ДП „ДержавтотрансНДІпроект”.

Перед проведенням стендових досліджень була проведена перевірка відповідності технічного стану автомобіля вимогам держаного стандарту (ДСТУ 4276:2004) [88]. з точки зору його екологічних показників. У відповідності до вимог стандарту була перевірена випускна система автомобіля і двигун був прогрітий до робочої температури.

Стендові дослідження проводились на динамометричному стенді тягових властивостей мод. 4819 ВМ, виробництво Україна, КОЗ „Автотехніка”. Стенд призначений для контролю і регулювання двигунів і трансмісій. Загальні технічні характеристики стенду наведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Загальні технічні характеристики стенду

№	Параметр	Значення
1	Діапазон вимірювання тягової сили, кН	1,0-10,0
2	Похибка вимірювання, %	$\pm 0,1$
3	Діапазон вимірювання потужності, кВт	0-200
4	Похибка вимірювання, %	$\pm 0,3$
5	Діапазон вимірювання швидкості, км/год	10-100
6	Похибка вимірювання, %	$\pm 0,1$

На стенді можливо вимірювати швидкість, силу тяги і потужність на колесах автомобіля, час розгону і вибігу в заданому швидкісному інтервалі, проводити оптимальне регулювання двигунів на навантажувальних режимах.

Стенд складається з опорно-навантажувальної частини (рис. 4.5), вимірювального блоку та блоку керування (рис. 4.6).

Підготовка стенда тягових властивостей мод. 4819 ВМ здійснювалась згідно з інструкцією з експлуатації. У процесі підготовки стенда проводився контроль його навантажувального пристрою та систем вимірювання швидкості руху автомобіля на стенді, сили тяги (потужності) на ведучих колесах.



Рисунок 4.6 – Блок керування стенда мод. 4819 BM

Витрата повітря, що споживає двигун, вимірювалась витратоміром моделі GF-90 GF90-CA1A00ADAA00060DA5A4 термоаніметричного типу дії, межі вимірювання 8...1200 м³/год, виробництва Fluid components international LLC (США) (рис. 4.7).



Рисунок 4.7 – Витратомір повітря моделі GF-90 GF90-CA1A00ADAA00060DA5A4

Для визначення витрати дизельного палива на автомобіль було встановлено витратомір палива фірми ONO SOKKI мод. FP-2140H об'ємного типу (рис. 4.8). Інтервал вимірювання (0,3...120) л/год.



Рисунок 4.8 – Витратомір дизельного палива фірми ONO SOKKI об'ємного типу (датчик та обчислювальний блок)

Витрата стисненого природного газу за газодизельного режиму роботи двигуна автомобіля здійснювалась масовим витратоміром FCI FlexCOR (рис. 4.9) коріолісного типу, виробництва США.



Рисунок 4.9 – Масовий витратомір газового палива FCI FlexCOR

Час витрати палива вимірювався механічним секундоміром СОС пр-26-2-010. Димність відпрацьованих газів оцінювалась за показниками шкали (по

непрозорості) димоміра МК-3 (рис. 4.10), фірми Hartridge виробництва Великобританії.



Рисунок 4.10 – Димомір Hartridge МК-3

Концентрації у ВГ монооксиду вуглецю CO , вуглеводнів C_mH_n та оксидів азоту NO_x визначали за допомогою газоаналітичного вимірювального комплексу BOSCH (рис. 4.11).



Рисунок 4.11 – Газоаналітичний вимірювальний комплекс
BOSCH BEA 060

4.7 Похибки приладів і вимірювань під час експериментальних досліджень

В табл. 4.4 показано дані стосовно вимірювальної апаратури і приладів, які використовувалися під час проведення досліджень, за якими можна зробити висновок, що прилади відповідають вимогам щодо засобів вимірювальної техніки та обладнання.

Таблиця 4.4 – Метрологічні характеристики вимірювальних приладів і апаратури, які застосовувались під час стендових досліджень

Назва вимірювального обладнання, тип (марка), заводський та інвентарний номери	Параметр	Діапазон вимірювань	Похибка вимірювань
1	2	3	4
Стенд тягових властивостей мод. 4819 ВМ Зав. № 2 Інв. № 331	Швидкість автомобіля	(0...100) км/ год	$\pm 0,05\%$
	Сила тяги на колесах	(1...10019) Н	$\pm 0,1\%$
	Потужність на колесах	(0...200) кВт	$\pm 0,3\%$
Витратомір газового палива FlexCOR CMF-BEQ0B1AWCJ2100A Зав. № 237510 Інв. № 4167	Витрата газового палива	(0...12) кг/год (12...250) кг/год	$\pm 1\%$ $\pm 0,5\%$
Барометр-анероїд БАММ-1, Зав. №N 7439, 8380 інв.№1330	Атмосферний тиск	(81 – 106) кПа,	$\pm 0,17$ кПа
Секундомір СОС пр-26-2-010 Інв. № 11173	Час витрати палива	(0 - 60,0) хв	$\pm 0,2$ с

Кінець таблиці 4.4

1	2	3	4
Витратомір дизельного палива ONO SOKKI DF-311 Зав. № 82349206 Інв. № 311 Датчик витратоміра FP-214 Зав. № 0343847 Інв. № 318	Витрата дизельного палива	(0,3...120) л/год	$\pm 0,5\%$
Витратомір повітря GF-90 GF90-CA1A00ADAA00060DA5A4 Зав. № 237506 Інв. № 4153	Витрата повітря	(8...1200) м ³ /год	$\pm 1,5\%$
Газоаналітичний вимірювальний комплекс BOSCH BEA 060	Вміст у ВГ: CO CO ₂ HC O ₂ NO	(0...10) % (0...18) % (0...9999) млн ⁻¹ (0...22) % (0...5000) млн ⁻¹	$\pm 0,03\%$ $\pm 0,5\%$ $\pm 10,0$ млн ⁻¹ $\pm 0,1\%$ $\pm 25,0$ млн ⁻¹
Димомір МК-3 Зав. № 742-5347H Інв. № 321	Димність ВГ	(2...100) % ((0... ∞) м ⁻¹)	$\pm 2\%$

4.8 Результати експериментальних досліджень

Для оцінки паливно-економічних, екологічних та енергетичних показників експериментального вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем Д-245.7, що працює за дизельним та газодизельним циклом, зі встановленим на нього експериментальним зразком МПСЖ, під час стендових моторних досліджень, було визначено серію навантажувальних характеристик для таких частот обертання колінчастого вала двигуна $n_d=1300$ хв⁻¹, $n_d=1600$ хв⁻¹, $n_d=1900$ хв⁻¹.

На рис. 4.12 – 4.17 показані навантажувальні характеристики за частоти обертання КВ двигуна $n_d=1300$ хв⁻¹, $n_d=1600$ хв⁻¹ та $n_d=1900$ хв⁻¹. На

характеристиках показані отримані такі показники: годинні витрати дизельного палива, повітря та СПГ ($G_{\text{пал}}$, $G_{\text{пов}}$ і $G_{\text{газ}}$), концентрації у ВГ оксиду вуглецю CO , вуглеводнів $C_m H_n$, оксидів азоту NO_x та димності відпрацьованих газів.

За годинною витратою палива було визначено частку заміщення дизельного палива СПГ. Так для частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$ максимальна частка заміщення склала 79,17% за неповного навантаження. Тоді як за повного навантаження частка заміщення складає 73,86%. За частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ під час стендових моторних досліджень найбільша частка заміщення ДП стисненим природним газом склала 77,41% за повного навантаження, в той час за неповного навантаження вона складає 73,91%. За частоти обертання КВ $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$ за неповного навантаження частка заміщення складає 63,33%, а за повного – 75,39%.

Годинна витрата повітря на всіх режимах роботи двигуна за газодизельним циклом переважно менша ніж за дизельним. Виключення складають частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$. За неповного навантаження за частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ спостерігається збільшення витрати повітря на 3,36% за роботи дизеля за газодизельним циклом. За частоти обертання КВ $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$ також за неповного навантаження годинна витрата повітря за роботи дизеля за газодизельним циклом менша всього на 0,19%. На всіх інших режимах роботи дизеля спостерігається зменшення витрати повітря за роботи за газодизельним циклом від 4,32 % до 14,43 %.

Димність ВГ за роботи дизеля за газодизельним циклом на всіх режимах роботи двигуна менша. Найбільша різниця спостерігається за повного навантаження. Так, наприклад, за частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ димність ВГ за дизельним циклом складає 72%, тоді як за газодизельним циклом лише 5%.

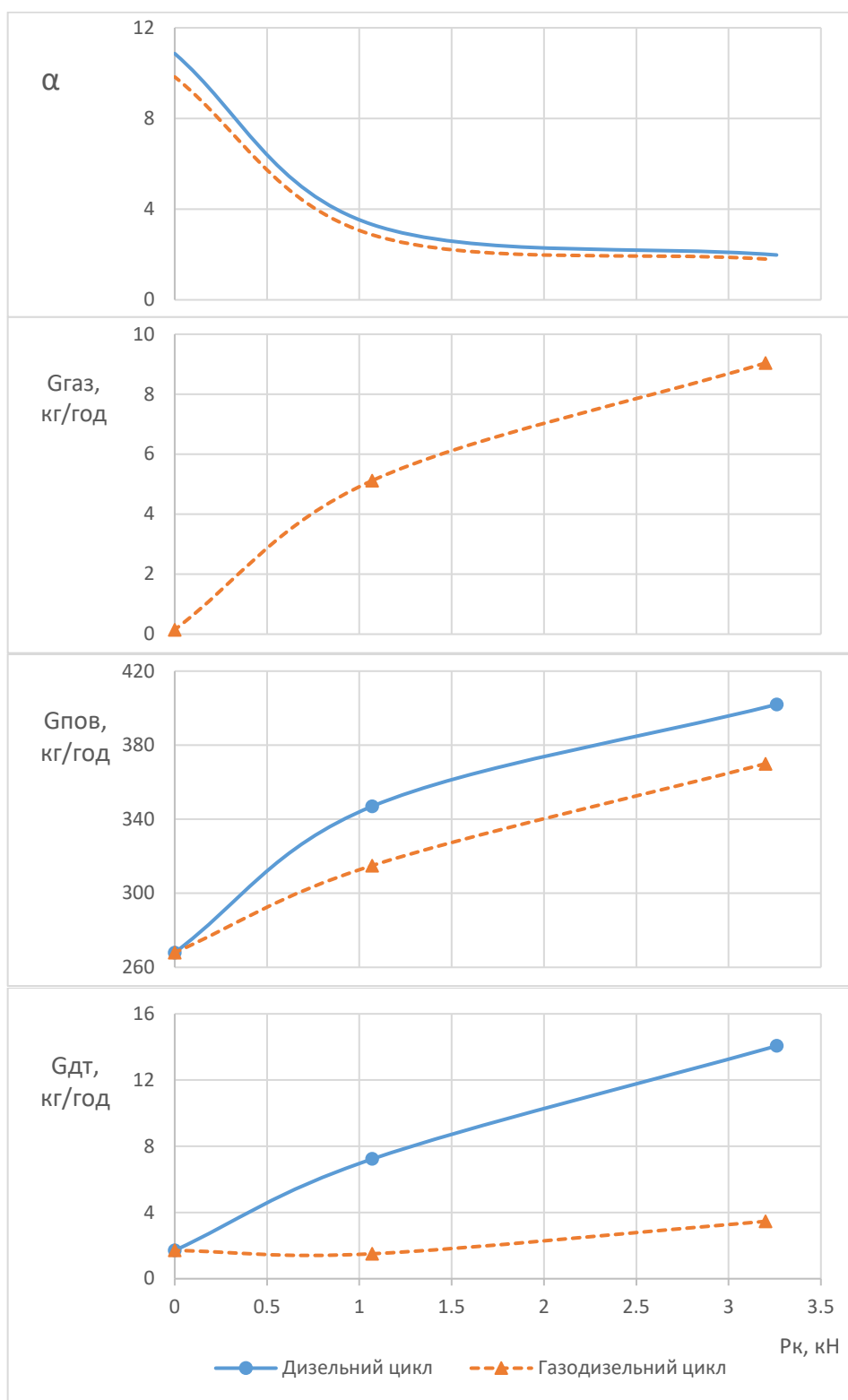


Рисунок 4.12 – Показники вантажного автомобіля з дизелем за роботи за дизельним та газодизельним циклами ($n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$)

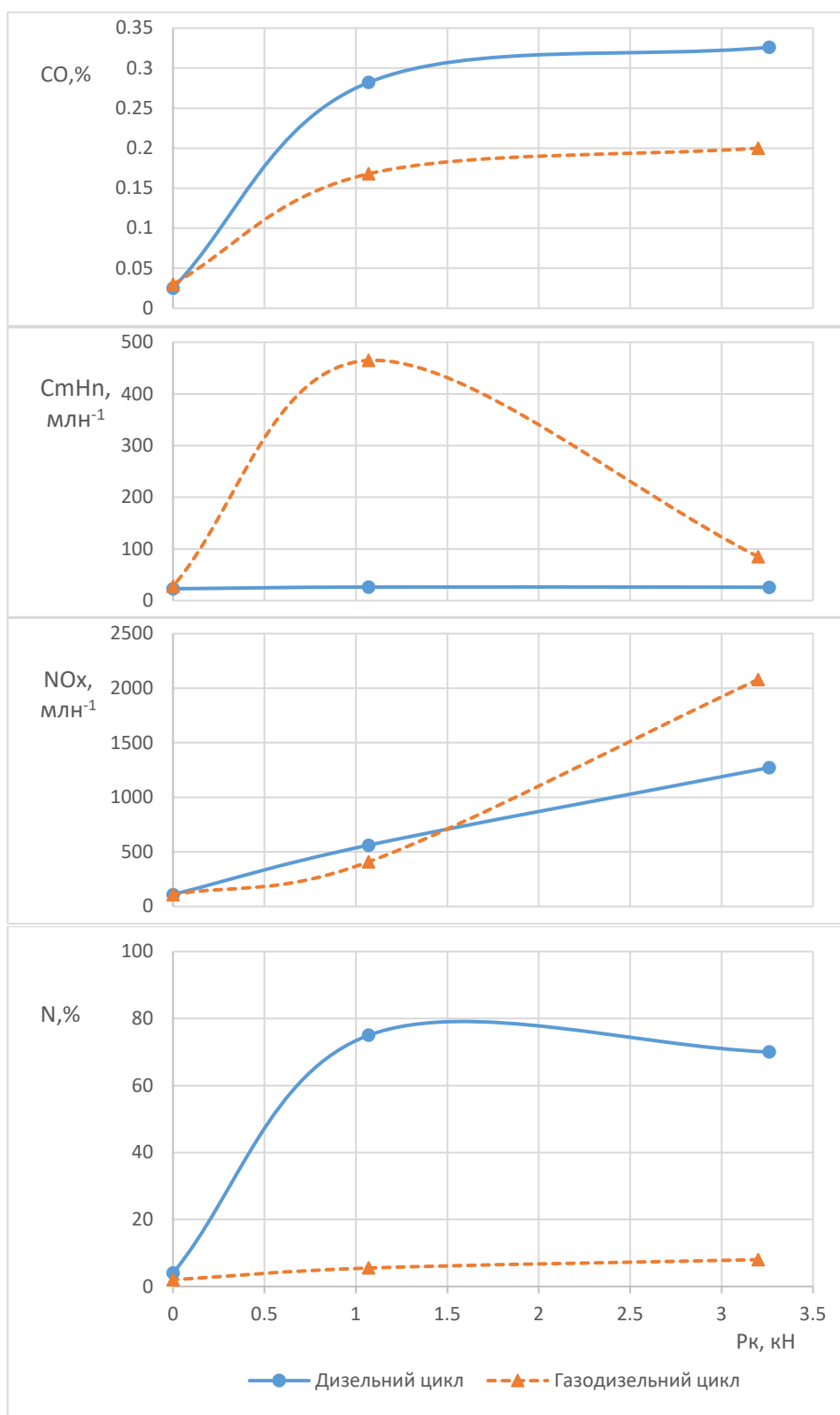


Рисунок 4.13 – Показники вантажного автомобіля з дизелем за роботи за дизельним та газодизельним циклами ($n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$)

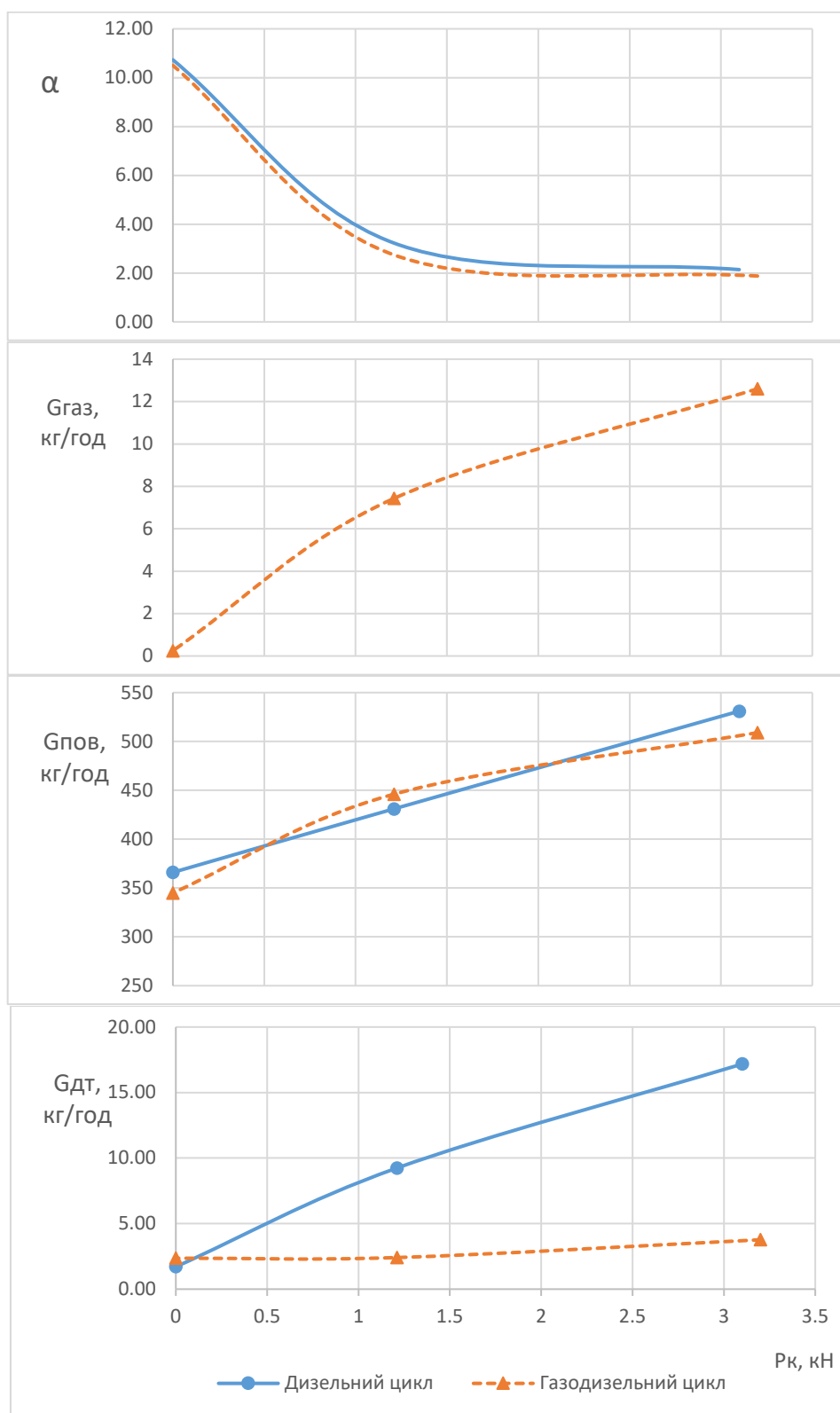


Рисунок 4.14 – Показники вантажного автомобіля з дизелем за роботи за дизельним та газодизельним циклами ($n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$)

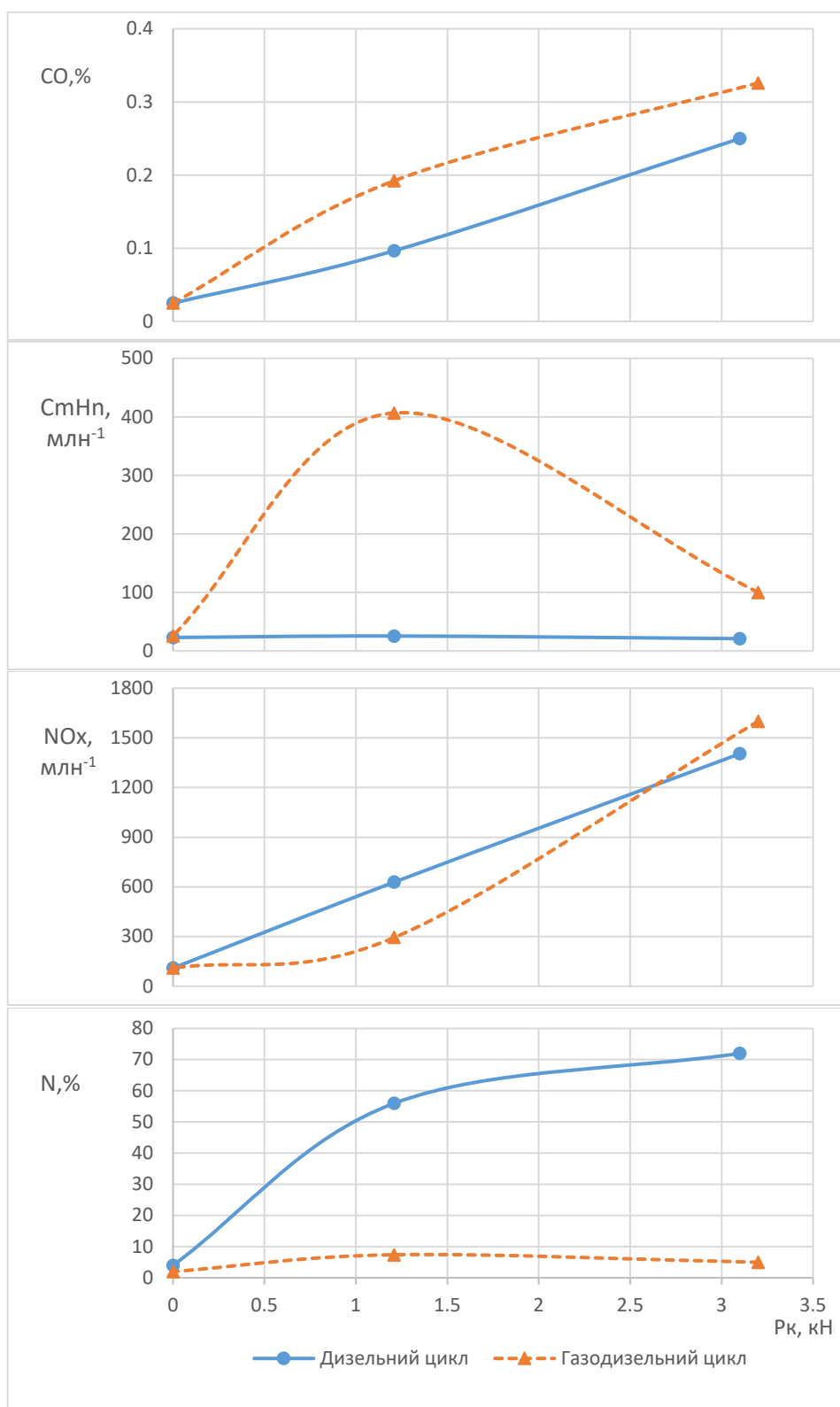


Рисунок 4.15 – Показники вантажного автомобіля з дизелем за роботи за дизельним та газодизельним циклами ($n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$)

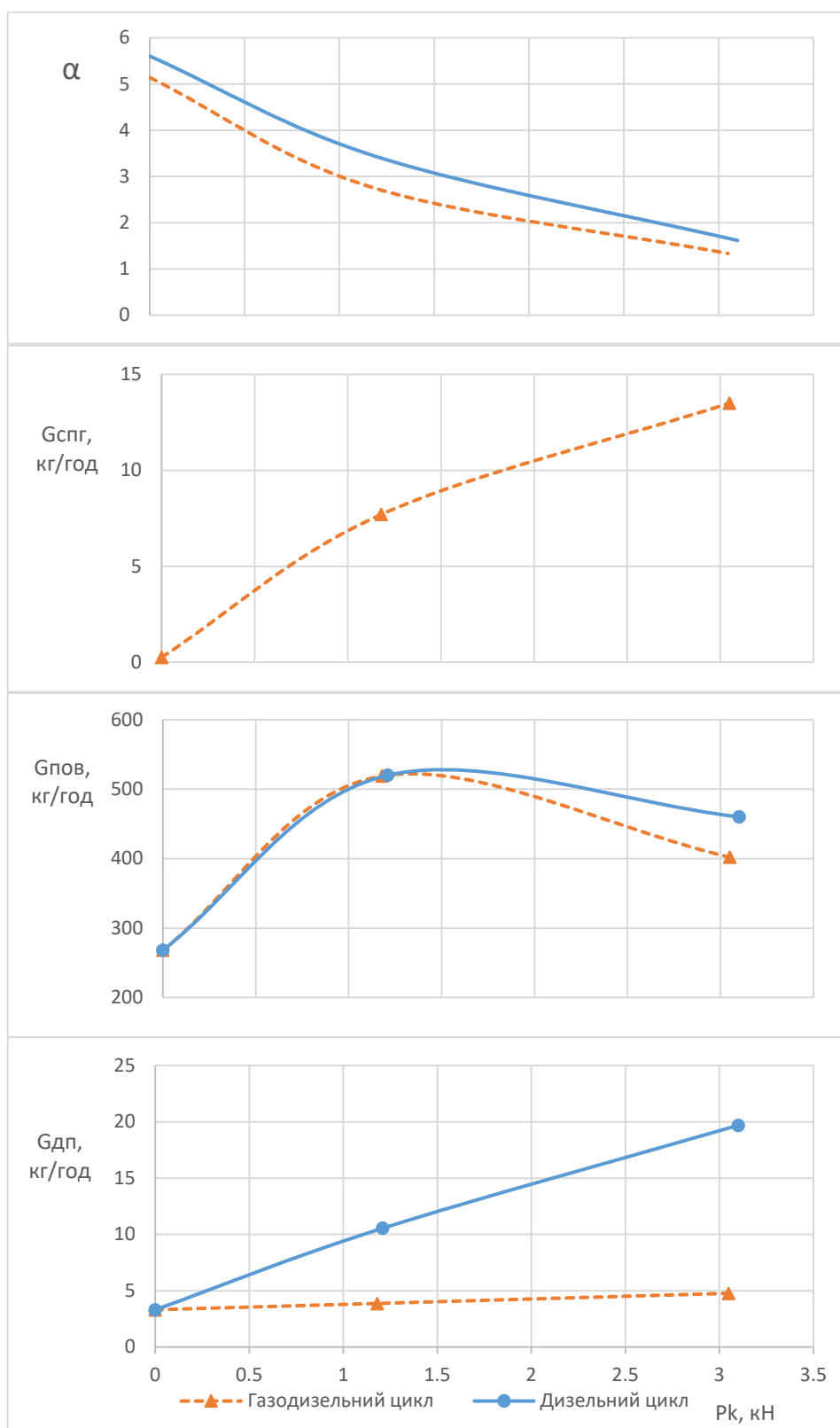


Рисунок 4.16 – Показники вантажного автомобіля з дизелем за роботи за дизельним та газодизельним циклами ($n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$)

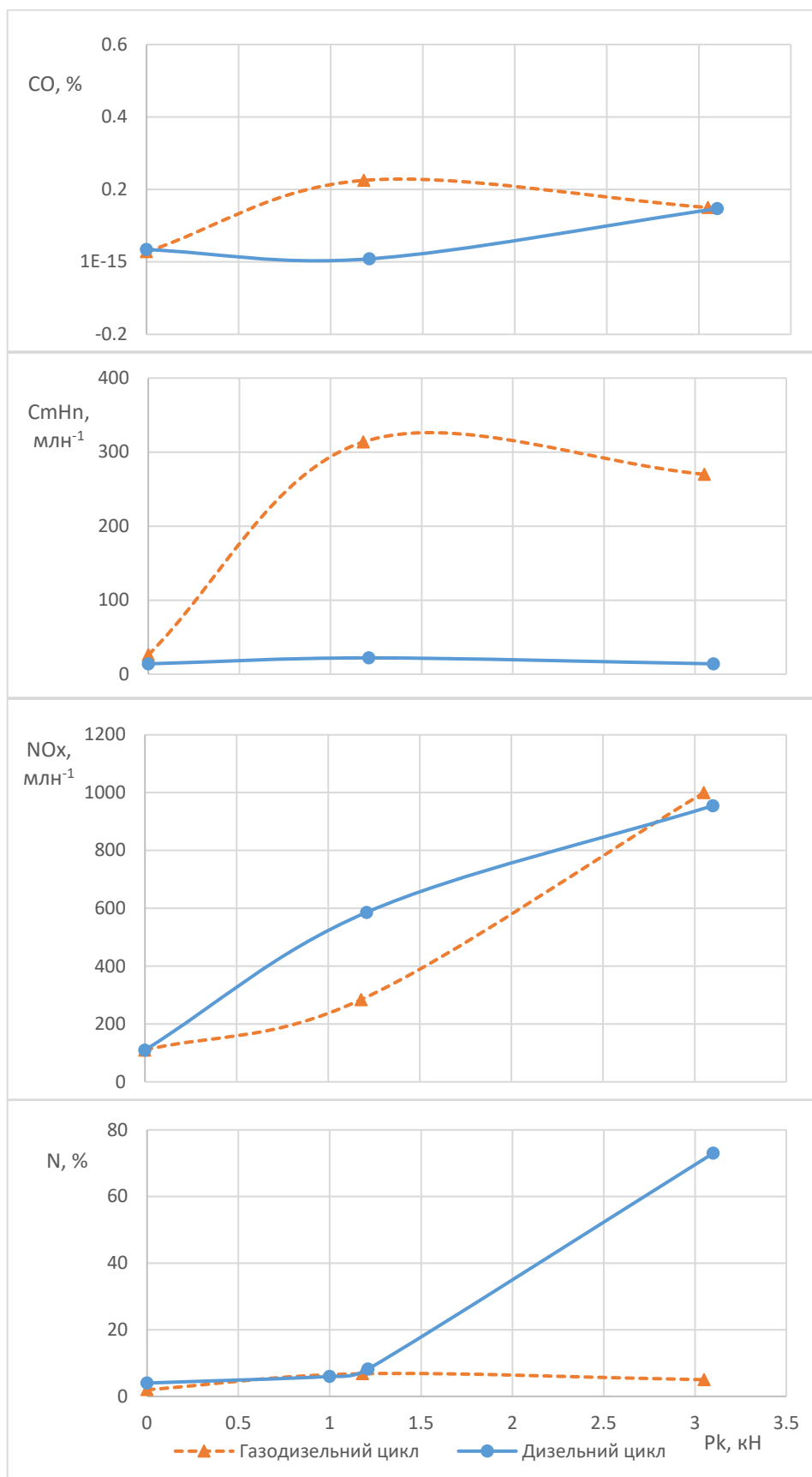


Рисунок 4.17 – Показники вантажного автомобіля з дизелем за роботи за дизельним та газодизельним циклами ($n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$)

Викиди вуглеводів C_mH_n , які вимірювались методом інфрачервоної спектроскопії, за роботи дизеля за газодизельним циклом у порівнянні з роботою дизеля за дизельним циклом, у декілька разів більше в межах всієї навантажувальної характеристики і досягають значень 467 млн^{-1} за частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$, 407 млн^{-1} за частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ та 314 млн^{-1} за частоти обертання КВ $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$.

Концентрація оксидів азоту у ВГ за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклом збільшується разом зі збільшенням навантаження. За повного навантаження концентрація оксидів азоту за роботи дизеля за газодизельним циклом більша, ніж за роботи дизеля за дизельним циклом. Так за частот обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$, $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$ за повного навантаження дизеля концентрація оксидів азоту більша на 38,85 %, 12,25 % та 4,5 % відповідно.

Викиди оксиду вуглецю CO за роботи дизеля за дизельним циклом менші, ніж за роботи дизеля за газодизельним циклом на частотах обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$. Найбільша різниця спостерігається за неповного навантаження і складає 49,74 % та 96,27 % відповідно. Тоді як за частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$ викиди CO за роботи дизеля за газодизельним циклом менші, ніж за роботи дизеля за дизельним циклом на 67,96 % за неповного навантаження.

Під час стендових досліджень також визначали характеристики активного холостого ходу, які представлені на рис. 4.18, 4.19. На рисунках показані отримані в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна такі показники: годинні витрати палива, повітря та СПГ, концентрації у відпрацьованих газах оксиду вуглецю CO, вуглеводнів C_mH_n , оксидів азоту NO_x та димності відпрацьованих газів.

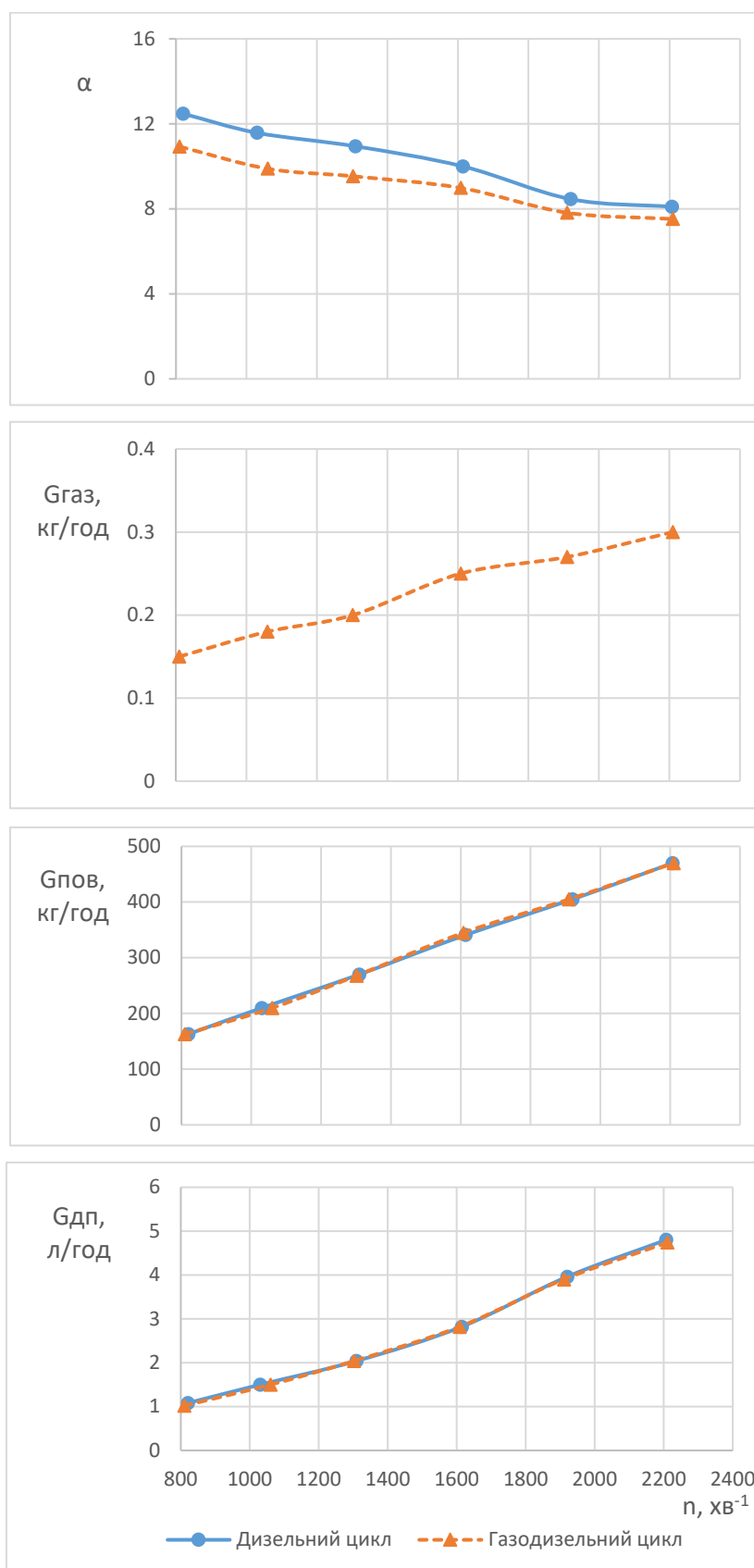


Рисунок 4.18 –Швидкісні характеристики дизеля за роботи за дизельним та газодизельним циклами в режимі холостого ходу

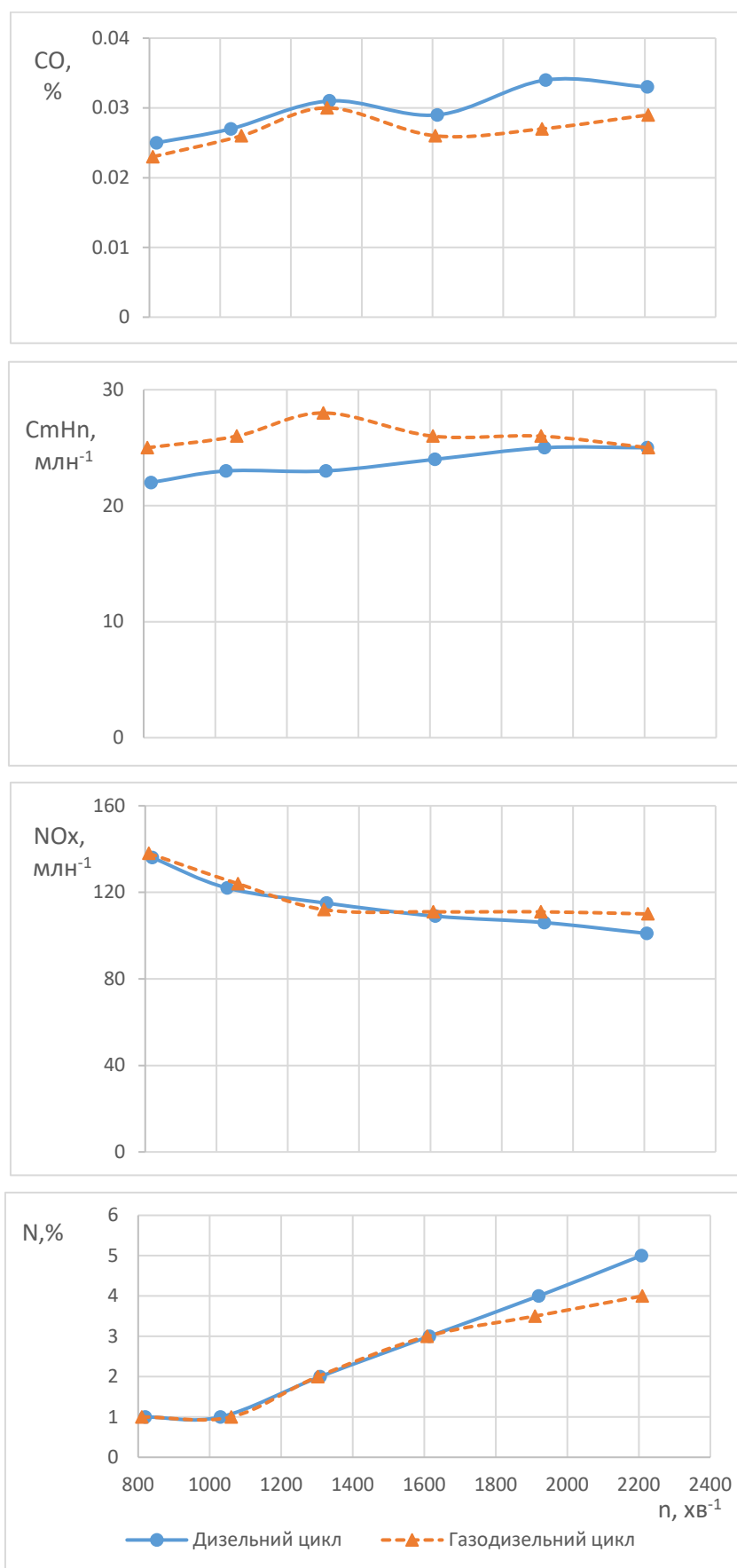


Рисунок 4.19 – Швидкісні характеристики дизеля за роботи за дизельним та газодизельним циклами в режимі холостого ходу

Оскільки в режимі холостого ходу дизель працює виключно за дизельним циклом, то отримані швидкісні характеристики практично однакові. Робота дизеля в режимі холостого ходу і малих навантажень за газодизельним циклом недоцільна. Це пов'язано з тим, що на цих навантаженнях повне згорання СПГ неможливе і викиди вуглеводнів суттєво збільшуються. Тому в режимі активного холостого ходу та малих навантажень дизелі працюють виключно за дизельним циклом (рис. 1.21). Рівень витрати дизельного палива за роботи дизеля за газодизельним циклом здійснюється за допомогою МЗЗД (рис. 2.11, 2.13). Годинна витрата повітря за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклом також майже однакова.

Всі інші залежності такі як димність ВГ, концентрації оксиду вуглецю, вуглеводні та викиди оксидів азоту мають майже однаковий характер, як за роботи дизеля за дизельним, так і газодизельним циклом. Цікавим є факт витрати СПГ в режимі активного холостого ходу, оскільки дизель в цьому режимі має працювати за дизельним циклом, а витрата СПГ має бути відсутня. Це пов'язано із короткочасними відкриттями газових форсунок можливо внаслідок незначних коливань частоти обертання або навантаження.

З отриманих результатів видно, що за роботи за газодизельним циклом в режимі холостого ходу двигуна екологічні та паливно-економічні характеристики практично однакові. Але в навантажувальних режимах спостерігається значне зменшення димності ВГ за роботи дизеля за газодизельним циклом в декілька разів. А відсоток заміщення дизельного палива стисненим природним газом сягає 79% [90].

Крім навантажувальних характеристик та характеристики холостого ходу було проведено дослідження впливу зміни кута впорскування газового палива ψ на екологічні, паливно-економічні та техніко-експлуатаційні показники двигуна. Дослідження проведені для трьох різних фаз впорскування і частот обертання КВ $n_d=1300\text{хв}^{-1}$ та $n_d=1600\text{хв}^{-1}$. Для частоти обертання КВ $n_d=1300\text{хв}^{-1}$ фаза 1 відповідає $\psi=15^\circ$ після ВМТ, фаза 2 - $\psi=40^\circ$ після ВМТ, а фаза 3 - $\psi=65^\circ$ після ВМТ. Для частоти обертання КВ $n_d=1600\text{хв}^{-1}$ фаза 1 відповідає $\psi=0^\circ$ після ВМТ,

фаза 2 - $\psi=15^\circ$ після ВМТ, а фаза 3 - $\psi=30^\circ$ після ВМТ. Отримані характеристики наведено на рис. 4.20-4.23.

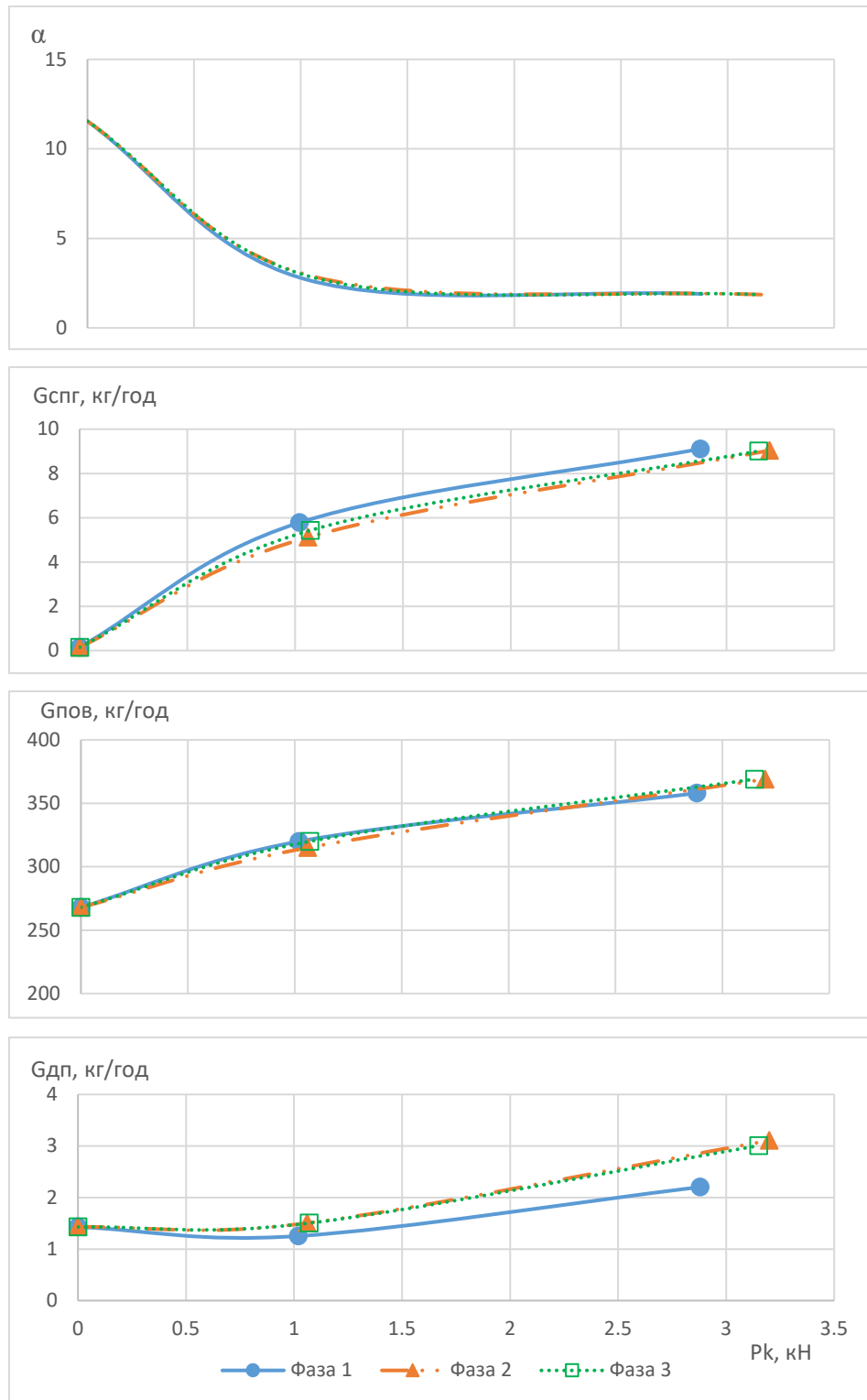


Рисунок 4.20 – Паливно-економічні показники вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, за різних фаз впорскування газу за частоти обертання КВ $n_d=1300\text{хв}^{-1}$

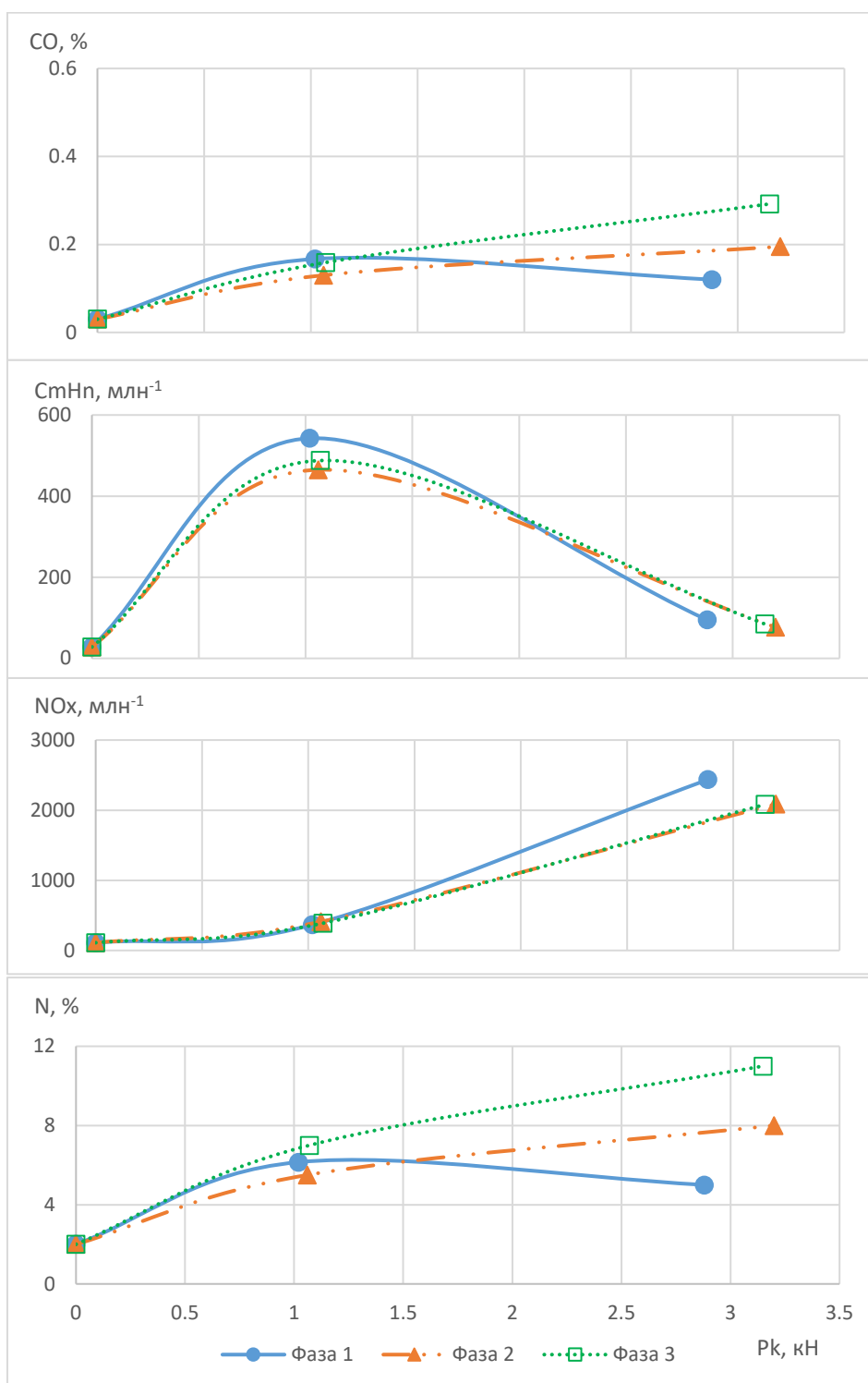


Рисунок 4.21 – Концентрації ШР у ВГ вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, за різних фаз впорскування газу за частоти обертання КВ $n_d=1300\text{хв}^{-1}$

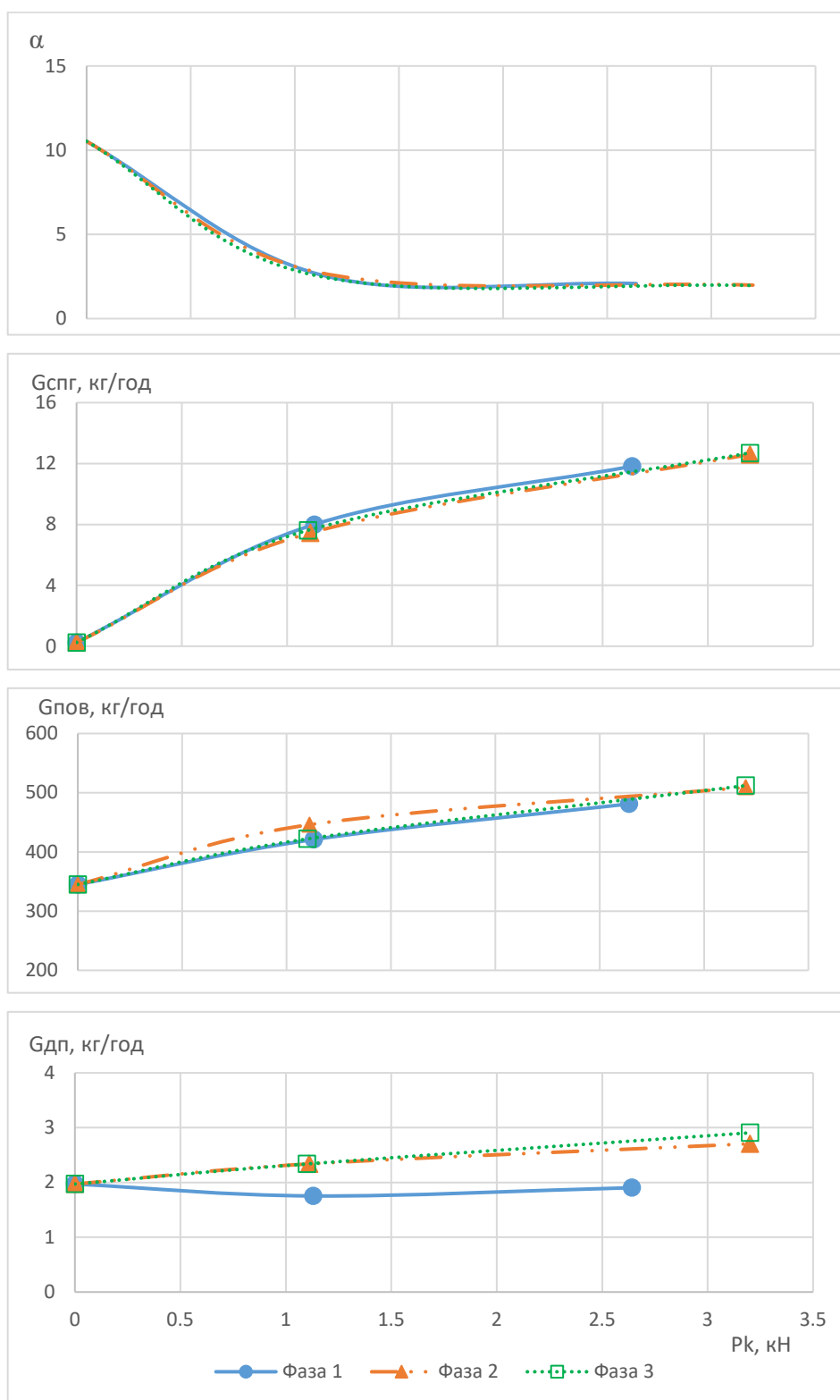


Рисунок 4.22 – Паливно-економічні показники вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, за різних фаз впорскування газу за частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$



Рисунок 4.23 – Концентрації ШР у ВГ вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, за різних фаз впорскування газу за частоти обертання КВ $n_d=1600\text{хв}^{-1}$

Характеристики зміни фази впорскування газового палива було отримано для частот обертання КВ $n_{\partial}=1300 \text{ хв}^{-1}$ та $n_{\partial}=1600 \text{ хв}^{-1}$, оскільки зі збільшенням частоти обертання КВ зменшується діапазон для впорскування газу. Для можливості збільшення діапазону впорскування газу на високих частотах обертання КВ використовуються газові редуктори-регулятори, які зі збільшенням частоти обертання КВ дають змогу подати до впускного колектора СПГ під надлишковим тиском, що в свою чергу зменшує час відкриття газових форсунок. В експериментальному зразку МПСЖ використовується звичайний двоступеневий газовий редуктор (рис. 2.3).

Як видно з отриманих залежностей при фазі 1 потужність дизеля за роботи за газодизельним циклом не досягає рівня потужності дизеля за дизельним циклом. Це пов'язано з тим, що за такої фази частина СПГ надходить в момент продувки дизеля (рис. 2.21).

За фази 2 та фази 3 годинна витрата дизельного палива, СПГ та повітря практично однакові. Також майже однакові концентрації оксиду вуглецю, оксидів азоту та вуглеводнів. Але димність ВГ у фази 2 менша ніж у фази 3.

Випробуваннями встановлено, що зміна кута впорскування газового палива ψ має вплив на екологічні, паливно-економічні та енергетичні показники двигуна і для кожної частоти обертання КВ необхідно встановлювати доцільне значення кута ψ .

4.9 Дорожні випробування вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклом

Для перевірки роботоздатності розробленої мікропроцесорної системи та визначення паливної економічності переобладнаного автомобіля проводились дорожні випробування вантажного автомобіля ГАЗ-3309 за визначеним фрагментом міського їздового циклу, який регламентовано згідно з ГОСТ 20306–90 [75].

Перед дослідженнями тепловий режим агрегатів і вузлів автомобіля був доведений до робочого стану. ГОСТ 20306-90 поширюється на дослідження транспортних засобів різних категорій за певними їзовими циклами, що проводяться в дорожніх умовах. Дослідження проводились тричі на кожному режимі, для підтвердження достовірності отриманих даних.

На рис. 4.24-4.25 показані фото експериментального вантажного автомобіля під час дорожніх випробувань та обладнання, що використовувалось.

Дорожні випробування було проведено на експериментальному автомобілі ГАЗ-3309 з встановленою на борт експериментальною МПСЖ на відрізку шляху 1000 м за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами. На відрізку шляху було проведено заміри витрати дизельного палива та стисненого природного газу (при роботі дизеля за газодизельним циклом).

Отримані під час дорожніх випробувань паливно-економічні показники знаходяться в межах допустимих. Час виконання циклу за дизельним циклом склав 83 с, за газодизельним 84 с.



Рисунок 4.24 - Фото вантажного автомобіля на відрізку шляху 1000м



Рисунок 4.25 - Фото витратомірів палива FlexCOR та ONO SOKKI

Результати дорожніх випробувань будуть використанні для оцінки адекватності математичної моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, за режимами міського їздового циклу.

4.10 Висновки до розділу 4

1. Розроблено та виготовлено безмоторний стенд для відпрацювання схемних рішень, налаштування мікропроцесорного блоку керування, перевірки працездатності складових системи живлення, відпрацювання алгоритмів роботи, імітації відмов та проведення безмоторних випробувань.

2. Проведено дослідження виконавчих механізмів системи живлення, здійснено перевірку проведених налаштувань ПД-регулятора впорскування газу, відпрацьовано робочі алгоритми, перевірено характеристики МЗД, визначено діапазон зміни регульовальних параметрів, таких як час впорскування та фаза впорскування газу.

3. Визначено мету і задачі експериментальних стендових моторних досліджень для вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами для отримання паливно-економічних, екологічних та енергетичних показників, а також для отримання вихідних даних для уточнення математичної моделі руху вантажного автомобіля за міським їздовим циклом.

4. Описано програму та методику випробувань стендових моторних досліджень, об'єктом якого є вантажний автомобіль ГАЗ-3309 з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами.

5. Під час стендових моторних досліджень при визначенні паливно-економічних показників дизеля, що працює за дизельним та газодизельним циклами, використовувалось сучасне обладнання, зокрема, витратоміри дизельного палива, повітря та СПГ та сучасний газоаналітичний вимірювальний комплекс.

6. Для перевірки роботоздатності системи перед здійсненням стендових моторних та дорожніх випробувань здійснено перевірку в режимі вільного прискорення. За результатами перевірки підтверджено роботоздатність системи.

7. В результаті проведених стендових досліджень вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем Д 245.7, що працює за дизельним та газодизельним циклами, встановлено, що енергетичні показники практично однакові, як за дизельним, так і за газодизельним циклами. Частка заміщення дизельного палива стисненим природним газом в середньому складає 74%. Проведені дослідження показали покращення екологічних показників дизеля, так за роботи за газодизельним циклом значно знижується димність ВГ в декілька разів.

8. Встановлено, що зміна фази впорскування газового палива ψ до впускного колектору дизеля впливає на екологічні, паливно-економічні та енергетичні показники дизеля. Тому виникає необхідність у визначенні доцільних значень фази впорскування газу у всьому діапазоні швидкісних характеристик дизеля.

9. Проведено дорожні випробування на відрізку шляху 1000 м на вантажному автомобілі ГАЗ-3309 з дизелем Д 245.7 з експериментальною мікропроцесорною системою живлення, що працює за дизельним та газодизельним циклами, які підтвердили роботоздатність системи. Отримані під час дорожніх випробувань паливно-економічні показники знаходяться в межах допустимих.

Розділ 5 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ДИЗЕЛЕМ, ЩО ПРАЦЮЄ ЗА ДИЗЕЛЬНИМ ТА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛАМИ

5.1 Визначення доцільної фази впорскування газу за роботи дизеля за газодизельним циклом

Розроблена МПСЖ має розподільне фазне впорскування СПГ до циліндрів двигуна. В системі реалізовано дискретне (циклове) дозування палива, яке має істотну перевагу над безперервним [91]. За циклового способу дозування палива використовуються швидкодіючі клапани з електронним керуванням – форсунки. Форсунки застосовуються в усіх сучасних системах впорскування. За постійного перепаду тиску на форсунці циклова витрата палива $\Delta G_{\text{п}}$ залежить тільки від тривалості відкриття клапана форсунки. Таким чином весь комплекс керування паливopодачею зводиться до формування командного імпульсу певної тривалості. Формування командного імпульсу є процесом обробки інформації датчиків системи. Сформований керуючий імпульс тривалістю t подається на обмотку форсунки. Керуючий імпульс електромагнітних форсунок, як і подача газового палива проходить впродовж такту впуску (рис. 2.21).

В результаті попередніх експериментальних і аналітичних досліджень встановлено, що поліпшення характеристик газодизелів досягаються за розподільного впорскування газу до циліндрів дизеля [55].

Діаграма роботи елементів системи газоподачі МПСЖ на такті впуску першого циліндра дизеля Д-245.7 за частоти обертання КВ $n_o=800\text{хв}^{-1}$ приведено на рис. 5.1.

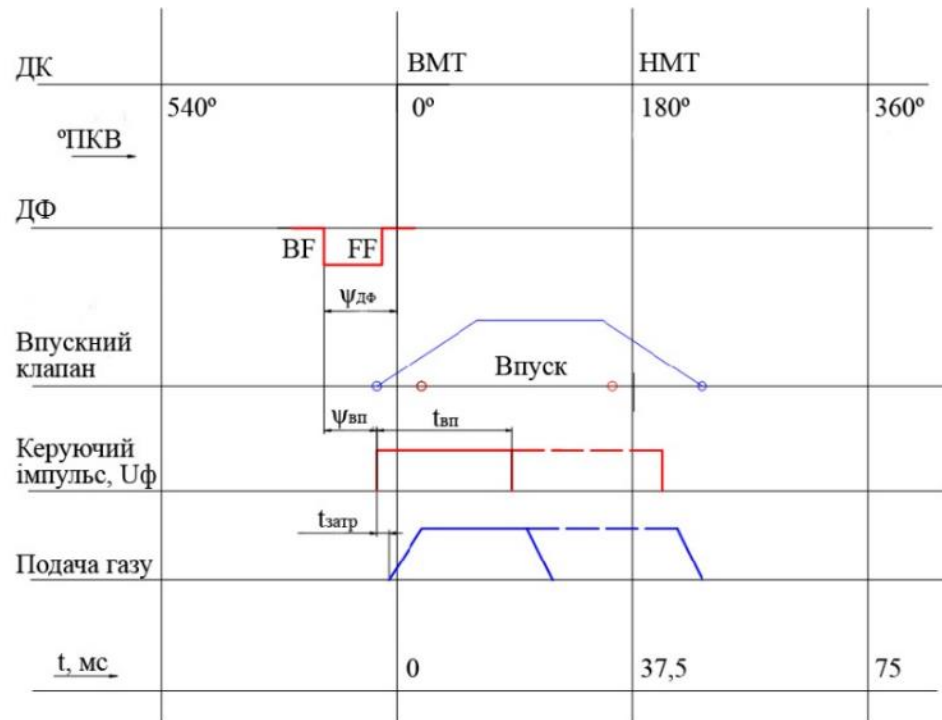


Рисунок 5.1. - Діаграми роботи елементів системи газоподачі МПСЖ

На рис. 5.1 показано: фазу впуску першого циліндра, що визначається відкритим станом впускного клапана, керуючий електричний імпульс, що подається на обмотку електромагнітними газовими форсунками, момент циклової подачі газу, що впорскується електромагнітними газовими форсунками.

За результатами стендових моторних досліджень вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем Д 245.7, що працює за дизельним та газодизельним циклами, визначено доцільну фазу впорскування газу ψ [91]. Фаза впорскування ψ була обрана в результаті аналізу паливно-економічних та екологічних показників дизеля. Графік межі встановлення доцільної фази впорскування, з врахуванням меж, показано на рис. 5.2.

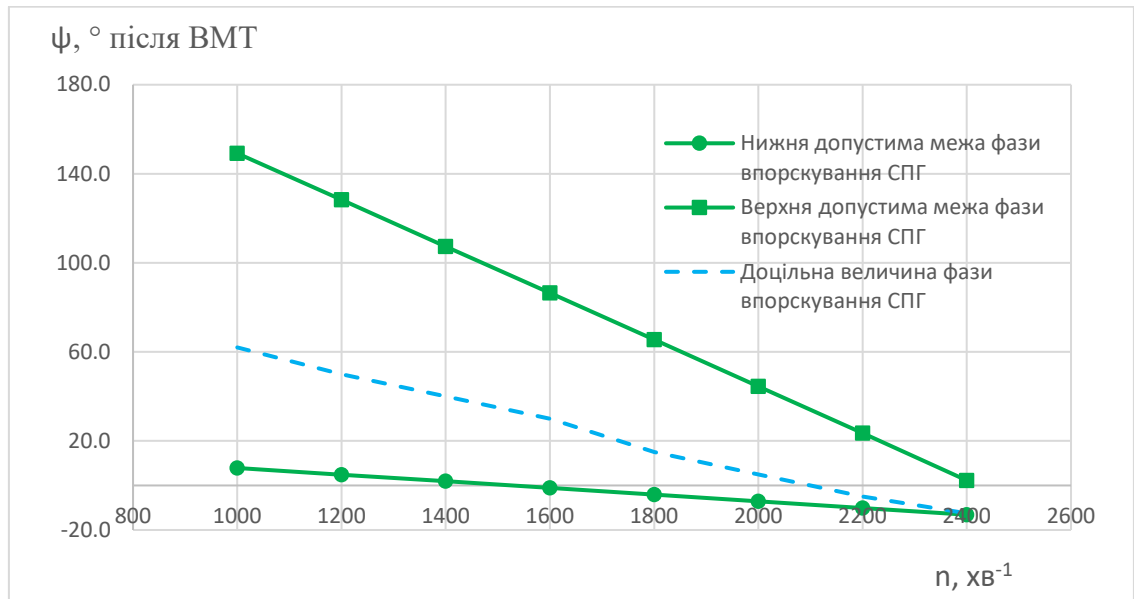


Рисунок 5.2. – Визначення доцільної фази впорскування газу

Як видно з рис.5.2 існують рекомендовані межі встановлення фази впорскування газу до циліндрів двигуна. Такі межі обумовлені уникненням продувки двигуна Д 245.7 та достатнім часом впорскування перед закриттям впускних клапанів. Також на рис.5.2 показано ступінчатий графік безпосередньо встановленої фази впорскування на експериментальному автомобілі ГАЗ-3309 та графік доцільної фази впорскування газу, який проходить крізь ступінчатий графік. Графік має ступінчатий характер, оскільки встановлення значення фази впорскування здійснює за матрицею (рис. 2.13, в).

Обравши доцільні значення фази впорскування газу для всього швидкісного діапазону роботи двигуна можна очікувати на забезпечення кращих паливно-економічних, екологічних та енергетичних показників дизеля за роботи за газодизельним циклом.

5.2 Результати розрахунків паливно-економічних та екологічних показників автомобіля за роботи його двигуна за дизельним та газодизельним циклами

За результатами експериментальних випробувань та отриманих характеристик були розраховані масові викиди шкідливих речовин та сумарні викиди, зведені до викидів оксиду вуглецю, за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами. На рис. 5.3-5.8 представлено результати розрахунків масових викидів та витрати палива в тепловому еквіваленті за вже встановленою фазою впорскування ψ за частот обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$, $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$.

Як видно з рис. 5.3-5.5 викиди сажі з ВГ за роботи за газодизельним циклом значно менші, ніж за роботи за дизельним циклом. Викиди оксиду вуглецю за роботи дизеля за газодизельним циклом менші, ніж за роботи дизеля за дизельним циклом, за частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$ та $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$. Тоді як за частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ за роботи за газодизельним циклом спостерігається збільшення викидів оксиду вуглецю за часткового навантаження, а потім зменшення за повного навантаження, в порівнянні з роботою дизеля за дизельним циклом.

Викиди оксидів азоту за частот обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$ за роботи за газодизельним циклом менші, ніж за роботи за дизельним циклом у всьому діапазоні навантаження. Але за частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$ викиди оксидів азоту за роботи за газодизельним циклом за часткового навантаження дещо менші, а потім значно більші за повного навантаження, ніж за роботи за дизельним циклом. Викиди вуглеводнів за частот обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$, $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$ за роботи за газодизельним циклом суттєві більші у всьому діапазоні навантаження, ніж за роботи за дизельним циклом.

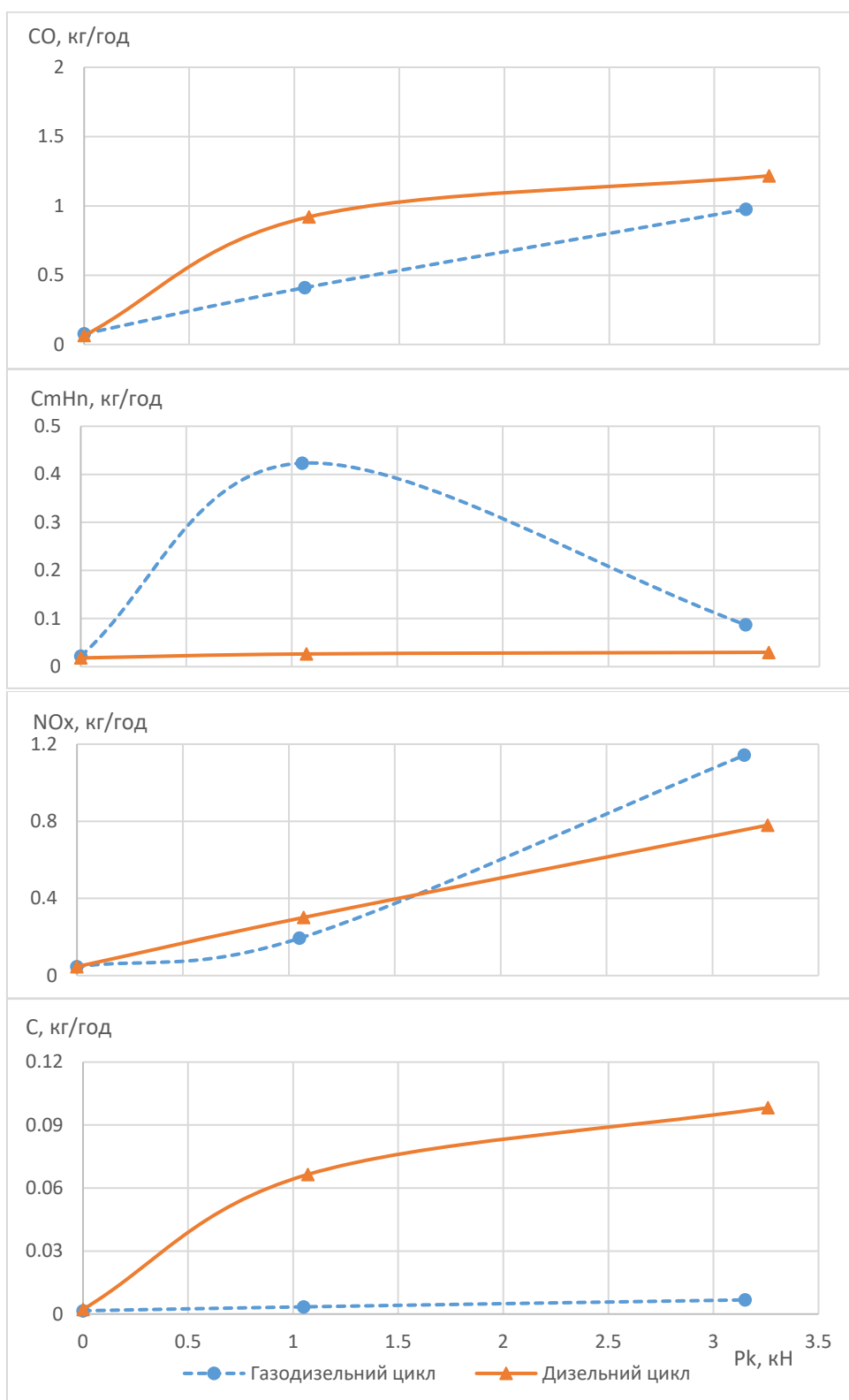


Рисунок 5.3 – Масові викиди шкідливих речовин з ВГ дизеля за частоти обертання КВ $n_0=1300 \text{ хв}^{-1}$

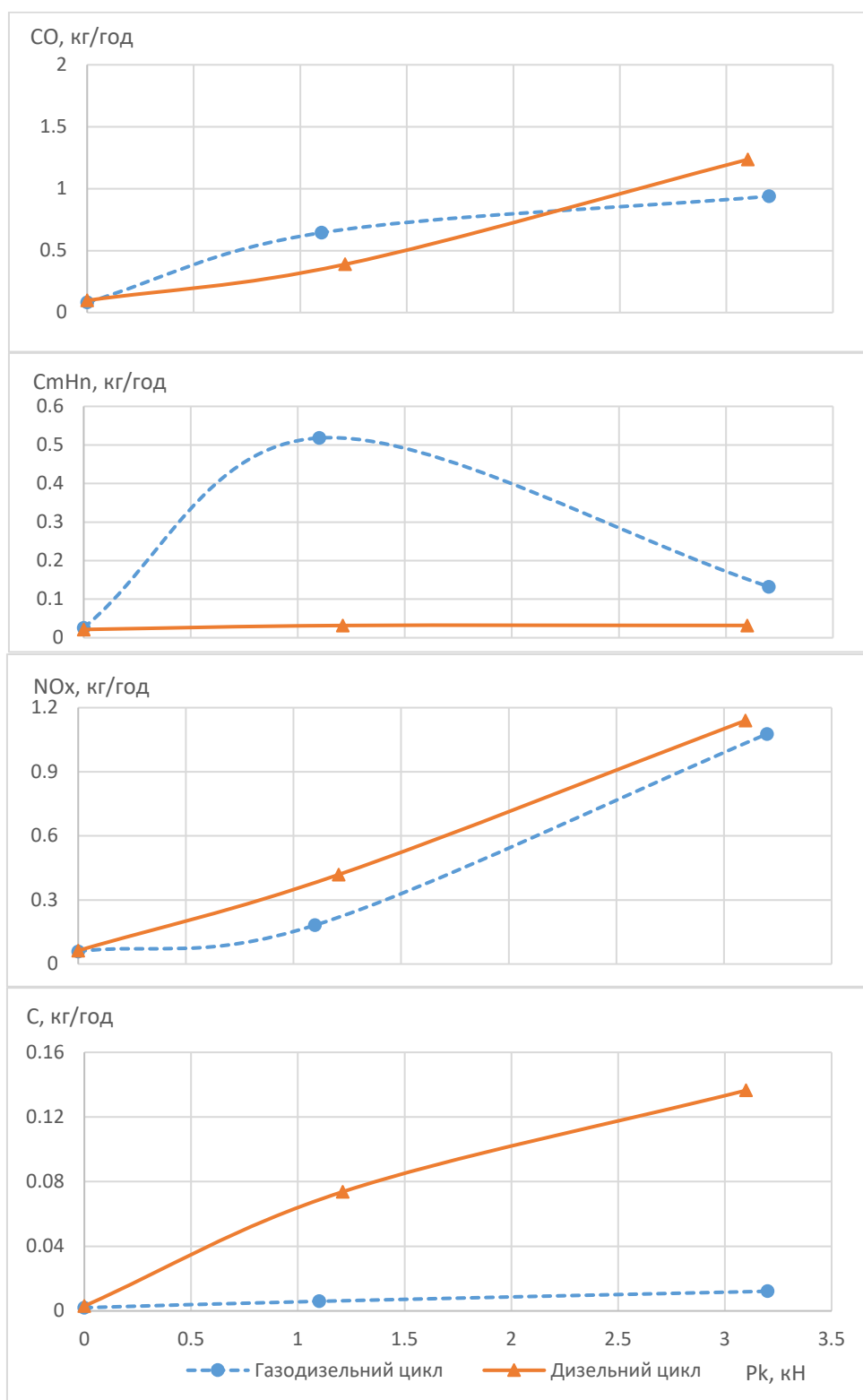


Рисунок 5.4 – Масові викиди шкідливих речовин з ВГ дизеля за частоти обертання КВ $n_{\partial}=1600$ хв⁻¹

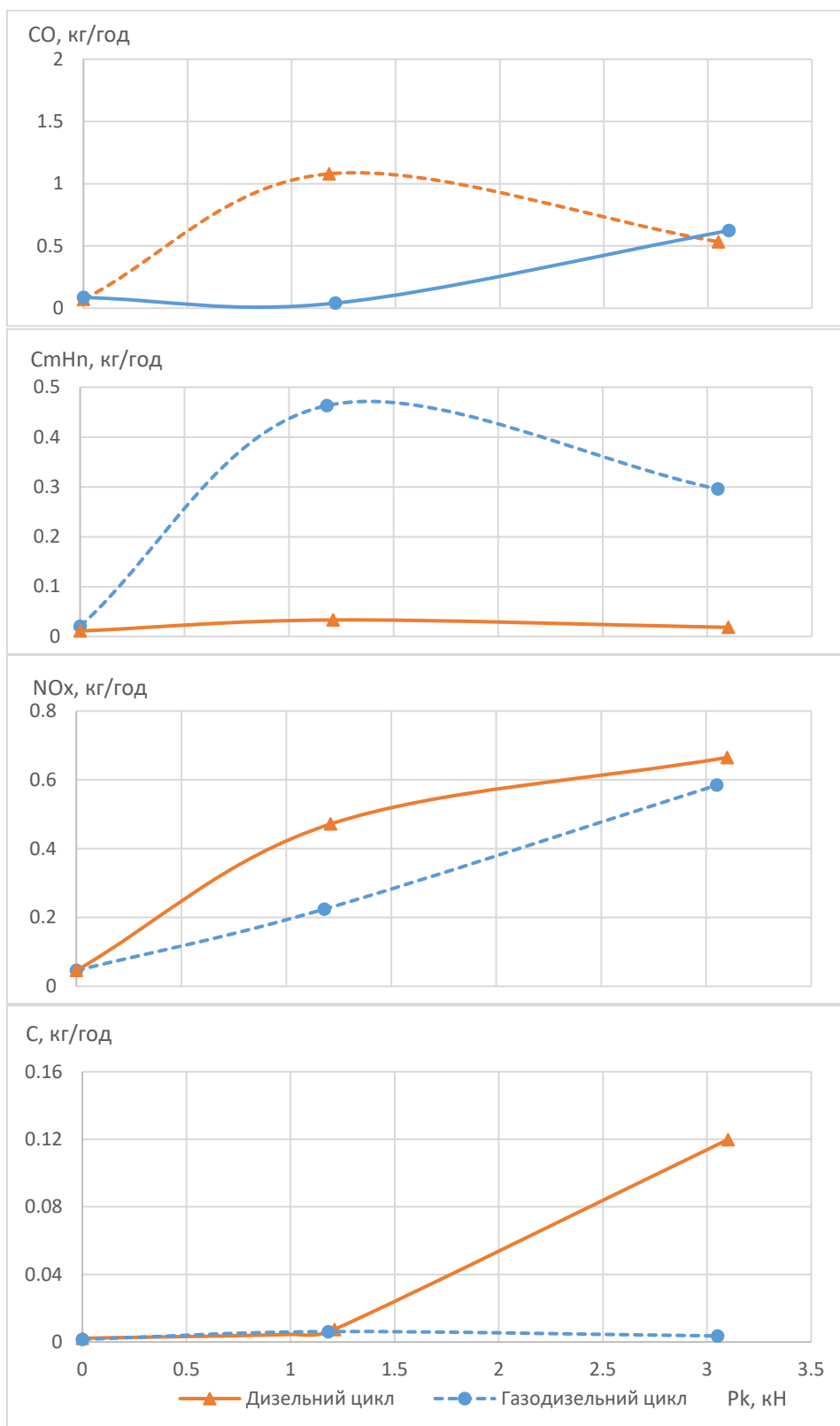


Рисунок 5.5 – Масові викиди шкідливих речовин з ВГ дизеля за частоти обертання КВ $n_0=1900 \text{ хв}^{-1}$

Сумарні масові викиди ШР, приведені до викидів СО, та витрата палива в тепловому еквіваленті за частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$, $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$ представлено на рис. 5.6-5.8.

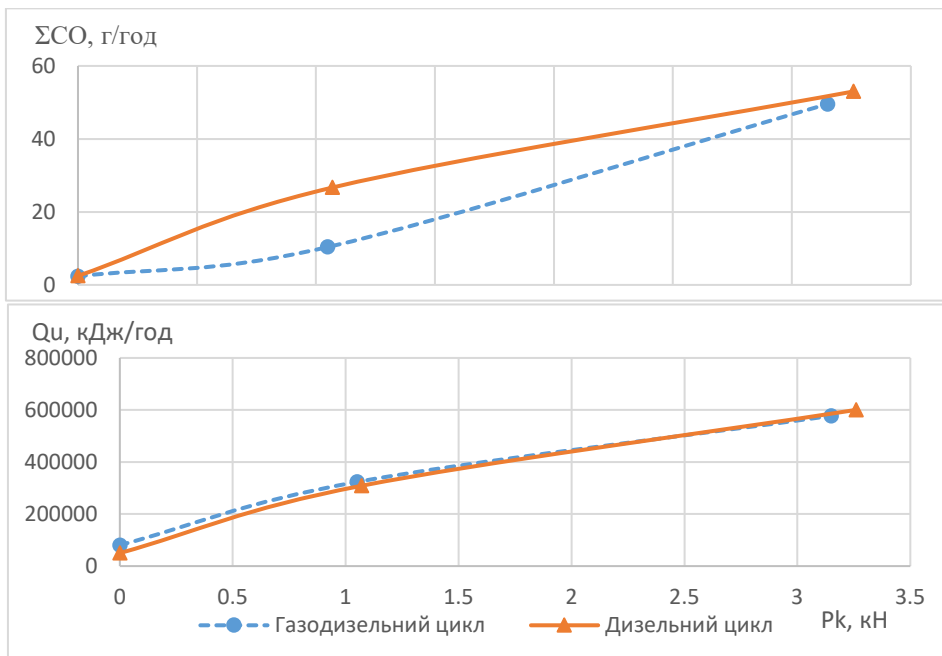


Рисунок 5.6 – Сумарні масові викиди ШР, приведені до викидів СО, та витрата палива в тепловому еквіваленті за частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$

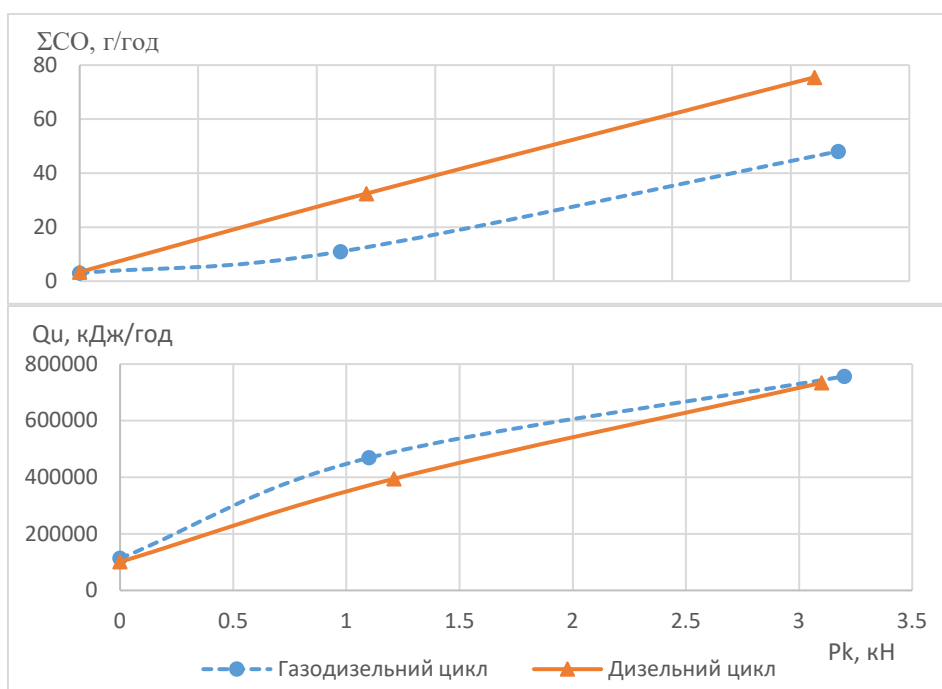


Рисунок 5.7 – Сумарні масові викиди ШР, приведені до викидів СО, та витрата палива в тепловому еквіваленті за частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$

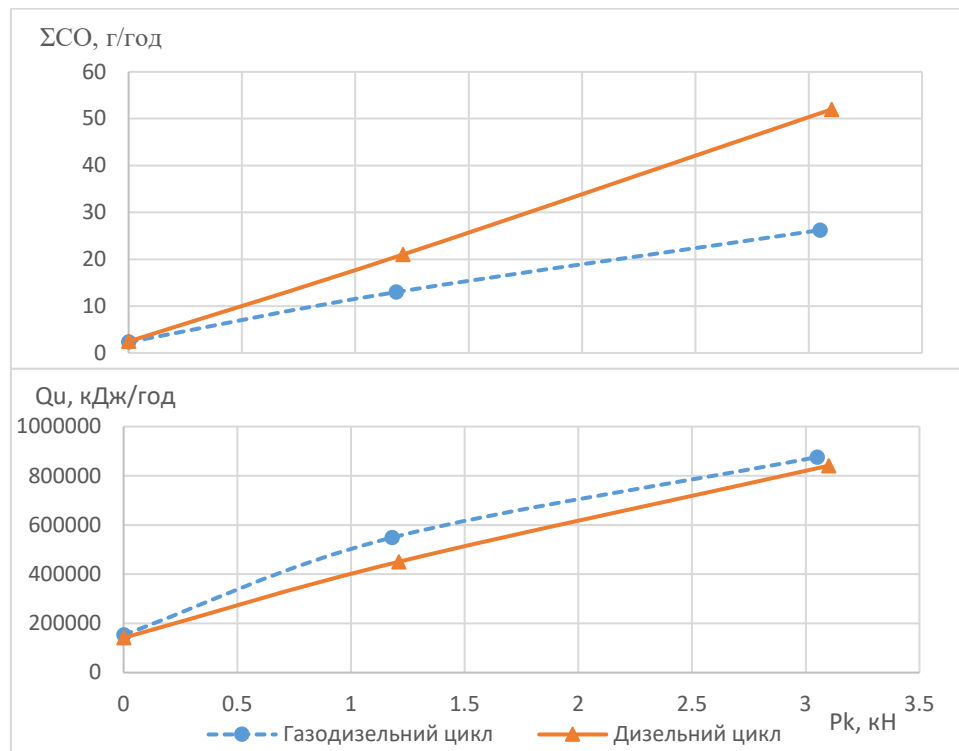


Рисунок 5.8 – Сумарні масові викиди ШР, приведені до викидів CO, та витрата палива в тепловому еквіваленті за частоти обертання КВ $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$

Однак, як видно з рис.5.6-5.8 сумарні масові викиди, приведені до викидів оксиду вуглецю, за роботи дизеля за газодизельним циклом у всьому діапазоні навантаження менші, ніж за роботи дизеля за дизельним циклом. Витрата палива в тепловому еквіваленті за роботи дизеля за дизельним і газодизельним циклом практично однакова за частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$ та дещо більша за роботи дизеля за газодизельним циклом за частот обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$.

5.3 Результати досліджень на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами.

За результатами досліджень та регресійного аналізу отриманих даних визначено коефіцієнти поліноміальних залежностей [92], що дають можливість визначити витрату палива та показники викидів ШР дизеля Д 245.7 за роботи за дизельним та газодизельним циклами.

Під час досліджень визначали значення окремих параметрів математичної моделі у відповідних точках навантажувальних характеристик. Використовуючи метод найменших квадратів [93], та використовуючи програмне забезпечення на ПК, визначали коефіцієнти поліноміальних залежностей для навантажувальних режимів роботи дизеля, що працює за дизельним та газодизельним циклами.

Параметри, що характеризують роботу дизеля, за дизельним та газодизельним циклами, за режимами активного ХХ, залежать тільки від частоти обертання КВ дизеля n_d . Коефіцієнти поліноміальних залежностей кожного окремого вихідного параметру математичної моделі, що описують роботу дизеля на цих режимах, наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей, що описують показники роботи дизеля в режимі активного ХХ

Параметр	Коефіцієнт	Дизельний цикл	Газодизельний цикл
$G_{\text{палхх}}$	$A_{\text{хх}0}$	$8,91 \cdot 10^{-1}$	$9,91 \cdot 10^{-1}$
	$A_{\text{хх}1}$	$8,00 \cdot 10^{-4}$	$8,00 \cdot 10^{-4}$
	$A_{\text{хх}2}$	$1,00 \cdot 10^{-6}$	$1,00 \cdot 10^{-6}$
$G_{\text{повхх}}$	$B_{\text{хх}0}$	$2,124 \cdot 10^{-1}$	$2,124 \cdot 10^1$
	$B_{\text{хх}1}$	$3,220 \cdot 10^{-13}$	$3,220 \cdot 10^{-13}$
	$B_{\text{хх}2}$	$-4,677 \cdot 10^{-1}$	$-4,677 \cdot 10^{-1}$
$\text{CO}_{\text{хх}}$	$C_{\text{хх}0}$	$1,469 \cdot 10^{-1}$	$1,469 \cdot 10^{-1}$
	$C_{\text{хх}1}$	$2,000 \cdot 10^{-4}$	$2,000 \cdot 10^{-4}$
	$C_{\text{хх}2}$	$5,000 \cdot 10^{-7}$	$5,000 \cdot 10^{-7}$
$\text{CH}_{\text{хх}}$	$D_{\text{хх}0}$	$3,316 \cdot 10^1$	$3,316 \cdot 10^1$
	$D_{\text{хх}1}$	$5,800 \cdot 10^{-3}$	$5,800 \cdot 10^{-3}$
	$D_{\text{хх}2}$	$2,000 \cdot 10^{-6}$	$2,000 \cdot 10^{-6}$
$\text{NO}_{\text{хх}}$	$E_{\text{хх}0}$	$3,181 \cdot 10^2$	$3,181 \cdot 10^2$
	$E_{\text{хх}1}$	$1,804 \cdot 10^{-1}$	$1,804 \cdot 10^{-1}$
	$E_{\text{хх}2}$	$4,000 \cdot 10^{-5}$	$4,000 \cdot 10^{-5}$

Кінець таблиці 5.1.

Параметр	Коефіцієнт	Дизельний цикл	Газодизельний цикл
K_{xx}	F_{xx0}	$7,00 \cdot 10^{-2}$	$7,00 \cdot 10^{-2}$
	F_{xx1}	$3,00 \cdot 10^{-6}$	$3,00 \cdot 10^{-6}$
	F_{xx2}	$2,00 \cdot 10^{-8}$	$2,00 \cdot 10^{-8}$

Витрата дизельного палива, стисненого природного газу, повітря, концентрації ШР у ВГ та димність ВГ під час роботи дизеля в широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів описуються поліноміальними залежностями другого та третього степенів від частоти обертання колінчастого вала дизеля (n_o) та крутного моменту (M_k).

Коефіцієнти поліноміальних залежностей окремих параметрів математичної моделі для навантажувальних режимів, визначено в програмному забезпеченні для ПК згідно з двофакторним експериментальним дослідженням дизеля Д 245.7 в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів, за роботи за дизельним та газодизельним циклами. Значення коефіцієнтів поліноміальної залежності наведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей, що описують показники роботи дизеля в навантажувальних режимах

Параметр	Коефіцієнт	Дизельний цикл	Газодизельний цикл
$G_{дп}$	A_0	$3,519 \cdot 10^{-5}$	$-2,834 \cdot 10^{-8}$
	A_1	$-2,665 \cdot 10^{-5}$	$1,778 \cdot 10^{-8}$
	A_2	$-4,253 \cdot 10^{-3}$	$4,808 \cdot 10^{-5}$
	A_3	$1,089 \cdot 10^1$	$5,472 \cdot 10^{-2}$
	A_4	$-1,264 \cdot 10^{-2}$	$-8,384 \cdot 10^{-5}$
	A_5	$4,505 \cdot 10^{-6}$	$3,026 \cdot 10^{-8}$
	A_6	-	$-1,232 \cdot 10^2$
	A_7	-	$2,376 \cdot 10^{-1}$
	A_8	-	$-1,498 \cdot 10^{-4}$
	A_9	-	$3,145 \cdot 10^{-8}$

Продовження таблиці 5.2.

Параметр	Коефіцієнт	Дизельний цикл	Газодизельний цикл
$G_{\text{пов}}$	B_0	$-1,786 \cdot 10^{-4}$	$6,561 \cdot 10^{-5}$
	B_1	$-3,608 \cdot 10^{-4}$	$-1,663 \cdot 10^{-3}$
	B_2	$-7,599 \cdot 10^{-1}$	$8,472 \cdot 10^{-1}$
	B_3	$-1,485 \cdot 10^3$	$-2,040 \cdot 10^3$
	B_4	$2,137 \cdot 10^0$	$2,870 \cdot 10^0$
	B_5	$-6,060 \cdot 10^{-4}$	$-8,595 \cdot 10^{-4}$
CO	C_0	$-5,125 \cdot 10^{-7}$	$-7,457 \cdot 10^{-9}$
	C_1	$2,058 \cdot 10^{-8}$	$7,822 \cdot 10^{-9}$
	C_2	$1,368 \cdot 10^{-3}$	$5,253 \cdot 10^{-6}$
	C_3	$3,777 \cdot 10^{-1}$	$-2,373 \cdot 10^{-3}$
	C_4	$-3,828 \cdot 10^{-4}$	$3,444 \cdot 10^{-6}$
	C_5	$1,055 \cdot 10^{-7}$	$-4,886 \cdot 10^{-10}$
	C_6	-	$-2,448 \cdot 10^0$
	C_7	-	$5,026 \cdot 10^{-3}$
	C_8	-	$-3,352 \cdot 10^{-6}$
	C_9	-	$7,335 \cdot 10^{-10}$
CH	D_0	$-1,457 \cdot 10^{-5}$	$1,007 \cdot 10^{-5}$
	D_1	$-1,094 \cdot 10^{-4}$	$3,020 \cdot 10^{-6}$
	D_2	$6,462 \cdot 10^{-2}$	$-2,849 \cdot 10^{-2}$
	D_3	$1,911 \cdot 10^1$	$1,195 \cdot 10^1$
	D_4	$1,259 \cdot 10^{-2}$	$-6,113 \cdot 10^{-3}$
	D_5	$-7,515 \cdot 10^{-6}$	$8,522 \cdot 10^{-7}$
	D_6	-	$8,591 \cdot 10^3$
	D_7	-	$-1,660 \cdot 10^1$
	D_8	-	$1,060 \cdot 10^{-2}$
	D_9	-	$-2,229 \cdot 10^{-6}$
NO_x	E_0	$-1,711 \cdot 10^{-4}$	$-6,126 \cdot 10^{-4}$
	E_1	$-1,948 \cdot 10^{-3}$	$7,572 \cdot 10^{-3}$
	E_2	$4,097 \cdot 10^0$	$16,930 \cdot 10^{-1}$
	E_3	$-1,581 \cdot 10^3$	$1,079 \cdot 10^3$
	E_4	$2,170 \cdot 10^0$	$-11,690 \cdot 10^{-1}$

Кінець таблиці 5.2

Параметр	Коефіцієнт	Дизельний цикл	Газодизельний цикл
	E_5	$-6,789 \cdot 10^{-4}$	$3,426 \cdot 10^{-4}$
K	F_0	$8,835 \cdot 10^{-7}$	$-1,249 \cdot 10^{-7}$
	F_1	$-2,952 \cdot 10^{-5}$	$-1,033 \cdot 10^{-6}$
	F_2	$1,699 \cdot 10^{-2}$	$6,994 \cdot 10^{-4}$
	F_3	$-4,387 \cdot 10^{-1}$	$6,714 \cdot 10^{-3}$
	F_4	$7,061 \cdot 10^{-4}$	$4,127 \cdot 10^{-5}$
	F_5	$-2,133 \cdot 10^{-7}$	$-7,243 \cdot 10^{-9}$
$G_{СПГ}$	H_0	-	$2,660 \cdot 10^{-5}$
	H_1	-	$-6,523 \cdot 10^{-5}$
	H_2	-	$1,360 \cdot 10^{-2}$
	H_3	-	$-1,380 \cdot 10^1$
	H_4	-	$1,773 \cdot 10^{-2}$
	H_5	-	$-5,460 \cdot 10^{-6}$

Отримані в результаті розрахунку коефіцієнти поліноміальних залежностей параметрів дають можливість розрахувати показники роботи дизеля Д 245.7, а саме: витрату палива та шкідливі викиди за роботи за дизельним та газодизельним циклами у широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів. Ці залежності використані в математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, за режимами міського їздового циклу згідно ГОСТ 20306-90, основні рівняння якої описані в розділі третьому розділі.

5.3.1 Перевірка адекватності математичної моделі

Перевірка адекватності поліноміальних залежностей, що описують крутний момент, годинну витрату дизельного палива, стисненого природного газу та повітря, концентрації у ВГ основних ШР і димність ВГ здійснювалась за допомогою F -критерію Фішера [94]. F -критерій Фішера, визначається за

залежністю:

$$F = \frac{S_{ад}^2}{S_{(y)}^2}, \quad (5.1)$$

де $S_{ад}^2$ – дисперсія адекватності;

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

Дисперсія адекватності являє собою суму різниці квадратів між експериментально визначеними та розрахованими за поліноміальними залежностями значеннями залежної змінної, що поділена на число степенів вільності (f):

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_{(i)ф} - y_{(i)р})^2}{f}. \quad (5.2)$$

Число степенів вільності f дорівнює різниці між числом дослідів N та числом коефіцієнтів апроксимації k , що визначають за формулою:

$$f = N - k. \quad (5.3)$$

Дисперсія відтворюваності розрахують за залежністю:

$$S_{(y)}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n}, \quad (5.4)$$

де n – число повторних дослідів, ($n=3$);

y_i – значення параметра отриманого в i -му досліді;

$\bar{y}$ – середнє значення параметрів.

У випадку коли розраховане значення F_p – критерію не перевищує табличного значення F_t , то поліноміальну модель можна вважати адекватною з відповідною довірчою вірогідністю. Під час перевірки адекватності моделі були

використанні таблиці F -критерія Фішера, які відповідають [95] 5%-му рівню значимості (довірча вірогідність 95%). Значення критерію Фішера та коефіцієнту кореляції наведено в табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Перевірка адекватності поліноміальних моделей показників дизеля за роботи на дизельному паливі та дизельному біопаливі

Параметр	Паливо	R	F_p	F_m
M_k	Дизельне цикл	0,994	6,083	9,013
	Газодизельний цикл	0,997	5,560	9,013
$G_{ДП}$	Дизельний цикл	0,998	7,213	8,941
	Газодизельний цикл	0,999	6,357	9,552
$G_{нов}$	Дизельне цикл	0,972	4,581	8,941
	Газодизельний цикл	0,877	2,354	8,941
$G_{СПГ}$	Газодизельний цикл	0,998	8,842	8,941
CO	Дизельне цикл	0,999	5,705	8,941
	Газодизельний цикл	0,998	4,996	9,552
CH	Дизельне цикл	0,994	6,422	8,941
	Газодизельний цикл	0,998	5,795	9,552
NO_x	Дизельне цикл	0,998	6,517	8,941
	Газодизельний цикл	0,998	8,27	8,941
K	Дизельне цикл	0,999	5,859	8,941
	Газодизельний цикл	0,999	5,859	8,941

Отримані результати вказують на адекватність поліноміальних залежностей, що використовуються в математичній моделі руху вантажного автомобіля за режимами міського їздового циклу.

5.3.2 Результати розрахунків на математичній моделі руху вантажного автомобіля

Адекватність математичної моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, перевірено шляхом порівняння розрахунків та результатів, що були отримані під час проведення дорожніх випробувань вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем Д 245.7 за режимами міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 [75]. В якості вихідних даних для математичної моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, були використані технічні характеристики дизеля та вантажного автомобіля [87]. Цільовою функцією розрахунків були: масова витрати дизельного та газового палив, витрата дизельного та газового палив в тепловому еквіваленті та масові викиди ШР з ВГ дизеля.

Наведені на рис. 5.7 та 5.8 залежності зміни швидкості руху вантажного автомобіля, які отримані в результаті розрахунків на математичній моделі руху вантажного автомобіля (без вантажу $M_v=0$ кг) з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, відтвореного в математичній моделі, за режимами міського їздового циклу.

Порівняння результатів розрахунку на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, з результатами проведених дорожніх випробувань наведено в табл. 5.4, з вказаною часткою заміщення дизельного палива СПГ. Розрахунки на математичній моделі здійснювались з визначеною доцільною фазою впорскування. Як видно з отриманих результатів розрахунку на математичній моделі схожі з отриманими значення під час дорожніх випробувань.

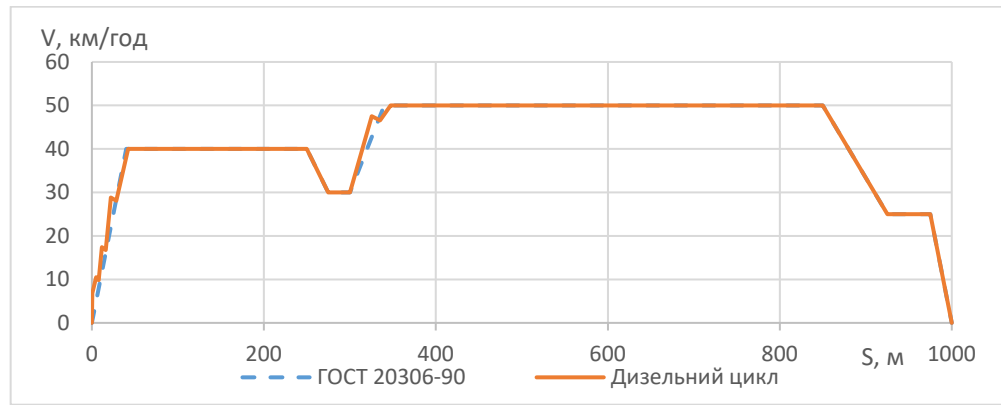


Рисунок 5.7 – Виконання міського їздового циклу вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним циклом

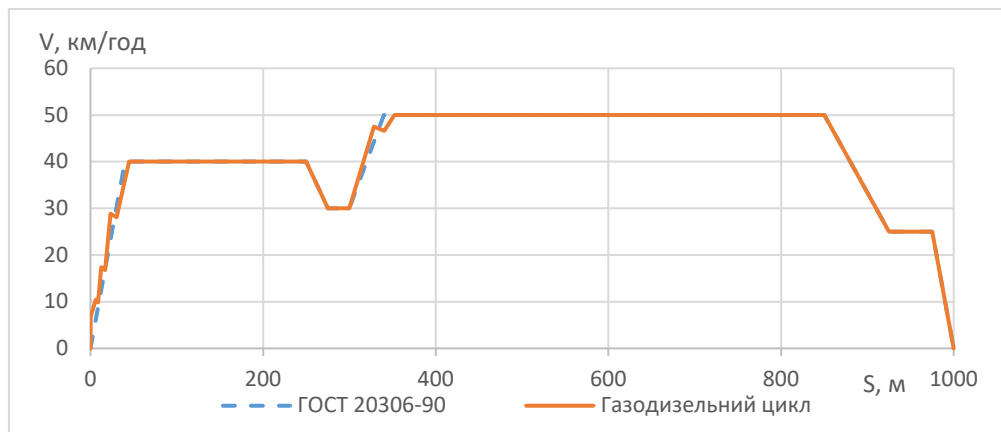


Рисунок 5.8 – Виконання міського їздового циклу вантажного автомобіля з дизелем, що працює за газодизельним циклом

Таблиця 5.4 – Порівняння результатів розрахунку на математичній моделі руху вантажного автомобіля в режимах міського їздового циклу з результатами дорожніх випробувань

Параметр	Дизельний цикл	Газодизельний цикл
Дорожні випробування (75/25)		
$G_{\text{дп}}$, кг/цикл	0,178	0,0443
$G_{\text{спг}}$, кг/цикл	-	0,0993
$\Sigma Q_{\text{пал}}$, МДж/цикл	7,559	6,826
Розрахунок на математичній моделі (80/20)		
$G_{\text{дп}}$, кг/цикл	0,1655	0,0335
$G_{\text{спг}}$, кг/цикл	-	0,1112
$\Sigma Q_{\text{пал}}$, МДж/цикл	7,034	6,985

Математична модель дозволяє оцінити зміну експлуатаційних показників вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклом, враховуючи умови дорожнього руху в режимах заданого їздового циклу. Розрахунки виконано за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами з різною масою вантажу (M_B).

Як видно з результатів розрахунків частка заміщення дизельного палива СПГ за роботи дизеля за газодизельним циклом в середньому складає 81,41%.

Таблиця 5.5 – Результати розрахунків на математичній моделі руху вантажного автомобіля за режимами міського їздового циклу на відрізку шляху 1000м за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами

Параметр	M_B , кг				
	0	1000	2000	3000	4000
Дизельний цикл					
$G_{ДП}$, кг	0,1655	0,1784	0,1914	0,2043	0,2172
Газодизельний цикл					
$G_{СПГ}$, кг	0,1112	0,1209	0,1305	0,1402	0,1499
$G_{ДП}$, кг	0,0335	0,0344	0,0354	0,0363	0,0373

В таблиці 5.6 та 5.7 показано результати розрахунків на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклом, за різної маси вантажу: без вантажу та повної маси вантажу ($M_B = 0$ кг та $M_B = 4000$ кг)

Розрахунки на математичній моделі показали, що частка заміщення дизельного палива стисненим природним газом за роботи дизеля за газодизельним циклом складає 79,76% без навантаження та 82,83% за повного завантаження. Витрата палива в тепловому еквіваленті практично однакова, як за дизельним так і за газодизельним циклом.

Таблиця 5.6 – Результати розрахунків на математичній моделі без вантажу

Параметр	Паливо		
	Дизельне паливо	ДП+СПГ	
$\Sigma G_{\text{пал}}$, кг/цикл	0,1655	0,0335	0,1112
$\Sigma Q_{\text{пал}}$, МДж/цикл	7,034	6,985	
$\Sigma G_{\text{пов}}$, кг/цикл	6,758	6,633	
ΣG_{CO} , г/цикл	9,67	9,809	
ΣG_{CH} , г/цикл	0,088	7,953	
ΣG_{NOx} , г/цикл	6,544	4,875	
ΣG_{C} , г/цикл	0,043	0,024	
$\Sigma G_{\Sigma \text{CO}}$, г/цикл	287,445	240,123	

Таблиця 5.7 - Результати розрахунків на математичній моделі з повною масою вантажу ($M_v = 4000$ кг)

Параметр	Паливо		
	Дизельне паливо	ДП+СПГ	
$\Sigma G_{\text{пал}}$, кг/цикл	0,2172	0,0373	0,1499
$\Sigma Q_{\text{пал}}$, МДж/цикл	9,233	9,084	
$\Sigma G_{\text{пов}}$, кг/цикл	7,408	7,106	
ΣG_{CO} , г/цикл	13,935	12,746	
ΣG_{CH} , г/цикл	0,097	8,536	
ΣG_{NOx} , г/цикл	9,585	8,059	
ΣG_{C} , г/цикл	0,052	0,026	
$\Sigma G_{\Sigma \text{CO}}$, г/цикл	418,516	376,085	

Зменшення витрати повітря за роботи дизеля за газодизельним циклом на 1,85 % (без вантажу) та 4,08 % (з повним завантаженням) пояснюється частковим заміщенням його СПГ, оскільки газове паливо подається на такті впуску разом із повітрям.

За роботи дизеля за газодизельним циклом спостерігається збільшення викидів оксиду вуглецю CO на 1,44% (без вантажу) та збільшення викидів CmHn , як без вантажу, так і за повної маси вантажу. За повного завантаження ($M_b = 4000$ кг) викиди оксиду вуглецю CO за роботи дизеля за газодизельним циклом зменшуються на 8,53 %. за роботи дизеля за газодизельним циклом спостерігається зменшення викидів сажі з ВГ, як за роботи без навантаження так і за повного навантаження на 44,19 % та 50,0 % відповідно. Також спостерігається зменшення масових викидів оксидів азоту NO_x на 25,50 % та 15,92 % відповідно. Сумарні масові викиди, приведені до викидів оксиду вуглецю, зменшуються на 16,46% (без вантажу) та на 10,14% (з повною масою вантажу) за роботи дизеля вантажного автомобіля за газодизельним циклом.

Результати розрахунків на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, засвідчили поліпшення екологічних показників вантажного автомобіля з дизелем, що працює за газодизельним циклом, в порівнянні з роботою за дизельним циклом, за режимами міського їздового циклу.

5.4 Розрахунок економічної доцільності та екологічного збитку при переведенні дизелів транспортних засобів з експериментальною системою живлення на роботу за газодизельним циклом

Головною метою, яка спонукає власників автопарків вантажних автомобілів з дизелями переводити їх на газове паливо - це отримання економічного ефекту, який досягається заміщенням дизельного палива більш дешевим газовим паливом. Відповідно до цін на кінець 2019 року середня ціна дизельного палива в Україні складає 28,15 грн/л [39], а ціна СПГ з 01 лютого 2019 року складає 17,94 грн/м³ [96].

Витрати в гривнях за добу роботи дизеля за дизельним циклом розраховуються за формулою:

$$B_{\text{добу}}^{\text{дп}} = G_{\text{дп}} \cdot \Pi_{\text{дп}} \cdot S, \quad (5.5)$$

де $G_{\text{дп}}$ – витрата дизельного палива за 1 км, кг;

$\Pi_{\text{дп}}$ – ціна дизельного палива за кг, грн/кг;

S – пробіг автомобіля, км.

Витрати в гривнях за добу роботи дизеля за газодизельним циклом розраховуються за формулою:

$$B_{\text{добу}}^{\text{гд}} = (G_{\text{дп}} \cdot \Pi_{\text{дп}} + G_{\text{спг}} \cdot \Pi_{\text{спг}}) \cdot S, \quad (5.6)$$

де $G_{\text{спг}}$ – витрата стисненого природного газу за 1 км, кг;

$\Pi_{\text{дп}}$ – ціна стисненого природного газу за кг, грн/кг.

В табл. 5.8 показано результати розрахунків добової витрати на паливо за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами в залежності від денного пробігу та маси вантажу. Розрахунки здійснені на основі отриманих витрат палива за 1 км з табл. 5.5.

Таблиця 5.8 - Витрати в гривнях за добу в залежності від денного пробігу та маси вантажу за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклом

Пробіг, км	Маса вантажу, кг				
	0	1000	2000	3000	4000
Дизельний цикл					
100	389,94	420,34	450,97	481,36	511,76
200	779,89	840,68	901,94	962,72	1023,51
300	1169,83	1261,01	1352,90	1444,09	1535,27
Газодизельний цикл					
100	225,56	240,47	255,48	270,39	285,54
200	451,12	480,94	510,97	540,79	571,08
300	676,68	721,41	766,45	811,18	856,62

Як видно із розрахунків витрати на паливо за роботи дизеля за газодизельним циклом менші, ніж витрати за роботи дизеля за дизельним

циклом. В середньому витратина паливо за роботи дизеля за газодизельним циклом менші на 43,27 %.

Вартість переведення чотирьохциліндрового дизеля на живлення стисненим природним газом з системою розподільного впорскування газу до циліндрів із комплектом обладнання описаного в розділі 2 в умовах експлуатації складає приблизно 100000 грн. Термін окупності переведення дизеля на живлення СПГ в залежності від денного пробігу, маси вантажу та розрахованих затрат на паливо (табл. 5.8) показано на рис. 5.9.

Термін окупності розраховується за формулою:

$$T = \frac{C_{к.в.}}{(B_{добу}^{дп} - B_{добу}^{гд})}, \quad (5.7)$$

де $C_{к.в.}$ – вартість газодизельного комплексу обладнання та встановлення, грн.

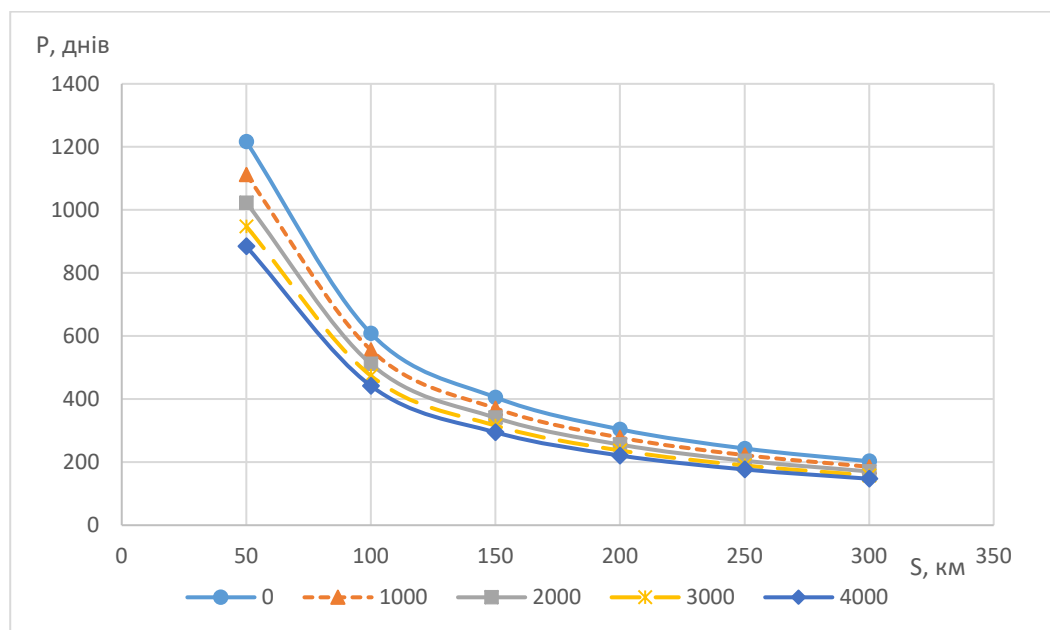


Рисунок 5.9. – Термін окупності вантажного автомобіля з дизелем при переведенні на живлення СПГ

Як видно з отриманих результатів зі збільшенням денного пробігу та маси вантажу зменшується термін окупності. За денного пробігу вантажного

автомобіля в 200 км термін окупності вдвічі менший, ніж за денного пробігу в 100 км.

При незмінній ціні на паливо термін окупності для даного вантажного автомобіля складатиме 221 день за повної маси вантажу та денного пробігу 200 км.

Аналіз результатів розрахунків та літературних джерел показує, що переобладнання дизелів для роботи за газодизельним циклом має низку переваг:

- менша вартість газового палива (СПГ) в порівнянні з дизельним, що призводить до зменшення експлуатаційних витрат на паливо
- економія дизельного палива в результаті часткового його заміщення СПГ
- збереження енергетичних показників дизеля за роботи за газодизельним циклом
- двопаливність системи, а саме можливість працювати як за дизельним так і за газодизельним циклом
- можливість переобладнання безпосередньо на підприємстві до якого належить транспортний засіб

Але також присутні і недоліки:

- додаткові витрати на переобладнання дизеля на живлення СПГ
- необхідність перевірок газобалонного обладнання
- додаткові витрати на ремонт та діагностику неполадок газового обладнання

Витрати на паливо за різних співвідношень цін стисненого природного газу до дизельного палива (СПГ/ДП) та за повної маси вантажу та термін окупності показано на рис. 5.10. За основу взято ціни на паливо, які приведені до цін за кг палива.

Як видно з отриманих результатів зі збільшенням співвідношення цін збільшується і термін окупності. Так, наприклад, за співвідношення цін СПГ/ДП рівне 0,8 термін окупності більший у 1,6 рази, ніж за співвідношення цін 0,5596. Ріст терміну окупності близький до експоненційного. Ріст від 0,2 до 0,4 складає

1,25 рази, від 0,4 до 0,5596 – 1,25 рази, від 0,5596 до 0,8 – 1,6 рази, від 0,8 до 1,0 – 1,999 разів.

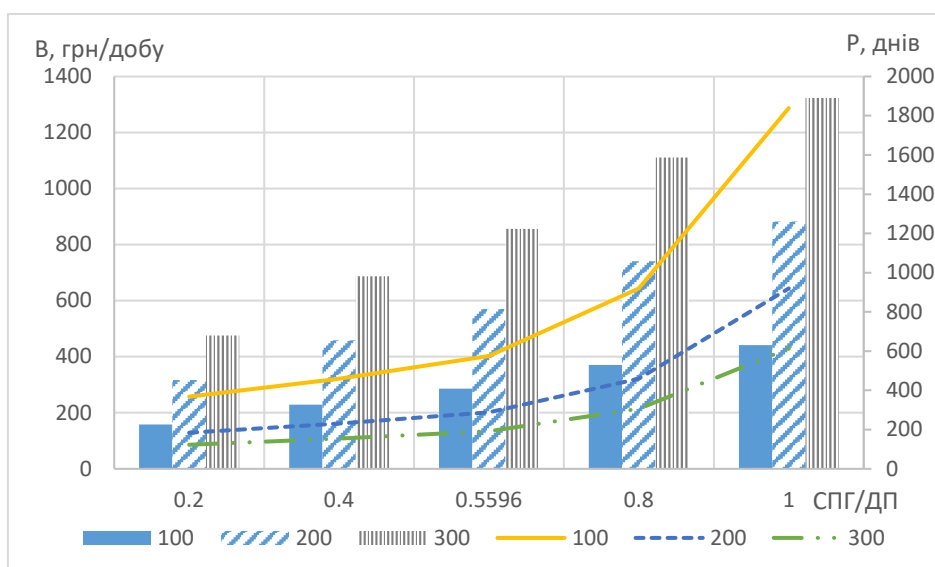


Рисунок 5.10. – Витрати за добу та термін окупності в залежності від співвідношення цін на СПГ та ДП

Отже, проаналізувавши результати експериментальних та розрахункових досліджень можна зазначити, що паливна економічність за роботи дизеля за газодизельним циклом досягається за рахунок часткового заміщення дизельного палива СПГ. При переобладнанні дизеля для роботи за газодизельним циклом поліпшуються екологічні та паливно-економічні показники, а енергетичні показники залишаються практично незмінними. Отримані результати є підтвердженням доцільності переведення дизелів транспортних засобів на роботу за газодизельним циклом в умовах експлуатації.

Крім економічного ефекту, необхідно враховувати соціально-економічні збитки, що завдає довікілью автомобільний транспорт.

Соціально-економічний збиток включає наступні види витрат: витрати на відновлення природного середовища до попереднього стану, витрати через зміни в навколишньому природному середовищі та витрати майбутнього суспільства, зумовлені незворотними втратами певних ресурсів.

Розрахунок збитку завданого основними шкідливими викидами автомобільного транспорту довікілю здійснюють за певний період часу розраховують за формулою, описаною в [66]:

$$Y = \gamma \cdot \sigma \cdot \Sigma G_i \cdot R_i \cdot f, \text{ грн} \quad (5.8)$$

де Y – оцінка збитку, грн;

γ – величина, що визначає завдану шкоду однією умовною тонною забруднюючих речовин, грн/умов.т;

σ – безрозмірний коефіцієнт відносної небезпеки, в залежності від території забруднення;

ΣG_i – маса i -ї забруднюючої речовини за певний проміжок часу, що викидає в атмосферу автомобіль, т;

R_i – коефіцієнт відносної агресивності i -ї забруднюючої речовини;

f – коефіцієнт, що враховує характер розсіювання газоподібних забруднюючих речовин та частинок в атмосфері, для газоподібних речовин, що викидають автомобілі $f = 1,49$.

Коефіцієнт γ – економічний збиток від забруднення однією умовною тонною забруднюючої речовини. В розрахунках прийняте значення – 24,6 грн/умовн.т.

Для міст із населенням більш 300 тис. чол, незалежно від щільності населення приймається $\sigma = 8$. Згідно головного управління статистики у м.Києві чисельність населення на 1 жовтня 2019 року складало 2 914 273 осіб [97]. Тому для Києва приймаємо коефіцієнт відносної небезпеки $\sigma = 8$.

Розрахунок соціально-економічного збитку здійснено, враховуючи дані із табл. 5.6 та 5.7, за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами при русі містом на 100 км пробігу. Розрахунки соціально-економічного збитку наведені на рис. 5.11.

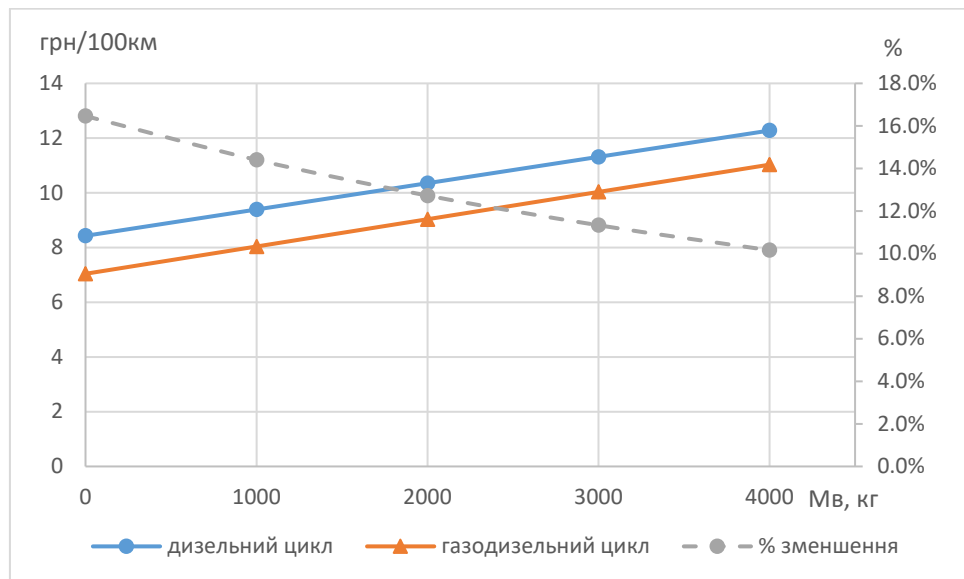


Рисунок 5.11 – Соціально-економічний збиток при роботі дизеля за дизельним та газодизельним циклами при русі містом, грн/100км

Соціально-економічний збиток для суспільства від переобладнання дизелів транспортних засобів на живлення стисненим природним газом за роботи дизеля за газодизельним циклом зменшиться від 16,5 % до 10 % на 100 км пробігу.

5.5 Висновки до розділу 5

1. За результатами аналізу результатів експериментальних досліджень та розрахованих масових видів шкідливих речовин визначено діапазон значень фази впорскування від 0° до 130° після ВМТ та встановлено доцільну фазу впорскування газу у всьому швидкісному діапазоні роботи дизеля Д-245.7 за роботи за газодизельним циклом. Для частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$ доцільною визначено фазу з кутом впорскування $\psi=40^\circ$ після ВМТ, а для частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ – $\psi=30^\circ$ після ВМТ.

2. Отримано поліноміальні коефіцієнти для розрахунку на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклом. За допомогою F -критерію Фішера підтверджено адекватність використаних в математичній моделі поліноміальних

моделей.

3. Адекватність уточненої математичної моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, підтверджено шляхом порівняння результатів розрахунків з результатами проведених дорожніх випробувань вантажного автомобіля ГАЗ-3309 при русі в режимах міського їздового циклу.

Результати розрахунків на математичній моделі руху вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, засвідчили зниження сумарних масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами за цикл за роботи за газодизельним циклом на 16,46% без вантажу та 10,14% за повного завантаження вантажного автомобіля, в порівнянні з роботою дизеля за дизельним циклом. Витрата палива в тепловому еквіваленті за частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$ однакова, як за роботи за дизельним, так і за газодизельним циклом. За частот обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n_d=1900 \text{ хв}^{-1}$ витрата палива в тепловому еквіваленті за газодизельним циклом дещо вища.

4. Економічний розрахунок витрат на паливо за добу та термін окупності переобладнання дизеля для роботи за газодизельним циклом за різних значень добового пробігу та маси вантажу засвідчили економічну доцільність переведення дизелів транспортних засобів на живлення стисненим природним газом в умовах експлуатації. Соціально-економічний збиток для суспільства від переобладнання дизелів транспортних засобів на живлення стисненим природним за роботи дизеля за газодизельним циклом зменшиться від 16,5 % до 10 % на 100 км пробігу.

ВИСНОВКИ

1. За результатами аналізу існуючих досліджень встановлено, що найбільш ефективним напрямом зменшення використання ДП дизелями є його часткове заміщення СПГ при переведенні дизелів у газодизелі.

2. Розроблено універсальну МПСЖ дизелів, яка забезпечує роботу дизелів як за дизельним, так і за газодизельним циклами. Особливістю розробленої системи є використання мікропроцесорного блоку керування, можливість встановлювати на різні дизелі з механічними ПНВТ, розподільне дозоване впорскування газового палива та фазове регулювання подачі СПГ до циліндрів дизеля.

Здійснено випробування та налаштування параметрів МПСЖ, зокрема, ПІД-регулятора газоподачі. Визначено найбільш вдалим типом регулятора ПІ-регулятор з коефіцієнтом пропорційної складової $K_p=0,25$ та коефіцієнтом інтегральної складової $K_i=0,00001$, оскільки він виконує необхідні умови регулювання у всьому діапазоні частоти обертання колінчастого вала дизеля.

3. Експериментальними дослідженнями підтверджено роботоздатність розробленої МПСЖ та встановлено, що за роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклом його енергетичні показники майже не змінюються.

Встановлено, що зміна фази впорскування газового палива ψ до впускного колектору дизеля впливає на показники дизеля, зокрема, екологічні. За результатами аналізу результатів експериментальних досліджень та розрахованих масових викидів ШР встановлено доцільну фазу впорскування газу у всьому швидкісному діапазоні роботи дизеля Д 245.7 за роботи за газодизельним циклом. Зокрема, доцільною визначено фазу з кутом впорскування $\psi=40^\circ$ після ВМТ за частоти обертання КВ $n_d=1300 \text{ хв}^{-1}$ та $\psi=30^\circ$ після ВМТ за частоти обертання КВ $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$.

4. Запальна доза ДП за результатами стендових досліджень в середньому складає від 21% до 26%, за результатами дорожніх випробувань – 20%-25%. Проведені дослідження показали поліпшення екологічних показників

дизеля, зокрема, за роботи дизеля за газодизельним циклом значно знижується димність ВГ.

5. Уточнено математичну модель руху вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, згідно обраного міського їздового циклу з урахуванням особливостей роботи дизеля за дизельним та газодизельним циклами.

6. За результатами розрахунків на математичній моделі руху вантажного автомобіля встановлено, що при переведенні дизелів транспортних засобів на живлення стисненим природним газом можна очікувати на зменшення сумарних масових викидів приведених до викидів оксиду вуглецю від 16,46 % до 10,14 %. Витрата палива дизеля в тепловому еквіваленті майже не змінюється за роботи за дизельним та газодизельними циклами. Адекватність математичної моделі перевірена за F -критерієм Фішера.

7. Проведено дорожні випробування на відрізку шляху 1000 м на вантажному автомобілі ГАЗ-3309 з дизелем Д 245.7 з експериментальною мікропроцесорною системою живлення, що працює за дизельним та газодизельним циклами, які підтвердили роботоздатність системи. Запальна доза ДП під час проведення дорожніх випробувань склала 25%.

8. В результаті виконаного розрахунку економічної доцільності переведення дизелів транспортних засобів у газодизелі встановлено, що витрати на паливо за роботи дизеля за газодизельним циклом в середньому зменшуються на 43,27%. Термін окупності такого переведення за денного пробігу в 200 км та повної маси вантажу складає 221 день. Соціально-економічний збиток для населення при переведенні дизеля в газодизель зменшиться на 10-16,5 %.

9. Результати дисертаційної роботи впроваджено в ТОВ „АвтоГазГлобал” та компанією-перевізником ТОВ „ЛКО”, а також використовуються в освітньому процесі Національного транспортного університету при підготовці фахівців за спеціальностями: «Галузеве машинобудування», «Автомобільний транспорт» та «Енергетичне машинобудування».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Number of passenger cars and commercial vehicles in use worldwide from 2006 to 2015 in (1,000 units) [Електронний ресурс] // Statista: [сайт]. [2015]. URL: <https://www.statista.com/statistics/281134/number-of-vehicles-in-use-worldwide/>.
2. Statistical Review of World Energy June 2017 [Електронний ресурс] // BP Global: [сайт]. [2017]. URL: https://www.bp.com/content/dam/bp-country/de_ch/PDF/bp-statistical-review-of-world-energy-2017-full-report.pdf.
3. INTERNATIONAL ENERGY STATISTICS [Електронний ресурс] // Energy International Agency: [сайт]. [2017]. URL: https://www.eia.gov/beta/international/rankings/#?product=57-6&cy=2017&pid=57&aid=6&tl_id=6-A&tl_type=a&v=B.
4. Канило П.М. Автомобиль и окружающая среда / П.М. Канило, И.С. Бей, А.И. Ровенский. – Х.: Прапор, 2000. – 304 с.
5. Книш Ю.В. Шляхи зменшення шкідливих викидів автотранспорту у навколишнє середовище / Ю. В. Книш, М.Л. Копій // Науковий вісник НЛТУ України. – 2014. – № 24.3. – С. 81–86.
6. Звонов В.А. Образование загрязнений в процессе сгорания / В.А. Звонов. – Луганск: Издательство Восточнoукраинского государственного университета, 1998. – 126 с.
7. Ковтун Г.О. Альтернативні моторні палива / Г.О. Ковтун // Вісник Національної Академії Наук України. – 2005. – № 2. – С. 19–27.
8. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов. – Х: Новое слово, 2007. – 452 с. – ISBN 978-966-2046-05-2.
9. Лютко В. Застосування альтернативних палив у дизельних двигунах / В. Лютко. – Івано-Франківськ, 2000. – 238 с.
10. Chunde Yao, C.S. Cheung, Chuanhui Cheng, Yinshan Wang, T.L. Chan, S.C. Lee, «Effect of Diesel/methanol compound combustion on Diesel engine

combustion and emissions,» *Energy Conversion & Management*, т. 49, pp. 1696-1704, 2008.

11. G. Najafi and T.Y. Yusaf, «Experimental investigation of using methanol-diesel blended fuels in diesel engine,» в *Fourth International Conference on Thermal Engineering: Theory and Applications*, Abu Dhabi, 2009.

12. Andrzej Kowaliwicz, Zbigniew Pajaczek, «Dual fuel engine fuelled with ethanol and diesel fuel,» *Journal of KONES International Combustion Engines*, т. 10, № 1-2, 2003.

13. Atilla Bilgin, Orhan Durgun & Zehra Sahin, «The effects of diesel-ethanol blends on diesel engine performance,» *Energy Sources*, т. 24:5, pp. 431-440, 2002.

14. R. Parthasarathi, S. Gowri and C.G. Saravanan, «Effects of ethanol-diesel emulsions on the performance, combustion and emission characteristics of DI diesel engine,» *American Journal of Applied Sciences*, т. 11, pp. 592-600, 2014.

15. Терентьев Г.А. Производство альтернативных моторных топлив и их применение на автомобильном транспорте / Г.А. Терентьев, В.М. Тюков, Ф.В. Смаль. – М.: ЦНИИТЭнефтехим. – 1985. – 88 с.

16. Лютко В. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Лютко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян.- М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.

17. S. R. Premkartikkumar, «Influence of oxygen enriched hydrogen gas as a combustion catalyst in a DI diesel engine operating with varying injection time of a diesel fuel,» *Royal Society of Chemistry Advances*, т. 5, pp. 30583-30591, 2015.

18. R. Senthil Kumar, M. Loganathan, E. James Gunasekaran, «Performance, emission and combustion characteristics of CI engine fuelled with hydrogen,» *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, т. 4, № 2, pp. 377-387, 2015.

19. Yasin Karagoz, Tarkan Sandalci, Levent Yuksek, Ahmet Selim Dalkilic and Somchai Wongwises, «Effect of hydrogen-diesel dual-fuel usage on performance, emissions and diesel combustion in diesel engines,» *Advances in Mechanical Engineering*, т. 8, pp. 1-13, 2016.

20. Midnat Talibi, Paul Hellier, Ramanarayanan Balachandran, Nicos Ladommatis «Effect of hydrogen-diesel fuel co-combustion on exhaust emissions with verification using an in-cylinder gas sampling technique,» *International Journal of Hydrogen Energy*, т. 39, pp. 15088-15102, 2014.
21. A. Cernat, C.Pana, N. Negurescu, C. Nutu, I. Mirica, D. Fuiiorescu, «Effect of hydrogen use in diesel engine performance,» в *20th Innovative Manufacturing Engineering and Energy Conference (IManEE 2016)*, 2016.
22. Chinnathambi Dhanasekaran, Gabrielael Mohankumar, «Hydrogen Gas as a Fuel in Direct Injection Diesel Engine,» *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, т. 97, № 2, pp. 157-162, 2016
23. R. Adnan, H.H. Masjuki, T.M.I. Mahlia, «An experimental investigation of unmodified DI diesel engine with hydrogen addition,» в *3rd International Conference on Energy and Environment (ICEE 2009)*, Malacca, 2009.
24. Болдырев И.В, О возможности радикального совершенствования экологического состояния воздушного бассейна больших городов на базе перехода к новому альтернативному топливу – диметиловому эфиру / И.В. Болдырев, Т.Н. Смирнова // *Двигателестроение*. – 1997.
25. Грачев А. Ю. Разработка системы питания дизеля для автомобиля, использующего в качестве основного топлива диметиловый эфир: дис. ... кандидат техн. наук: 05.04.02 / Грачев Александр Юревич. – М., 2008, – 165 с.
26. Марков В. А. Работа дизеля на нетрадиционных топливах [Учебное пособие] / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов и др. – М.: Изд-во “Легион-Автодата”, 2008. – 464 с.
27. Горохов Д. Г. Перспективы производства и потребления биодизельного топлива из жиров животного происхождения / Д. Г. Горохов, М. И. Бабурина, А. Н. Иванкин // *Мясная индустрия*. – 2009. – № 7. – С. 62–63.
28. Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого біопалива України / Г. М. Забарний, С. О. Кудря, Г. Г. Кондратюк, Г. О. Четверик. – К.: Інститут відновлюваної енергетики НАН України. Відділ відновлюваних органічних енергоносіїв, 2006. – 226 с.

29. Семенов В. Г. Производство биодизельного топлива из липидов микроводорослей / В. Г. Семенов, П. Я. Чернов // Масла и жиры. – 2008. – № 11 (39). – С. 16 – 17.
30. Павловський М. В. Поліпшення паливної економічності та екологічних показників дизеля при використанні біодизельних палив: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.22.20 / М.В. Павловский. – К., 2012. – 20 с.
31. Марков В. А. Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях [Монография] / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов и др. – М.: ООО НИЦ “Инженер” (Союз НИО), ООО “Онико-М”, 2011. – 536 с.
32. Сімоненко В. В. Поліпшення екологічних показників міських автобусів використанням дизельного біопалива: дис.. кандидат техн. наук: 05.22.20 / В. В. Сімоненко. – К.: НТУ, 2016. – 195 с.
33. Ковбасенко С.В. Перспективи виробництва і використання біодизельного палива в Україні / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // Вісник Національного транспортного університету. – К: НТУ, 2007. – Випуск 15. – частина 2. – С.28 – 31.
34. Ковбасенко С.В. Перспективи заміни традиційних палив в Україні / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // *Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojednych, zarządzanie i marketing w motoryzacji*. Sakon’08. Rzeszów: Zakład pojazdów samochodowych i silników spalinowych. 2008. pp. 187-192.
35. Корпач А. О. Проблеми використання біодизельного палива в автомобільних двигунах / А. О. Корпач, О. О. Левківський, О. А. Корпач // Вісник Національного транспортного університету. – Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2010. – №2(53). – С. 71 – 73.
36. Shahidi F. Bailey's industrial oil and fat products, 6 volume set / F. Shahidi. – Wiley-Interscience, 2005. – 3616 p
37. Уханов А. П. Рапсовое биотопливо / А. П. Уханов, В. А. Рачкин, Д. А. Уханов. – Пенза: РИО ПГСХА, 2008. – 229 с.

38. Ціни на ріпакову та соєву олію отримали нові чинники підтримки [Електронний ресурс] // Електронна зернова біржа України [сайт]. [2019]. URL: <https://graintrade.com.ua/novosti/tcini-na-ripakovu-ta-soevu-oliyu-otrimali-novi-chinniki-pidtrimki.html>
39. Ціни на бензин, дизпаливо, газ на АЗС України / Мінфін. [сайт]. URL: <https://index.minfin.com.ua/ua/markets/fuel/>
40. Ковбасенко С.В. Тенденції розвитку двигунів і трансмісій дорожньо-будівельних машин / С.В. Ковбасенко, А.В. Голик, В.В. Колесніков // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.:НТУ , 2016.
41. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с
42. Голик А.В. Розширення паливної бази ДВЗ використанням газодизельного циклу / А.В. Голик, С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко // XV Міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів // Тези доповідей. - К.: КПІ, 2017.
43. Ковбасенко С.В. Можливості застосування природного газу двигунами дорожніх транспортних засобів / С.В. Ковбасенко, А.В. Голик // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2017.
44. «Natural gas - proved reserves - World,» 2017. [Електронний ресурс].// Index mundi [сайт]. [2017]. URL: <https://www.indexmundi.com/map/?v=98>.
45. «Ukraine natural gas production,» 2018 [Електронний ресурс].// Association of Gas Producers of Ukraine [сайт]. [2018]. URL: agpu.org.ua/upload/files/10154151474411.pdf.
46. Ковбасенко С. Перспективи використання природного газу дизелями транспортних засобів в Україні/ С.Ковбасенко, М.Назаренко, В.Петренко,

А.Голик// Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monographia nr 7 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszywska im. Ignacego Łukasiewicza. –Rzeszów : 2016. –С. 159–164

47. Хачиян А. С. Использование природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта / А. С. Хачиян // Двигателестроение.-2002.-№1. с.34-36.

48. Тер-Мкртчян Г.Г. Конвертация дизеля в газовый двигатель [Электронный ресурс] // science-education.ru: [сайт]. [2014]. URL: <https://www.science-education.ru/ru/article/view?id=14894>.

49. Ковбасенко С. Переобладнання дизеля в газодизель, як можливість розширення паливної бази автомобільного транспорту/ С.Ковбасенко, В.Петренко, С.Гутаревич, А.Голик// Вісник. Науково-технічний збірник №1 (37). Серія «Технічні науки». НТУ. – К: 2017. – с.154-160.

50. Автомобілі з бензогазовими двигунами і газодизелями : особливості конструкції і технічного обслуговування / [К. Є. Долганов та ін.]. - К. : Техніка, 1991. - 128 с.

51. К.Є.Долганов, С.А.Ковалев, В.В.Кухтик Переоборудование дизелей ЯМЗ в газодизели // Автошляховик України. – 1993. - №2. – С.13-16.

52. Дикий М.О., Петренко В.Г. Яковенко М.І. Переобладнання транспортних засобів та сільськогосподарської техніки з двигунами ЯМЗ для роботи за газодизельним циклом // Шостий міжнародний бізнес форум та виставка «Світ стиснених і зріджених газів-2006» (24 – 26 травня 2006 р. м. Київ, Офіційний каталог К.: ГАУ, 2006. С.8-10.

53. Поляков А.П., Маріянко Б.С. Дослідження впливу на показники газодизеля вдосконалення системи живлення застосуванням газовипускного пристрою // Наукові праці ВНТУ. – 2014. -№2.

54. Дикий М.О., Петренко В.Г., Коваленко О.О. Газодизельна система живлення автомобільних і тракторних двигунів ГД-КП // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2009. – Випуск 19. С. 130-135.

55. М.О. Дикий, В.Г. Петренко, А.С. Соломаха, В.В. Рябов, Є.В. Устименко Газодизельна система живлення автомобільного двигуна з мікропроцесорним керуванням // Наукові нотатки (Міжвузівський збірник). – 2011. – Випуск 31. – с.120-123.

56. Грицук И.В. Улучшение топливной экономичности транспортного дизеля путем конвертации его в газодизель / И. В. Грицук, Д. С. Адров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С. 88-90.

57. Пилипенко О.М. Розробка системи живлення перспективного дизеля для роботи на біогазі / О.М. Пилипенко, І.А. Шльончак // Вестник ХНАДУ. – 2016. – вып. 74. – С. 88-93.

58. Кухтик В. В. Уменьшение расхода жидкого топлива и дымности отработавших газов переоборудованием автомобильного дизеля в газодизель: дис. канд. техн. наук – К: УТУ, 1997. – 345 с.

59. «Bosch dual-fuel – future of diesel engines. // gazeo.com: [сайт]. [2014]. URL: <http://gazeo.com/automotive/technology/Bosch-Dual-Fuel-future-of-diesel-engines,article,7831.html>.

60. Solaris diesel dual fuel. // <http://fuelfusion.pl/>: [сайт]. URL: <http://www.solarisdiesel.eu/ru/solaris-diesel-dual-fuel-3/>.

61. Valtra dual fuel tractors – The natural choice <http://valtra.com>: [сайт]. URL: www.valtra.com/dual-fuel.aspx

62. Lazdirenzo diesel dual fuel (DDF). Brochure: // <https://landirenzo.com/>: [сайт]. URL: <https://landirenzo.com/sites/default/files/gamma-ddf-en.pdf>

63. Dual-fuel Retrofit Kit Coming for CAT 785C: // <http://www.ngvglobal.com>: [сайт]. URL: <http://www.ngvglobal.com/blog/dual-fuel-retrofit-kit-coming-cat-785c-1103>.

64. Dynamic Gas Blending. // <https://www.cat.com>: [сайт]. URL: https://www.cat.com/en_US/support/operations/technology/dynamic-gas-blending.html.

65. The Development of an Electronic Control Unit for a High Pressure Common Rail Diesel/Natural Gas Dual-Fuel Engine // <https://www.researchgate.net> [сайт]. URL: <https://www.researchgate.net/publication/271446895>.

66. Назаренко М.Б. Покращення екологічних показників КТЗ переобладнанням дизелів в газодизелі в умовах експлуатації: дис.канд. техн. наук – К: НТУ, 2009

67. Ковбасенко С.В. Визначення раціональних ПД-параметрів регулятора газодизельної мікропроцесорної системи живлення / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик, С.Ю. Гутаревич // Автошляховик України. Науково-технічний збірник. – К. , ДП «ДержавтотрансНДІпроект» 2017.

68. Ковбасенко С.В. Розробка та дослідження мікропроцесорної системи живлення дизеля, що працює за газодизельним циклом / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик, Соломаха А.С., Устименко Є.В. // Вчені записки Таврійського національного університету ім. В.І. Вернадського. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. , ТНУ 2018. – Том 29 (68) № 1.

69. Патент 128733 UA, МПК **F24D 19/08** (2006.01) Система живлення газодизельного двигуна / Варламов Г.Б., Барабаш П.О., Петренко В.Г., Соломаха А.С., Голик А.В., Устименко Є.В.; заявник Національний технічний університет України "Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського". – № u201802343; заявл. 07.03.2018; опубл. 10.10.2018, Бюл. № 19, 2018р.

70. Ковбасенко С. Створення та налаштування мікропроцесорної системи живлення дизеля, що працює за газодизельним циклом/ С.Ковбасенко, В.Петренко А.Голик// Вісник. Науково-технічний збірник №1 (38). Серія «Технічні науки». НТУ. – К: 2018.

71. Правила ЄЕК ООН 48 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязняющих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей. - 01.01.03.- К.: Держстандарт України, 2003. - 270 с.

72. Council Directive 88/77/EEC of 3 December 1987 on the approximation of the laws of the Member States relating to the measures to be taken against the emission of gaseous pollutants from diesel engines for use in vehicles. OJ L 36, 9.2.1988.

73. Единообразные предписания, касающиеся подлежащих принятию мер по ограничению выбросов загрязняющих газообразных веществ и твердых частиц из двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для использования на транспортных средствах, а также выбросов загрязняющих газообразных веществ из двигателей с принудительным зажиганием, работающих на природном газе или сжиженном нефтяном газе и предназначенных для использования на транспортных средствах // Добавление 48: Правила № 49 // E/ECE/TRANS/505/ Rev.1/Add.48/Rev.4

74. Directive 1999/96/EC of the European Parliament and of the Council of 13 December 1999 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles and amending Council Directive 88/77/EEC. OJ L 44, 16.2.2000.

75. ГОСТ 20306 – 90 „Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний.”

76. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств с двигателями с принудительным зажиганием или с двигателями с воспламенением от сжатия в отношении выделения двигателем загрязняющих газообразных веществ - метод измерения мощности двигателей с принудительным зажиганием, метод измерения расхода топлива транспортными средствами // Правила № 15 // E/ECE/TRANS/505/ Rev.1/Add.14.

77. Ковбасенко С. До питання дослідження показників руху легкових та вантажних автомобілів за їзовими циклами за допомогою математичних

моделей / С. Ковбасенко, О. Андрюхіна, С. Гутаревич// Вісник. Серія «Технічні науки». НТУ. – К: 2012. – с.221-225.

78. Гутаревич Ю. Математична модель руху автобуса з дизелем в режимах міського їздового циклу при роботі на традиційному та біодизельних паливах / Ю. Гутаревич, С. Ковбасенко, В. Сімоненко // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monografia nr 4 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Jukasiewicza. – Rzeszyw : 2013. – С. 231–238. – ISBN 978-83-7199-878-3.

79. Левківський О.О. Поліпшення паливної економічності і екологічних показників вантажних автомобілів при використанні біодизельного палива: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.22.20 / О. О. Левківський. – К.: НТУ, 2013. – 20 с.

80. Ковбасенко С. Показники дизелів дорожніх транспортних засобів з газодизельною мікропроцесорною системою живлення/ С.Ковбасенко, В.Петренко, А.Голик, В.Сімоненко, Є.Устименко // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monografia nr 8 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza. –Rzeszów : 2018.

81. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Автомобили и тракторы" / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – Машиностроение, 1984. – 376 с.

82. Гутаревич Ю. Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: дис. доктора техн. наук: 05.22.10, 05.04.02 / Гутаревич Юрий Федосеевич. – К., 1985. – 538 с.

83. Енергозбереження. Методи вимірювання і розрахунку теплоти згорання палива: ДСТУ 3581-97 (ГОСТ 30517-97). – 29с.

84. Паливо дизельне Євро. Технічні умови: ДСТУ 7588:2015. – 18с.

85. Природний газ. Обчислення теплоти згорання, густини, відносної густини і числа Воббена основі компонентного складу: ДСТУ ISO 6976:2009.

86. Гутаревич Ю.Ф. Защита окружающей среды от вредных выбросов автомобильного транспорта: учеб. пособие / Ю. Ф. Гутаревич, А. Г. Говорун, А. И. Ковалев. – К.: УМК ВО при Минвузе УССР, 1989. – 128 с.

87. ДСТУ 4276:2004. „Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями”

88. ГАЗ-3307, 3309. Двигатели: Д: ММЗ Д-245.7 Е2 (4,75 л); Б: ЗМЗ-513 (4,25 л): Руководство по ремонту, эксплуатации и техническому обслуживанию. 188 с. ТД Русские машины ГАЗ ИД Третий Рим, 2007 г.

89. Ковбасенко С.В. Випробування вантажного автомобіля з розробленою газодизельною мікропроцесорною системою живлення / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2018.

90. Ковбасенко С.В. Исследование показателей грузового автомобиля с дизелем работающим по газодизельному циклу // С.В. Ковбасенко, А.В. Голик // Наука – образованию, производству, экономике. Материалы Международной научно-технической конференции. // В 4 томах. Том 3, - Минск: БНТУ, 2019.

91. В.Г. Петренко, С.В. Ковбасенко, П.О. Барабаш, А.С. Соломаха, А.В. Голик / Дослідження впливу фази впорскування газового палива на показники газодизеля // Наукові нотатки (Міжвузівський збірник). – 2018

92. Рафалес–Ламарка Э. Э. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Рафалес–Ламарка Э. Э., Николаев В. Г. – К.: Наукова думка, 1971. – 119 с.

93. Голик А.В. Математична модель руху вантажного автомобіля за роботи його двигуна за дизельним та газодизельним циклами/ А.В. Голик // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2019.

94. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Граковский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
95. Зедгинадзе И. Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем / Зедгинадзе И. Г. – М.: Наука, 1976. – 390 с.
96. Ціна на стиснений природний газ / НафтоГаз [сайт]. URL: <http://ukravgaz.com/news/cina-1794-grnm3-z-01-lyutogo-2019.html>
97. Чисельність населення (за оцінкою) на 1 жовтня 2019 року та середня чисельність у січні–вересні 2019 року/ Головне управління статистики у місті Києві [сайт]. URL: <http://www.kiev.ukrstat.gov.ua/p.php3?c=1123&lang=1>

ДОДАТОК А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА
ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у наукових фахових виданнях України.

1. Ковбасенко С. Переобладнання дизеля в газодизель, як можливість розширення паливної бази автомобільного транспорту/ С.Ковбасенко, В.Петренко, С.Гутаревич, А.Голик// Вісник. Науково-технічний збірник №1 (37). Серія «Технічні науки». НТУ. – К: 2017. – с.154-160.
2. Ковбасенко С. Створення та налаштування мікропроцесорної системи живлення дизеля, що працює за газодизельним циклом/ С.Ковбасенко, В.Петренко А.Голик// Вісник. Науково-технічний збірник №1 (38). Серія «Технічні науки». НТУ. – К: 2018. – с.54-65.
3. Ковбасенко С.В. Визначення раціональних ПІД-параметрів регулятора газодизельної мікропроцесорної системи живлення / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик, С.Ю. Гутаревич // Автошляховик України. Науково-технічний збірник. – К. , ДП «ДержавтотрансНДІпроект» 2018. – с.14-20.
4. Ковбасенко С.В. Розробка та дослідження мікропроцесорної системи живлення дизеля, що працює за газодизельним циклом / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик та інші // Вчені записки Таврійського національного університету ім. В.І. Вернадського. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. ,ТНУ 2018. – Том 29 (68) № 1. – с.96-102.
5. В.Г. Петренко, С.В. Ковбасенко, П.О. Барабаш, А.С. Соломаха, А.В. Голик / Дослідження впливу фази впорскування газового палива на показники газодизеля // Наукові нотатки (Міжвузівський збірник). – 2018. – с.185-189.
6. Ковбасенко С.В. Дослідження показників вантажного автомобіля з дизелем, що працює за дизельним та газодизельним циклами, за допомогою математичної моделі / С.В. Ковбасенко, А.В. Голик, С.Ю. Гутаревич //

Автошляховик України. Науково-технічний збірник. – К., ДП «ДержавтотрансНДІпроект» №1(261) 2020. – с. 14-19.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав.

7. Ковбасенко С. Перспективи використання природного газу дизелями транспортних засобів в Україні/ С.Ковбасенко, М.Назаренко, В.Петренко, А.Голик// *Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monographia nr 7 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszywska im. Ignacego Łukasiewicza. –Rzeszów : 2016. –С. 159–164.*

8. Ковбасенко С. Показники дизелів дорожніх транспортних засобів з газодизельною мікропроцесорною системою живлення/ С.Ковбасенко, В.Петренко, А.Голик, В.Сімоненко, Є.Устименко // *Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monographia nr 8 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszywska im. Ignacego Łukasiewicza. –Rzeszów : 2018. – с.31-40.*

Публікації апробаційного характеру.

9. Ковбасенко С.В. Тенденції розвитку двигунів і трансмісій дорожньо-будівельних машин / С.В. Ковбасенко, А.В. Голик, В.В. Колесніков // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2016. – с.20.

10. Голик А.В. Розширення паливної бази ДВЗ використанням газодизельного циклу / А.В. Голик, С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко // XV Міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів // Тези доповідей. - К.: КПІ, 2017. - с.125.

11. Ковбасенко С.В. Можливості застосування природного газу двигунами дорожніх транспортних засобів / С.В. Ковбасенко, А.В. Голик // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, //

студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2017. – с.18.

12. Ковбасенко С.В. Випробування вантажного автомобіля з розробленою газодизельною мікропроцесорною системою живлення / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2018. – с.16.

13. Ковбасенко С.В. Показники дизелів дорожніх транспортних засобів з газодизельною мікропроцесорною системою живлення / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик, В.В. Сімоненко, Є.В. Устименко // міжнародна наукова конференція «Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojednych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji» «SAKON 18». – Жешув, Польща, 2018. –с.4.

14. Голик А.В. Математична модель руху вантажного автомобіля за роботи його двигуна за дизельним та газодизельним циклами/ А.В. Голик // науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2019. – с.21.

15. Ковбасенко С.В. Исследование показателей грузового автомобиля с дизелем работающим по газодизельному циклу // С.В. Ковбасенко, А.В. Голик // Наука – образованию, производству, экономике. Материалы Международной научно-технической конференции. // В 4 томах. Том 3, - Минск: БНТУ, 2019. – с.70.

Патенти на корисну модель

16. Патент 128733 UA, МПК F24D 19/08 (2006.01) Система живлення газодизельного двигуна / Варламов Г.Б., Барабаш П.О., Петренко В.Г., Соломаха А.С., Голик А.В., Устименко Є.В.; заявник Національний технічний університет України "Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського". – № u201802343; заявл. 07.03.2018; опубл. 10.10.2018, Бюл. № 19, 2018р.

ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ





МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **128733** (13) **U**

(51) МПК

F24D 19/08 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2018 02343	(72) Винахідник(и): Варламов Геннадій Борисович (UA), Барабаш Петро Олексійович (UA), Петренко Валерій Георгійович (UA), Соломаха Андрій Сергійович (UA), Голик Андрій Віталійович (UA), Устименко Євген Вікторович (UA)
(22) Дата подання заявки: 07.03.2018	
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.10.2018	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.10.2018, Бюл.№ 19	
	(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ "КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО", просп. Перемоги, 37, м. Київ-56, 03056 (UA)

(54) СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

(57) Реферат:

Система живлення газодизельного двигуна включає паливний насос високого тиску, форсунки подачі рідкого і газового палива, кроковий двигун, блок підготовки газу, бак рідкого палива і газовий балон. Вона додатково оснащена електронним блоком для регулювання подачі рідкого і газового палива з можливістю перепрограмування впливу окремих факторів на режим роботи системи живлення, кроковий двигун пов'язаний з важелем паливного насоса зупинки дизеля, а подача газового палива здійснюється за допомогою індивідуальних форсунок до кожного циліндра дизеля.

UA 128733 U

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

АВТОГАЗ
ГЛОБАЛТОВ "ГЛОБАЛ АВТО ГАЗ"
08132, Київська обл., Києво-Святошинський р-н,
м. Вишневе, вул. В. Чорновола, буд. 39
+38 044 502 46 15
info@autogas.in.ua

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи Голика А.В. на
тему «Поліпшення показників транспортних засобів при переведенні
дизелів у газодизелі удосконаленням системи живлення»

Результати досліджень, отримані під час виконання дисертаційної роботи Голика А.В. на тему «Поліпшення показників транспортних засобів при переведенні дизелів у газодизелі удосконаленням системи живлення», можуть бути використанні на етапі перевірки доцільності переобладнання транспортного засобу з дизелями та визначити оптимальні параметри налаштування газового обладнання для поліпшення паливно-економічних та екологічних показників.

Практичну цінність результатів, отриманих в дисертаційній роботі, складають:

- експериментальні залежності зміни паливно-економічних, енергетичних та екологічних показників дизелів транспортних засобів при роботі на традиційному дизельному паливі та стисненому природному газі за різних фаз впорскування газового палива;
- рекомендації щодо пошуку та вибору доцільної фази впорскування газового палива при роботі дизеля за різних режимів роботи.

Основні положення та результати досліджень дисертаційної роботи Голика А.В. прийняті до використання ТОВ «Глобал Авто Газ» та застосовуються при вирішенні питань переведення транспортних засобів на живлення стисненим природним газом.

Директор
ТОВ «Глобал Авто Газ»



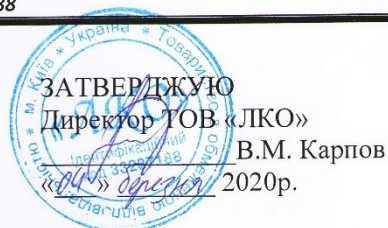
М.І. Яковенко

**Товариство з обмеженою відповідальністю
«Л К О»**

Україна, м. Київ, 03062, вул. Експлуаторна, 35, ☎: 207-43-10

Р/р 26000582203 в АТ "РАЙФФАЙЗЕН БАНК АВАЛЬ" м. Київ, МФО 380805,

Код ЄДРПОУ 33237188



ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи Голика А.В. на тему
«Поліпшення показників транспортних засобів при переведенні дизелів у
газодизелі удосконаленням системи живлення»

Однією з альтернатив традиційному моторному паливу є стиснений природний газ, але детальних досліджень з врахуванням найбільш доцільного періоду подачі газового палива не проводились.

Результати, отримані в дисертаційній роботі Голика А.В. на тему «Поліпшення показників транспортних засобів при переведенні дизелів у газодизелі удосконаленням системи живлення», дозволяють визначити ефективність використання стисненого природного газу в дизелях транспортних засобів з точки зору поліпшення показників паливної економічності та зниження токсичності відпрацьованих газів.

Практичну цінність результатів, отриманих в дисертаційній роботі, складають:

- експериментальні залежності зміни паливно-економічних, енергетичних та екологічних показників дизелів транспортних засобів при роботі на традиційному дизельному паливі та стисненому природному газі за різних фаз впорскування газового палива;
- рекомендації щодо вибору доцільної фази впорскування газового палива в залежності від режиму роботи дизеля.

Основні положення та результати досліджень дисертаційної роботи Голика А.В. прийняті до використання ТОВ «ЛКО» та застосовуються при вирішенні питань переведення транспортних засобів, які знаходяться в експлуатації на підприємствах ТОВ «ЛКО», на живлення стисненим природним газом.

010074



УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, т.ф. +38 (044) 280 82 03, т. +38 (044) 280 87 65
 e-mail: general@ntu.edu.ua, код ЄДРПОУ 02070915

13.02.2020 № 446/02

на № _____

Довідка

про використання результатів дисертаційної роботи
Голика Андрія Віталійовича

Основні положення та результати дисертаційної роботи Голика А.В. «Поліпшення показників транспортних засобів при переведенні дизелів у газодизелі удосконалення системи живлення», представлені на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук, використовуються у освітньому процесі при підготовці фахівців за спеціальностями: «Галузеве машинобудування», «Автомобільний транспорт» та «Енергетичне машинобудування». Зокрема, під час вивчення дисциплін «Математичне моделювання технологічних процесів», «Використання альтернативних палив на ДТЗ» та інших використовуються:

- математична модель руху вантажного автомобіля за режимами міського їздового циклу згідно ГОСТ 20306-90 за роботи його двигуна за дизельним та газодизельним циклами;
- результати експериментальних досліджень дизеля Д-245 за роботи за дизельним та газодизельним циклами;
- результати дорожніх випробувань вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем Д-245 за роботи за дизельним та газодизельним циклами;
- дослідження впливу зміни фази впорскування газового палива на паливно-економічні, енергетичні та екологічні показники дизеля за роботи за газодизельним циклом.

Проректор з навчальної роботи,
 професор



О.К. Гришук

Фрагмент математичної моделі руху вантажного автомобіля з дизелем Д-245.7

Розгін вантажного автомобіля на 1 передачі

$t_{\text{Beg03}} := t_{02_m}$

$\phi_{v0} := \phi_{v02_m}$

$v_0 := V_{a02_m}$

$t_{\text{End03}} := t_{02_m} + \Delta t$

$$v'(t, v, \phi_v) := \frac{1}{\delta(j) \cdot m_{\text{np}}} \cdot \left[\frac{(\text{Me}(\text{nd}(v, j), \phi_v)) \cdot U_j \cdot U_r \cdot \eta_t}{r_d} - P_f(v) - P_i - P_w(v) \right]$$

$$\phi_{v'}'(t, v, \phi_v) := \begin{cases} \phi_{vz'} \leftarrow \phi_v + v \cdot v \cdot t \\ 100 & \text{if } (\phi_v > \phi_{v\text{max}} \wedge \phi_{vz'} > 0) \\ \phi_{vz'} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$y := \begin{pmatrix} v_0 \\ \phi_{v0} \end{pmatrix}$$

$$D(t, y) := \begin{pmatrix} v'(t, y_0, y_1) \\ \phi_{v'}'(t, y_0, y_1) \end{pmatrix}$$

$\underline{Y} := \text{Rkadapt}(y, t_{\text{Beg03}}, t_{\text{End03}}, m, D)$

$\underline{t}_{\text{Beg}} := t_{\text{Beg03}}$

$\underline{t}_{\text{End}} := t_{\text{End03}}$

$W := \begin{cases} k \leftarrow 0 \\ \text{while } |\text{nd}(\underline{Y}_{m,1,j}) - \text{npp}| > 0.1 \\ \quad \Delta n \leftarrow \text{nd}(\underline{Y}_{m,1,j}) - \text{npp} \\ \quad t_{\text{End}} \leftarrow t_{\text{End}} + \frac{\Delta t}{2^k} \\ \quad Y \leftarrow \text{Rkadapt}(y, t_{\text{Beg}}, t_{\text{End}}, m, D) \\ \quad \text{if } \frac{\Delta n}{|\Delta n|} + \frac{\text{nd}(\underline{Y}_{m,1,j}) - \text{npp}}{|\text{nd}(\underline{Y}_{m,1,j}) - \text{npp}|} = 0 \\ \quad \quad t_{\text{End}} \leftarrow t_{\text{End}} - \frac{\Delta t}{2^k} \\ \quad \quad k \leftarrow k + 1 \\ \quad \quad Y \leftarrow \text{Rkadapt}(y, t_{\text{Beg}}, t_{\text{End}}, m, D) \end{cases}$

$\underline{Y}$

Продовження додатку Г

$$t03 := W^{\langle 0 \rangle}$$

$$n03 := nd(W^{\langle 1 \rangle}, j)$$

$$Va03 := W^{\langle 1 \rangle}$$

$$\phi v03_i := \phi v(\phi v0, t03_i - tBeg03)$$

$$Me03_i := Me(n03_i, \phi v03_i)$$

$$Mm03_i := Mm(n03_i)$$

$$Gpald03_i := Gpald(n03_i, Me03_i)$$

$$CO03_i := CO(n03_i, Me03_i)$$

$$NOx03_i := NOx(n03_i, Me03_i)$$

$$Gpalgd03_i := Gpalgd(n03_i, Me03_i)$$

$$CH03_i := CH(n03_i, Me03_i)$$

$$N03_i := N(n03_i, Me03_i)$$

$$Gpov03_i := Gpov(n03_i, Me03_i)$$

$$\underline{S} := S + INT(t03, Va03)$$

$$S03 := S$$

$$Gpald\Sigma03 := \frac{INT(t03, Gpald03)}{3600}$$

$$Gpalgd\Sigma03 := \frac{INT(t03, Gpalgd03)}{3600}$$

$$Gpov\Sigma03 := \frac{INT(t03, Gpov03)}{3600}$$

$$\underline{Kd} := \frac{Gpald\Sigma03}{Gpald\Sigma03 + Gpalgd\Sigma03}$$

$$\underline{Kgd} := 1 - Kd$$

$$Mvg\Sigma03 := ad \cdot (bd \cdot Gpald\Sigma03 + Kd \cdot Gpov\Sigma03) + agd \cdot (bgd \cdot Gpalgd\Sigma03 + Kgd \cdot Gpov\Sigma03)$$

$$Vvg\Sigma03 := Mvg\Sigma03 \cdot 22.4$$

$$GCO\Sigma03 := MID(CO03) \cdot \mu_{CO} \cdot Mvg\Sigma03 \cdot 0.01$$

$$GCH\Sigma03 := MID(CH03) \cdot \mu_{CH} \cdot Mvg\Sigma03 \cdot 0.000001$$

Кінець додатку Г

$$GNOx\Sigma03 := MID(NOx03) \cdot \mu NOx \cdot Mvg\Sigma03 \cdot 0.000001$$

$$GC\Sigma03 := MID(C(N03)) \cdot Vvg\Sigma03 \cdot 0.001$$

$$Gpalgd\Sigma := Gpalgd\Sigma02 + Gpalgd\Sigma03$$

$$Gpald\Sigma := Gpald\Sigma02 + Gpald\Sigma03$$

$$Gpov\Sigma := Gpov\Sigma02 + Gpov\Sigma03$$

$$GCO\Sigma := GCO\Sigma02 + GCO\Sigma03$$

$$GCH\Sigma := GCH\Sigma02 + GCH\Sigma03$$

$$GNOx\Sigma := GNOx\Sigma02 + GNOx\Sigma03$$

$$GC\Sigma := GC\Sigma02 + GC\Sigma03$$