

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

на тему «Покращення паливної системи трактора при роботі

на важких та легких паливах»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Павленко М.Ю.

(ПІБ)

Виконав

Ковальчук Олег Ігорович

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**

(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Ковальчук Олег Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення паливної системи трактора при роботі на важких та легких паливах»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості системи паливоподачі дизельних двигунів внутрішнього згоряння, що використовуються для сільськогосподарських тракторів загального призначення

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1. Стан питання та завдання досліджень _____

2. Теоретичне обґрунтування вдосконалення паливної системи роботи трактора за газодизельним циклом _____

3. Удосконалення паливної системи для роботи за газодизельним циклом _____

4. Розрахунок витрати палива на один умовний еталонний гектар _____

5. Розрахунок економічної ефективності роботи трактора ХТЗ-150К-09, обладнаного системою подачі газоподібного палива _____

Висновки _____

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень. Теоретичні дослідження. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____

(підпис)

Павленко М.Ю.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Ковальчук О.І.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 65 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 22 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Покращення паливної системи трактора при роботі на важких та легких паливах».

Розроблено удосконалену паливну систему для роботи тракторних двигунів за газодизельним циклом, яка забезпечує як регулювання подачі газоподібного та дизельного палива залежно від навантаження трактора, так і збільшення часу роботи на одній заправці. Запропонований пристрій подачі природного газу із зовнішнім сумішоутворенням дозволяє підвищити коефіцієнт наповнення камери згоряння і тим самим збільшити потужність двигуна на 4%.

Проведеними розрахунками встановлено, що при максимальному навантаженні двигуна та заміщенні дизельного палива газовим на 65% витрата газоподібного палива становить 6,64 м³/год, а витрата дизельного – 3,26 кг/год.

Розрахунковий річний економічний ефект від впровадження запропонованої розробки за рахунок заміщення дизельного палива становить понад 105 тис. грн/рік на 1 трактор. Сумарна витрата палива (дизельне паливо + газ) знижується на 17,8% порівняно з витратою дизельного палива на один умовний еталонний гектар.

Ключові слова: газодизельний цикл; тракторний дизель; паливна система; природний газ; газоподібне паливо; дизельне паливо; зовнішнє сумішоутворення; коефіцієнт наповнення; економічний ефект; паливна економічність.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	7
1.1 Аналіз способів і систем подачі газомоторного палива.....	9
1.2 Основні класи газового обладнання.....	11
1.3 Конструктивні та експлуатаційні особливості застосування газодизельного циклу	25
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ РОБОТИ ТРАКТОРА ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ.....	28
2.1 Розрахунок параметрів роботи системи подачі газу в двигун	31
2.1.1 Розрахунок тиску в системі паливоподачі.....	32
2.1.2 Розрахунок газового змішувача.....	33
2.2 Удосконалення основних параметрів процесу подачі газу в двигун, що конвертований із дизеля в газодизель.....	39
РОЗДІЛ 3 УДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ РОБОТИ ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ.....	43
РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ВИТРАТИ ПАЛИВА НА ОДИН УМОВНИЙ ЕТАЛОННИЙ ГЕКТАР	54
РОЗДІЛ 5 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТРАКТОРА ХТЗ-150К-09, ОБЛАДНАНОГО СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ ГАЗОПОДІБНОГО ПАЛИВА.....	56
ВИСНОВКИ.....	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	62
ДОДАТКИ.....	64

ВСТУП

Сучасний агропромисловий комплекс є великим споживачем паливно-енергетичних ресурсів. Основним енергоносієм при виробництві сільськогосподарської продукції є дизельне паливо, оскільки саме воно використовується для всіх тракторних, комбайнових і більшості автомобільних двигунів [1].

В умовах зростаючого дефіциту видобутку нафти та нестабільної ціни на рідке вуглеводневе паливо однією з актуальних проблем сільського господарства є перехід на газомоторне паливо – природний газ (метан). Нині витрати на паливо досягають 50% у собівартості виробництва сільськогосподарської продукції, тому вдосконалення системи живлення тракторних дизелів для роботи на дешевшому паливі – природному газі – є одним із напрямів підвищення ефективності роботи машинно-тракторного парку в сільському господарстві [1].

Можливі два варіанти переведення дизелів на природний газ: переобладнання дизеля в газовий двигун з іскровим запалюванням; дообладнання дизельного двигуна газовою системою живлення для роботи за газодизельним циклом.

У першому випадку газовий двигун створюється на базі серійного двигуна шляхом значного доопрацювання: встановлення інших поршнів для зниження ступеня стиску до 11...12 одиниць, обробки отворів під форсунки для встановлення свічок запалювання, заміни дизельної паливної апаратури системою подачі стисненого природного газу, встановлення іскрової системи запалювання.

У цьому випадку двигун може працювати лише на газовому паливі, можливе використання бензину як резервного палива при аварійній або іншій ситуації, однак при цьому потрібне встановлення додаткової системи живлення двигуна бензином.

У другому випадку двигун працює за газодизельним циклом, при цьому в робочу камеру подається суміш повітря та газоподібного палива, а дизельне паливо подається у невеликому відсотковому співвідношенні для займання

газоповітряної суміші за допомогою стандартних форсунок і паливного насоса дизеля. Частка дизельного палива становить 30...50% його витрати при звичайному дизельному циклі. Газодизельний цикл також має перевагу в тому, що при нестачі газового палива двигун легко можна перевести на дизельний цикл.

У сформованих умовах, коли витрати на переобладнання мають бути мінімальними, найбільш простим і прийнятним для сільського господарства способом переведення дизелів на газоподібне паливо є використання газодизельного циклу, оскільки не потребується значних переробок дизеля.

Наявні системи є досить простими та надійними, однак мають такі недоліки: у газодизельному режимі запальна доза дизельного палива залишається сталою незалежно від режиму роботи двигуна; невеликий час роботи на одній заправці; висока інерційність систем живлення.

Тому для ефективного використання двигунів тракторів розроблення системи паливоподачі, яка регулює подачу дизельного палива та подачу газу відповідно до навантажувального і швидкісного режимів роботи двигуна, є актуальним завданням.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

Одним із ефективних шляхів стримування зростання витрат на моторне паливо є переведення сільськогосподарської техніки на природний газ.

Найважливішими характеристиками будь-якого моторного палива є: енергетичні (теплохімічні) властивості, співвідношення вмісту водню і вуглецю (H/C), розміри та характер будови молекул. У газових видів палива співвідношення «водень–вуглець» становить 2,5...4,0, молекули є хімічно стійкими та простими за будовою (табл. 1.1). Це забезпечує високоякісне протікання процесу згоряння, бездетонаційну роботу двигуна та високу екологічну чистоту продуктів згоряння [1].

Таблиця 1.1 – Співвідношення «водень/вуглець» у різних видів палива

Паливо	Хімічна формула	Співвідношення H/C
Метан	CH_4	4,0
Пропан	C_3H_8	2,7
Бутан	C_4H_{10}	2,5
Бензин	–	2,0
Спирт	C_2H_5OH	2,0
Гас	–	1,9
Дизельне паливо	–	1,8
Мазут	–	1,7

Енергетичні властивості моторного палива визначаються: октановим числом; питомою теплотою згоряння; стехіометричним співвідношенням (кількістю повітря, необхідного для повного згоряння палива); теплотою згоряння стехіометричної суміші. Усереднені значення цих показників для найбільш поширених видів палива наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Енергетичні властивості різних видів палива

Показник	Бензин	Дизельне паливо	Природний газ
Октанове число (за дослідницьким методом)	76-98	–	110-125
Теплота згоряння, нижча, кДж/кг	44000	46000	48500
Стехіометричне співвідношення, кг	15	16	17
Теплота згоряння стехіометричної суміші (об'ємна, при нормальних умовах), кДж/м	3600	3570	3500

Транспорт загалом і сільськогосподарська техніка зокрема є одними з найбільших забруднювачів навколишнього середовища. А це є надзвичайно важливим фактором, оскільки викиди, створювані сільськогосподарською технікою, здійснюються безпосередньо поблизу вирощування сільськогосподарської продукції.

Обсяги шкідливих викидів з відпрацьованими газами тракторів та іншої сільськогосподарської техніки в Україні перевищують 12 млн т. на рік і становлять 45% від загальних обсягів шкідливих викидів в атмосферу. Таким чином, величина екологічних збитків, завданих сільськогосподарському комплексу, досягає 1,5% валового національного продукту, при цьому на частку транспортного комплексу припадає понад 62% екологічних збитків [3].

Відпрацьовані гази двигунів, що працюють на метані, за найбільш шкідливими компонентами у 1,5...5 разів менш небезпечні, ніж вихлопи бензинових і дизельних двигунів. Його застосування на дизелях дозволяє майже у 10 разів зменшити їхню димність.

Фізико-хімічні властивості використання метану як моторного палива та світова практика дозволяють зробити такі висновки. Нижня межа його самозаймання становить 650°C, тоді як у бензині вона дорівнює 550°C; у пропан-бутановій суміші – 500°C; у дизельного палива – 320°C.

Метан майже у 2 рази легший за повітря і при витоку спрямовується вгору, досить швидко «розчиняючись» в атмосфері. Діапазон пожежонебезпечних концентрацій пропан-бутанової суміші перебуває в межах 1,8...8,6 %, а метану – в межах 5,0...15,0 % об'єму (рис. 1.1).

За розрахунками американських учених, імовірність пожежі автобуса на метані під час заправлення у закритому приміщенні є такою: якщо 25% пасажирських автобусів США, тобто 13 750 одиниць із 55 000, працюватимуть на газі та кожен із них заправлятиметься газом 300 разів на рік, то ймовірність займання становитиме 1 раз на 35 років [4 – 6].

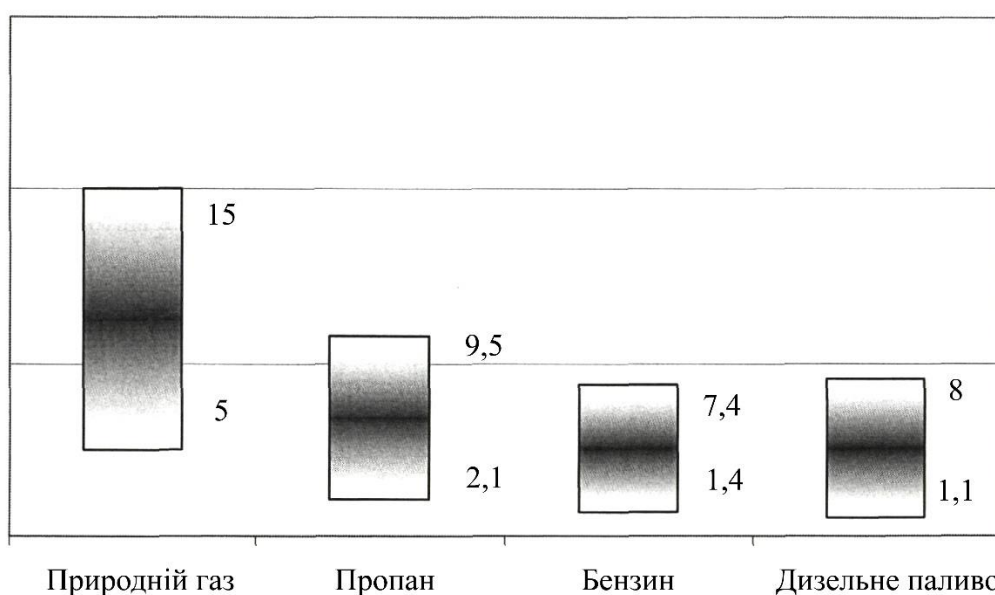


Рисунок 1.1 – Концентраційні межі займання палив у повітрі, % (об'ємні)

1.1 Аналіз способів і систем подачі газомоторного палива

Перехід безпосередньо на газоподібне паливо пов'язаний із дуже великою кількістю питань і труднощів. Так, наприклад, для роботи на чистому природному газі необхідно враховувати питання сумісності систем подачі рідкого та газоподібного палива, тому більшість систем оснащуються електронними блоками керування. Для проведення аналізу способів і систем подачі газомоторного палива необхідно здійснити їх класифікацію.

Проаналізувавши кілька джерел, можна стверджувати, що існуючі системи подачі газу в камеру згоряння класифікуються за:

1. Способом сумішоутворення та застосовуваними виконавчими механізмами [3]:

- ежекторні системи, у яких газ і повітря змішуються у впускному колекторі двигуна, а керування подачею газу здійснюється за допомогою важільно-мембранних механізмів;

- інжекторні системи з центральним (у впускний колектор двигуна – common rail) або розподіленим (поциліндровим – multi-port) упорскуванням газу;

- комбіновані системи: інжекторний регулятор кількості поданого газу (дозатор) і стандартний зовнішній змішувач із подачею газоповітряної суміші у впускний колектор двигуна.

2. Типом використовуваного газового палива [3]:

- компримований природний газ (КПГ);

- скраплений природний газ (СПГ);

- скраплений нафтовий газ (СНГ);

- автомобільний пропан (ПА) / зимове паливо;

- автомобільний пропан-бутан / літнє паливо.

3. Способом займання робочої суміші:

- від електричної іскри (газові іскрові двигуни);

- від стиску при використанні запальної дози дизельного палива (газодизельні двигуни).

Усі системи, що розглядаються далі, здебільшого призначені для окремого встановлення на двигун. Промислове застосування цих систем є доцільним у тому випадку, коли має місце створення повноцінного газового двигуна, що працює на компримованому газі.

При цьому особливо слід зазначити, що переведення двигуна з дизельного на газовий потребує ретельного розрахунку параметрів згоряння. Тому доцільно переводити дизельні двигуни на роботу за газодизельним циклом, у якому газ надходить у робочу камеру разом із повітрям через впускний клапан із впускного колектору, а газоповітряна суміш підпалюється після впорскування запальної

доза дизельного палива, яке має здатність займатися при наявному ступені стиску в дизельному двигуні.

1.2 Основні класи газового обладнання

Важільно-мембранні системи із зовнішнім сумішоутворенням (ежекторні системи). У цьому класі систем розробки ведуться фірмами Lovato, Landi Renzo (Італія), GFI, ECO (Канада) та Японії. Представлені цими фірмами системи застосовуються на двотактних і чотиритактних двигунах, що перекривають широкий діапазон потужностей: від мопедів до великовантажних автомобілів і тракторів [3].

Відмінною особливістю останніх років стало те, що порівняно з попередніми роками широкого впровадження набули електронні блоки керування, які забезпечують нові функціональні можливості:

- регулювання кількості поданого газу не лише за розрідженням у впускному колекторі, а й за сигналом зонда для підтримання параметрів токсичності у заданих межах, а також за зміною температури двигуна, повітря та газу;

- підтримання стабільних обертів холостого ходу за рахунок регулювання подачі повітря або палива додатковими шибєрними чи лопатєвими пристроями з електроприводом, кєрованими на основі даних від датчика частоти обертання колінчастого валу двигуна.

Введення елементів електронного регулювання в традиційні важільно-мембранні системи, безумовно, не усунуло їхніх основних недоліків (нерівномірність дозування газу по циліндрах, висока інерційність газового потоку, недостатня надійність механічних регуляторів тиску). Водночас часткова електронізація дозволила значно підвищити стабільність роботи обладнання, що за відносно невисокої вартості зберігає привабливість механічних систем для споживача. Крім того, жорсткий контроль токсичності відпрацьованих газів в умовах повсякденної експлуатації фактично не проводиться.

Важільно-мембранні системи орієнтовані не стільки на заводи, що випускають автомобілі або двигуни, скільки на фірми, які займаються переобладнанням автомобілів на газ у процесі експлуатації. Необхідно зазначити, що для механічних систем через їхню порівняльну дешевизну зберігається значна частка ринку. Насамперед слід назвати країни, у яких за ліцензією випускаються (і в найближчі кілька років випускатимуться) значні обсяги автомобілів «доелектронного» покоління, наприклад: Аргентина, Бразилія, Єгипет, Індія, Іран, Китай, Туреччина [3].

Інжекторні системи з центральним упорскуванням газу. За своїми характеристиками такі системи, що оснащені мікропроцесорними блоками керування, займають проміжне положення між ежекторними та інжекторними системами підготовки газоповітряної суміші з розподіленою подачею [3].

Вони мають такі переваги:

- стабільне дозування газу незалежно від зовнішніх умов (ступеня забруднення повітряного фільтра, зменшення густини газу при підвищенні температури);
- необхідність мінімального доопрацювання агрегатів двигуна при встановленні газової системи (порівняно з розподіленою інжекторною);
- високі енергетичні показники;
- стабільність параметрів у часі;
- можливість корекції складу газоповітряної суміші за сигналом зонда (при роботі з трикомпонентним нейтралізатором) [1, 2].

Водночас інжекторним системам із центральним упорскуванням газу притаманний ряд недоліків, основними з яких є:

- значна інерційність систем через великі паразитні об'єми впускного ресивера;
- неможливість дозування паливної суміші індивідуально для кожного циліндра;

– викид незгорілого метану у випускну систему через значне перекриття впускних і випускних клапанів сучасних двигунів (зниження економічності та збільшення викидів CH).

Такі системи розроблені фірмами Woodward, GFI, AFS (Канада), Nippon (Японія); Mercedes (Німеччина) [1, 3].

Системи з центральним інжекторним упорскуванням застосовують і такі відомі європейські фірми, як VOLVO та SCANIA (Швеція), причому їхні спеціалісти вважають, що такі системи є розумним компромісом між ціною та якістю. При цьому вони визнають, що подальше вдосконалення таких систем є безперспективним [3].

Інжекторні системи з розподіленим упорскуванням газу. Інжекторні системи з розподіленим упорскуванням сьогодні є найбільш перспективним напрямом у створенні систем керування подачею газу в циліндри двигуна внутрішнього згоряння. Вони дозволяють отримати найкращі робочі характеристики двигуна. Усі інжекторні системи оснащені потужними мікропроцесорними блоками керування, які забезпечують [3]:

– дозовану подачу газу індивідуально в кожен циліндр, що дозволяє досягти ідеального згоряння суміші (деякі фірми встановлюють зонд на кожен циліндр і ще один – після нейтралізатора);

– мінімальну витрату газу – упорскування газу в кожен циліндр здійснюється лише в такті впуску індивідуально; відсутній ефект «протягу» (перетікання газу з випускної труби у вихлопну систему через перекриття клапанів, як у системах із зовнішнім сумішоутворенням);

– максимальну динаміку двигуна, оскільки практично зведено до мінімуму інерційність системи (мінімум паразитних об'ємів) [8].

Практично всі найбільші фірми-виробники автомобільних двигунів займаються розробленням інжекторних систем із розподіленим упорскуванням. Газові системи для легкових автомобілів кожна фірма оснащує газовими інжекторами власної конструкції, переважно на базі штифтового запірною механізму (аналог бензинової форсунки). У газових системах для

великовантажних автомобілів і автобусів переважно використовуються газові клапани HSV 3000 фірми Servojet (США), а упорскування газу здійснюється безпосередньо під край впускного клапана в такті впуску, що забезпечує оптимальне використання газу [1, 2].

Комбіновані системи. Ряд фірм – IMPCO (США), Landi Renzo (Італія), Nissan Diesel, NIKKI (Японія) – мають газові системи, в основу яких покладено принцип зовнішнього сумішоутворення. Однак при цьому в системах застосовується регулятор (дозатор кількості газу, що подається в змішувач газ/повітря) інжекторного типу, керований мікропроцесорним блоком. Таким чином усувається основний недолік традиційних механічних систем – низька надійність і точність регулювання важільно-мембранного механізму.

Цей компроміс дозволяє продовжити комерційний термін служби серійних газових систем за умови їх незначної модернізації [4].

Газодизельні системи. Для великовантажних автомобілів і автобусів розробляються системи, у яких система подачі газу вбудована та диференційована із системою подачі рідкого палива.

Фірма AFS (Канада) має модернізований варіант газодизельної системи з мікропроцесорним керуванням Eagle та фазованим упорскуванням газу. Фірма AFS (Канада) представила газодизельну систему з розподіленим упорскуванням газу та керованою запальною дозою дизельного палива. Головним елементом цієї системи є моноблок «Шерекс» (рис. 1.2), який виконує функції редукційного газового клапана, регулятора тиску, фільтра та відсічного магістрального клапана.



Рисунок 1.2 – Моноблок «Шерекс»

Газ низького тиску ($5 \dots 6 \text{ кг/см}^2$) надходить у газову рампу, звідки через індивідуальні газові клапани подається до крайок впускних клапанів циліндрів двигуна. Доза дизельного палива, що необхідна для підпалювання газоповітряної суміші, подається паливним насосом високого тиску через штатні форсунки. Положенням рейки паливного насоса високого тиску, тобто величиною запальної дози, керує лінійний електродвигун. Обробку показань датчиків, установлених на агрегатах двигуна, та керування робочим процесом двигуна забезпечує мікропроцесорний блок [4].

До переваг системи можна віднести:

- зниження експлуатаційних витрат за рахунок заміщення дизельного палива дешевшим КППГ (заміщення до 80%);
- зниження димності відпрацьованих газів у кілька разів;
- значне збільшення пробігу на повну заправку паливом (газ + дизельне паливо);
- можливість налаштування мікропроцесорної системи під кожний конкретний двигун;
- збереження енергетичних показників базового дизельного двигуна.

Недоліками, притаманними цій системі, є:

- необхідність точного додаткового регулювання ПНВТ у зоні малих циклових подач;
- деяке збільшення вмісту CO і CH (при встановленні нейтралізатора із системою рециркуляції – розробка фірми AFS – цей недолік усувається).

Основними компонентами комплекту є газовий клапан (інжектор) HSV3000 фірми Servojet (США), газовий редуктор «Шерекс», лінійний двигун фірми Barber Colman (США) та блок керування власної розробки [3].

Фірма Westport (Канада) розробила газодизельну систему (рис. 1.3) із внутрішнім сумішоутворенням і безпосереднім упорскуванням газу в циліндр. Основою системи є створена фірмою комбінована газодизельна електронно керована форсунка, у якій відбувається попереднє змішування дизельного палива та природного газу.

Суміш упорскується в циліндр двигуна за дизельним циклом. Газ попередньо стискається (до 300 атмосфер) спеціальним гідравлічним насосом високого тиску, охолоджується та акумулюється у спеціальній ємності. Доопрацювання самого двигуна полягає у встановленні спеціальної форсунки фірми Westport на місце штатної [5].

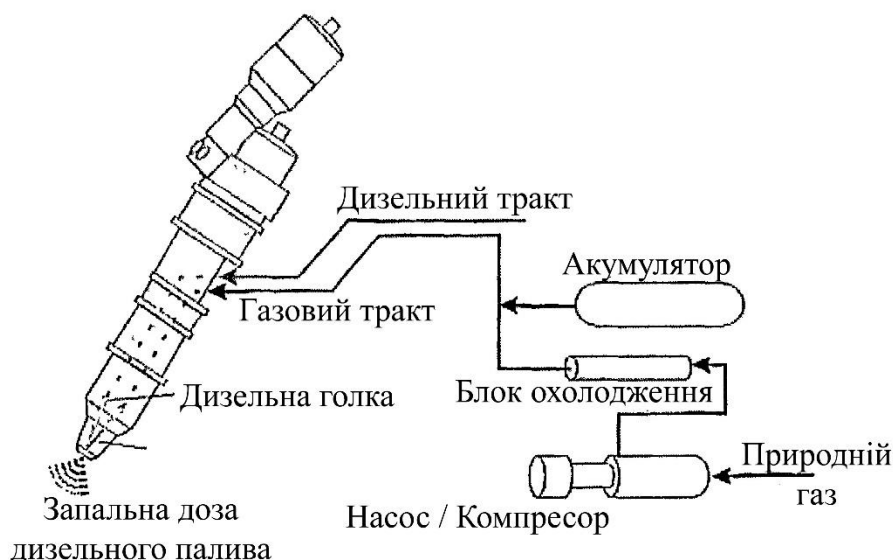


Рисунок 1.3 – Газодизельна система «Westport»

Оскільки в цій системі не відбувається витіснення частини повітря газом (як у системах із зовнішнім сумішоутворенням), вона забезпечує найкращі показники використання енергетики газового палива.

Змішування природного газу із запальною дозою дизельного палива суттєво покращує протікання процесу згоряння. Робота на збіднених сумішах у такій системі дозволила досягти вражаючих результатів щодо токсичності без застосування нейтралізаторів [3].

Перспективність цієї системи є очевидною, оскільки в самому двигуні замість штатної дизельної форсунки встановлюється спеціальна комбінована форсунка, а інших змін у конструкції двигуна немає. Упорскування газу здійснюється разом із дизельним паливом при закритих клапанах (впускному та випускному), що не призводить до заміщення частини повітря метаном і забезпечує найвищу енергетику згоряння при регульованих шкідливих викидах.

Порівняльні результати токсичності з базовим дизелем наведені в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Порівняльні результати токсичності системи «Westport» із базовим дизелем

Параметри	Дизельний режим	Газодизельний режим
Кількість дизельного палива, %	100	10...15
Питома витрата палива, гр/кВт·год	295	301
Вуглеводні (за виключенням метану) гр/кВт·год	0,7	0,82
NO_x , гр/кВт·год	6,55	4,10
CO , гр/кВт·год	4,54	6,99
CH_4 , гр/кВт·год	—	1,61
Тверді частки, гр/кВт·год	0,46	0,16
Сажа, гр/кВт·год	0,42	0,12

Основні переваги системи полягають у наступному:

- при великих потужностях і високому ступені стиску на дуже збіднених сумішах при використанні запальної дози дизельного палива забезпечується стійка робота двигуна, що є недосяжним для газових двигунів з електроіскровим запалюванням (енергія запальної дози в газодизельному двигуні у кілька разів перевищує енергію електричної іскри);

- дизельне паливо запальної дози одночасно виконує функції охолодження та мащення газового клапана;

- за рахунок оптимізації процесу згоряння вміст CO та вуглеводнів (за винятком метану) у відпрацьованих газах відповідає вимогам EURO-3, а вміст метану є значно нижчим, ніж у газових двигунів з іскровою системою запалювання [9];

- високий ступінь заміщення дизельного палива природним газом – 85...90 %.

Газодизельна система «Газомотор», за структурою технічних засобів і способом подачі газу в двигун, аналогічна газодизельній системі фірми AFS (рис. 1.4), однак має суттєві відмінності [2]:

– для забезпечення точного дозування паливоповітряної суміші застосовано електрокеровану дросельну заслінку замість заслінки з керуванням від педалі газу;

– газові інжектори мають підвищений ресурс – до 1 мільярда циклів спрацювання;

– керування запальною дозою здійснюється залежно від частоти обертання та реального навантаження на двигун, що забезпечує його стійку роботу та підвищує ступінь заміщення дизельного палива природним газом до 78...83%;

– для забезпечення стабільної та надійної роботи газодизеля фірмою «Газомотор» розроблено оригінальний безмембранний електронний газовий редуктор, який дозволяє стабілізувати тиск у газовій рампі в заданих блоком керування межах незалежно від коливань тиску в первинному газовому контурі (важільно-мембранний редуктор високого тиску не розрахований на роботу з імпульсним відбором газу);

– розвинений інтерфейс «оператор – двигун – система керування» дозволяє оперативно діагностувати стан комплексу, змінювати параметри системи при заміні вузлів і агрегатів двигуна, що вийшли з ладу (паливної апаратури, датчиків тощо), а також проводити адаптаційні роботи безпосередньо на автопідприємстві при переобладнанні автотранспортних засобів на КПП [1, 7].



Рисунок 1.4 – Система «Газомотор» на двигуні

В основу всіх розроблених газових систем були покладені перспективні технічні рішення: подача газу в двигун здійснюється за допомогою індивідуальних для кожного циліндра високошвидкісних газових інжекторів; динамічний діапазон циклових подач забезпечує створений для газодизельного двигуна D-10 оригінальний електрокерований безмембранний газовий редуційний клапан з мікропроцесорним керуванням. Переміщення виконавчих механізмів (рейки паливного насоса високого тиску, дросельної заслінки) забезпечується електроприводом на базі лінійних або кутових електродвигунів, спеціально створених для цих цілей.

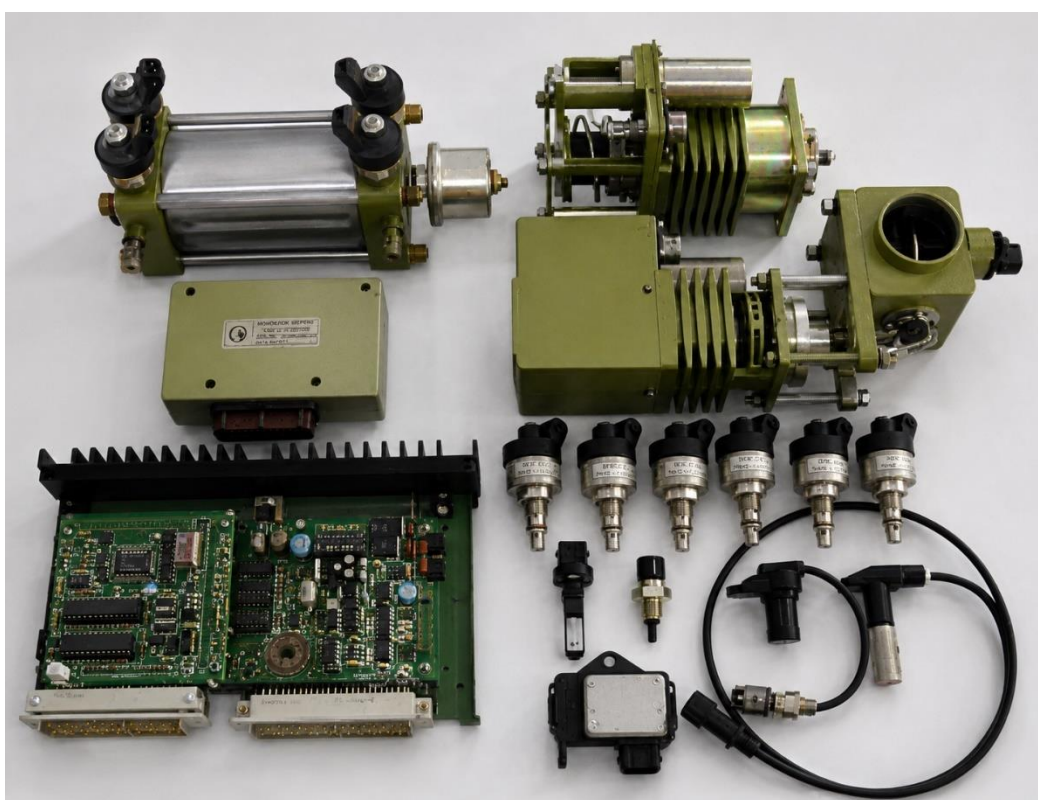


Рисунок 1.5 – Комплект газової апаратури з мікропроцесорним керуванням для газодизельного двигуна D-10

Параметри паливоподачі, контроль за робочим процесом, регулювання частоти обертання колінчастого валу двигуна, форма протікання часткових характеристик – усе це закладено в потужному мікропроцесорному блоці керування оригінальної розробки. Результати проведених робіт показали, що газодизельні двигуни при роботі на метані не лише не втрачають енергетичних показників, а й дозволяють покращити залежність крутного моменту, що

розвивається, від частоти обертання, зробивши характеристику моменту більш пологою в зоні низьких частот обертання, що одразу покращило маневреність автомобіля та його еластичність.

Значно знизилися викиди сажі, CO , NO_x порівняно з базовим дизелем. При цьому дещо збільшився відсоток метановмісних вуглеводнів. Заміщення дизельного палива метаном досягає не менше 78...83% (50% у механічних газових системах). Електронний багаторежимний регулятор (симбіоз всережимного та трирежимного регулятора) забезпечив оптимальний розподіл крутного моменту на часткових навантаженнях, що, у свою чергу, значно покращило керованість автомобіля порівняно з механічними газовими системами.

Таким чином, вбудована діагностична система та висока надійність компонентів газової системи забезпечують міжремонтний пробіг автомобіля не менше 60 тис. км.



Рисунок 1.6 – Електронний безмембранний редуктор

Упорскування метану за технологією «Газомотор» здійснюється під крайку впускного клапана лише у фазі впуску. Тому у впускному колекторі двигуна газ відсутній, а, отже, відсутня навіть імовірність хлопків, а також значно знижується токсичність відпрацьованих газів.

Для забезпечення подачі необхідної кількості газу у фазі впуску (близько 6 мс при максимальних обертах) застосовано безмембранний газовий редуктор зі змінним вихідним тиском. Тиск на виході редуктора регулюється блоком керування залежно від режиму роботи двигуна в межах від 2,5 до 10 атм.

На вході редуктора підтримується постійний тиск близько 12 атм за допомогою редуктора високого тиску (рис. 1.7).



Рисунок 1.7 – Лінія високого тиску

Подачу газу в циліндр здійснюють газові клапани ЕГК2 «Газомотор» із кульковим затвором (рис. 1.8).



Рисунок 1.8 – Високошвидкісні газові клапани (інжектори)

Засоби адаптації дозволяють оперативно виконувати коригування таблиць і констант у пам'яті блока керування. Дані подаються у графічному та цифровому вигляді.

Інжекторні системи з розподіленням упорскуванням газу (ІРС) є найбільш сучасними системами подачі газу в циліндри ДВЗ, що дозволяють отримати найкращі характеристики газового двигуна.

Усі такі системи оснащені потужними мікропроцесорними блоками керування, які дозволяють дозувати подачу газу індивідуально для кожного циліндра, досягаючи ідеального згоряння.

На українському ринку серійні вітчизняні системи такого класу наразі відсутні, імпорتنі системи є дуже дорогими і також не набули широкого поширення. Крім того, на відміну від механічних систем, ІРС потребують ретельної адаптації до базового двигуна. Проведення таких робіт без участі заводу-виробника двигуна і трактора практично неможливе [4].

В роботі [10] дослідний зразок трактора К-701, оснащений системою подачі газу у впускний колектор (рис. 1.9). Ця система має дворівневу схему редукування та подачі газу, причому другий рівень містить два газові редуктори низького тиску, що увімкнені паралельно, і працює таким чином [7].

Стиснений природний газ зберігається у вісімнадцяти балонах 24, встановлених на задньому візку трактора. Балони об'єднані у дві секції по дев'ять штук і з'єднані між собою трубопроводами високого тиску 23. Для забезпечення можливості обслуговування газової апаратури при заправлених балонах на крайніх балонах кожної секції встановлено магістральні вентиля 22. Заправлення балонів стисненим газом здійснюється через заправний пристрій 16 та заправний вентиль 17, що встановлені на хрестовині 18.

При відкритих магістральних 22 і витратному 15 вентилях газ під тиском (початковий тиск становить 20 МПа і знижується по мірі витрати газу) надходить у редуктор високого тиску 20, який знижує тиск газу до 1,1...1,2 МПа. Далі газ по трубопроводу редуктора-підігрівача 25 надходить у два паралельно з'єднані редуктори-підігрівачі 12. Для контролю тиску газу в балонах і трубопроводі редуктора-підігрівача передбачені манометри 19 і 21.

У редукторах-підігрівачах після зниження тиску на першому ступені газ через електромагнітні газові клапани 13 надходить у другий ступінь, звідки по

шлангах 14 – до газового дозатора 6. Робота другого ступеня і, опосередковано, робота першого контролюється за допомогою датчика тиску газу 10, встановленого на одному з редукторів-підігрівачів.

Увімкнення механізму обмеження запальної дози палива 5, розташованого на ПНВТ, здійснюється електромагнітним клапаном обмеження запальної дози 11. Для цього використовується електромагнітний клапан лише одного редуктора-підігрівача.

Кількість газу, що надходить через газовий дозатор 6 по шлангу 8 у розташований у впускному колекторі розпилювач 7 і далі в циліндри двигуна, регулюється системою електронного регулювання газодизеля (СЕРГ). Система СЕРГ, окрім газового дозатора 6, включає блок автоматичного контролю системи 2, підсилювач потужності 3, датчик частоти обертання 1, педальний задавач 4. Електричне живлення системи здійснюється від акумуляторної батареї 28 через вимикач маси 27.

При переведенні двигуна у газодизельний режим перемикачем виду палива 26 блок автоматичного контролю подає сигнали на підсилювач потужності 3 для увімкнення електромагнітних газових клапанів 13 і клапана обмеження запальної дози 11. Від клапана 11 по шлангу 9 газ надходить до механізму обмеження запальної дози палива 5 і приводить його в дію, про що свідчить електричний сигнал, що подається в блок контролю.

Останній, отримавши сигнал про спрацювання механізму обмеження запальної дози, сигнал від датчика тиску 10 про наявність робочого тиску газу ($2,0 \dots 2,5 \text{ кг/см}^2$), а також сигнал від датчика температури 33 про прогрів охолоджувальної рідини до температури $28 \dots 35^\circ\text{C}$, через підсилювач потужності 3 керує відкриттям газового дозатора 6. Кількість газу, що пропускається газовим дозатором у циліндри двигуна, автоматично регулюється блоком керування залежно від навантаження на двигун, частоти обертання колінчастого валу, що вимірюється датчиком частоти обертання 1, і положення педалі керування подачею палива 29, яке вимірюється педальним задавачем 4.

На табло цифрової індикації блоку керування за вибором водія відображаються значення таких параметрів: оберти двигуна (об/хв); витрата газу (у відсотках від номінального); температура охолоджувальної рідини ($^{\circ}\text{C}$); тиск газу у другому ступені редуктора-підігрівача ($\text{кг}/\text{см}^2$).

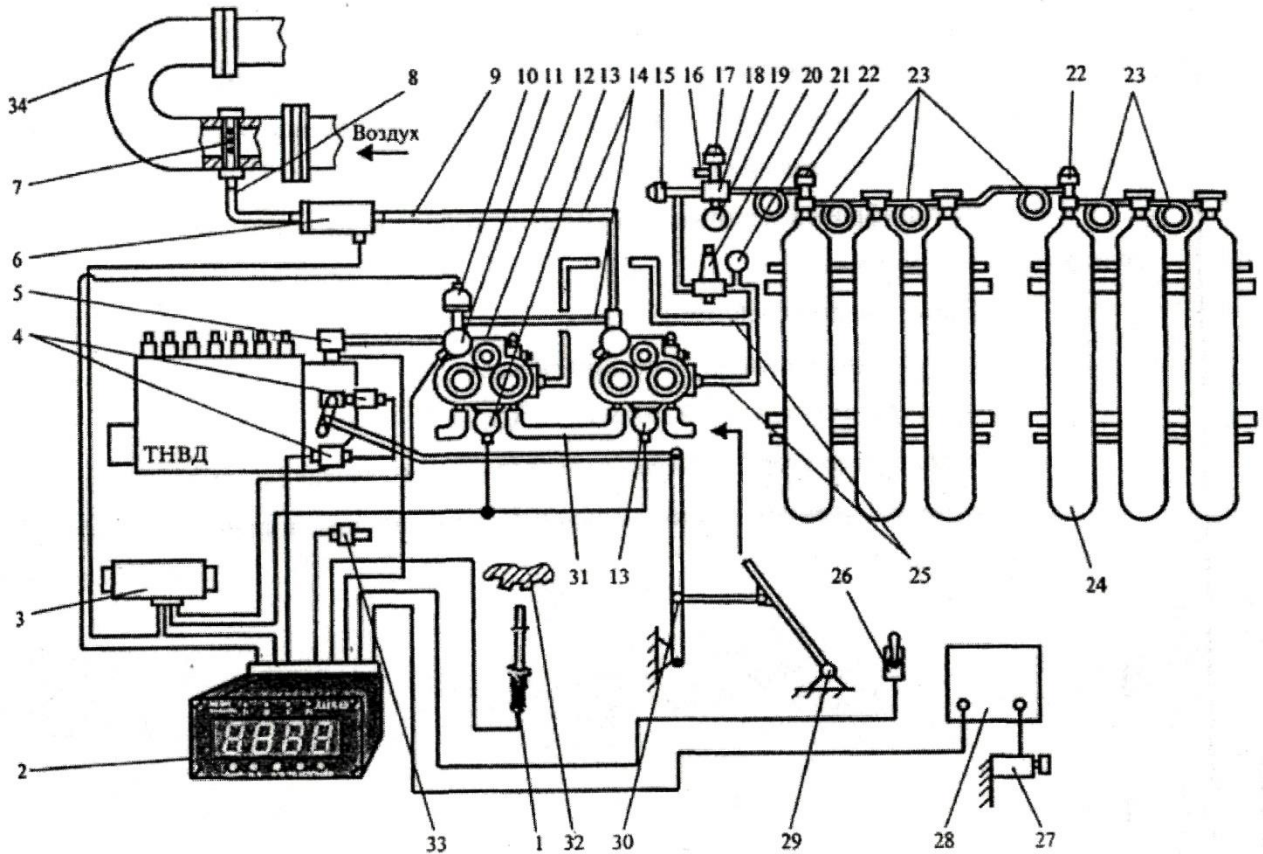


Рисунок 1.9 – Розміщення та компонування газобалонного обладнання на тракторі К-701

Ця система є недостатньо досконалою та дуже складною, оскільки запальна доза дизельного палива в двигуні нічим не регулюється і залишається сталою, а отже, обмежується застосування самого трактора. Також через складність самої системи вона є дуже дорогою і, як наслідок, її впровадження у сільське господарство є ускладненим. Складність системи також передбачає низьку ремонтпридатність, мале напрацювання на відмову та підвищену собівартість ремонту.

1.3 Конструктивні та експлуатаційні особливості застосування газодизельного циклу

Найкоротшим і найефективнішим шляхом докорінного покращення екологічної ситуації є переведення автотранспортних засобів на газомоторне паливо (компримований природний газ (КПГ) і скраплений нафтовий газ (СНГ)), що дозволить скоротити викиди в атмосферу оксидів вуглецю у 3...4 рази, на 15...20% – оксидів азоту, повністю виключити викиди отруйних оксидів свинцю та у 8...10 разів знизити димність відпрацьованих газів дизельних двигунів (рис. 1.10) [1].

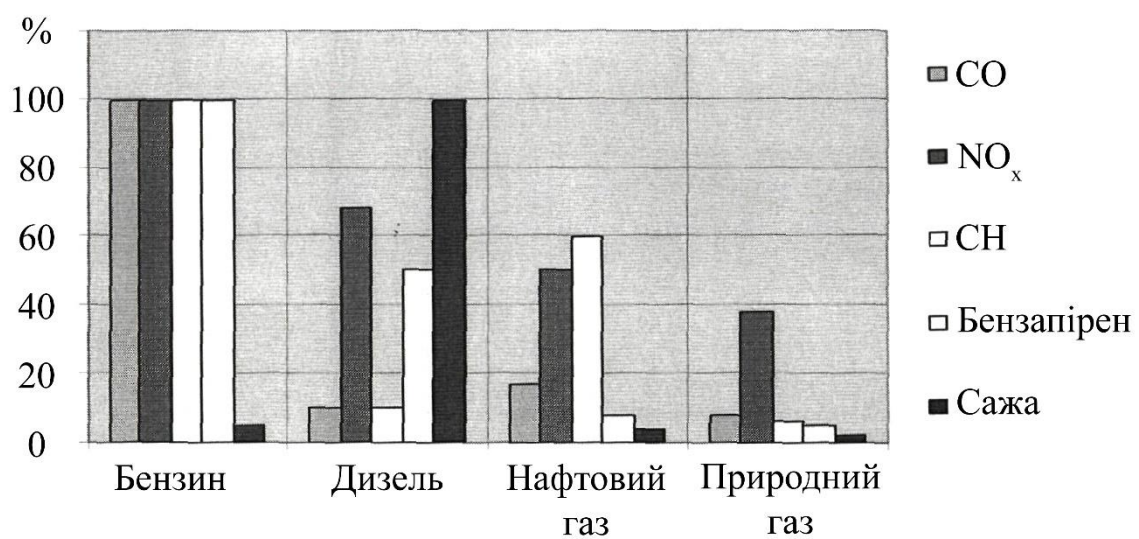


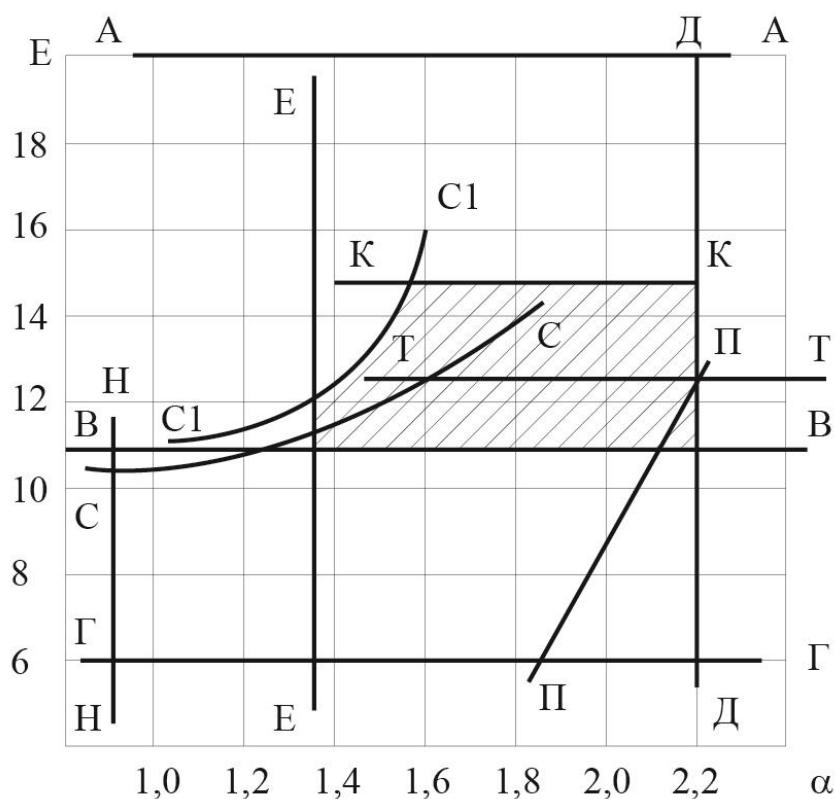
Рисунок 1.10 – Викиди токсичних речовин при роботі двигуна на різних видах палива

Дослідження закордонних науковців спростували усталену думку про те, що використання газу замість бензину є вимушеним заходом. Газове паливо згоряє повніше, тому концентрація оксиду вуглецю у вихлопі газового двигуна у кілька разів менша [2].

Експлуатація показала [1], що автомобілі на газу є більш надійними – у півтора-два рази довше працюють без ремонту. При згорянні газу утворюється менше твердих частинок і золи, що викликають підвищене зношування циліндрів і поршнів двигуна. Крім того, оливна плівка довше утримується на металевих поверхнях – її не змиває рідке паливо, і, нарешті, газ практично не викликає корозії металу.

Використовуючи діаграму (рис. 1.11), можна змінити коефіцієнт надлишку повітря, тим самим досягнувши оптимальних параметрів роботи двигуна при переведенні двигуна з дизельного на газодизельний режим, оскільки області параметрів роботи дизельного і газодизельного двигуна, згідно з діаграмою, мають значну спільну область [5].

Аналіз діаграми показує, що двигун можна перевести з дизельного на газодизельний цикл, якщо його ступінь стиску (ϵ) не перевищує 15, а система живлення забезпечує коефіцієнт надлишку повітря в межах від 1,6 до 2,2.



А-А, В-В, Д-Д, Е-Е – дизельні двигуни; В-В, Д-Д, Е-Е, С1-С1, К-К – газодизельні двигуни; Г-Г, Н-Н, С-С, Т-Т, П-П – газові двигуни

Рисунок 1.11 – Діаграма порівняння характеристик роботи дизеля, газодизеля та газового двигуна

Конвертування дизеля має здійснюватися з максимально можливим рівнем уніфікації, хоча це може призвести до певного погіршення масо-габаритних та інших показників газодизельного двигуна, але водночас позитивно позначиться на його вартості. Далі проводиться розрахункове дослідження параметрів подачі

газу в двигун з урахуванням обмежень за величинами ступеня стиску, максимального тиску згоряння, коефіцієнта надлишку повітря [4].

З урахуванням усіх наведених вище даних можна зробити висновок, що газодизельний цикл має можливість для покращення робочих характеристик, а отже, це підвищить ефективність його застосування.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ РОБОТИ ТРАКТОРА ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ

Для вдосконалення системи подачі палива в двигун необхідно визначити залежність між споживаним об'ємом палива та потужністю, яку виробляє двигун.

У відкритих джерелах відомі кілька практичних методів розрахунку витрати палива дизельним двигуном: метод кубічної апроксимації; метод Самикіна; метод апроксимації індикаторного ККД; метод Гриневецького-Мазінга; інші методи.

Під практичними методами будемо розуміти такі методи розрахунку, які за прийнятний час і з достатньою точністю дозволяють визначити витрату палива дизельним двигуном та призначені для використання у складі програм оцінки економічності руху сільськогосподарської техніки.

У межах задач оцінки економічності руху метод розрахунку витрати палива означає алгоритм для побудови функції:

$$G = G(n, N_e), \quad (2.1)$$

де n – частота обертання колінчастого валу двигуна, хв^{-1} ; N_e – ефективна потужність двигуна, кВт ; G – годинна витрата палива, кг/год .

Усі методи розрахунку можна поділити на три групи в порядку зростання складності закладених у них алгоритмів: методи апроксимації функції G ; методи моделювання робочих процесів на основі термодинамічних рівнянь в інтегральній формі; методи моделювання робочих процесів на основі термодинамічних рівнянь у диференціальній формі.

До методів першої групи належать три методи: метод кубічної апроксимації, метод апроксимації індикаторного ККД та метод Самикіна.

Метод Гриневецького-Мазінга належить до другої групи. Методи другої групи у спрощеній формі в принципі можуть використовуватися для розв'язання задач економічності руху, однак переваг у сенсі більш високої точності вони не

мають, проте потребують для своєї роботи значно більшої кількості вихідних даних.

Метод кубічної апроксимації. Це найпростіший метод, який описується двома формулами:

$$\begin{aligned} G &= \frac{G_{ном}}{n_{ном} P_{е ном}} n p_e; \\ p_e &= \frac{N_e}{A n}, \end{aligned} \quad (2.2)$$

де p_e – середній ефективний тиск, МПа; A – стала двигуна. Індексом «ном» позначені номінальні значення відповідних величин.

Метод кубічної апроксимації ґрунтується на припущенні сталості ефективного ККД двигуна або, що те саме, на припущенні сталості питомої годинної витрати палива.

Таке припущення, очевидно, є справедливим лише у дуже обмеженому діапазоні навантаження двигуна. Внаслідок цього припущення величина годинної витрати палива, визначена за допомогою методу кубічної апроксимації, буде суттєво заниженою.

Метод Самикіна. Метод Самикіна ґрунтується на припущенні, що на будь-яких характеристиках двигуна з достатньою точністю виконуються співвідношення:

$$\begin{aligned} \lg G &= A_n n + C_n; \\ \lg G &= A_p \sqrt{p_e} + C_p, \end{aligned} \quad (2.3)$$

де A_n , C_n , A_p , C_p – сталі коефіцієнти, що залежать від характеристик двигуна.

Маючи у своєму розпорядженні чотири значення годинної витрати палива при різних n і p_e , можна побудувати функцію. Таким чином, метод Самикіна являє собою показникову інтерполяцію за чотирма точками.

Метод є простим і може давати хороші результати. Однак він дуже чутливий до вихідних даних у тому сенсі, що для різних наборів чотирьох точок для одного й того ж двигуна будуть отримані різні результати. Це, до речі, опосередковано підтверджує наближений характер залежностей.

Метод апроксимації індикаторного ККД. Індикаторний ККД η_i визначається як відношення кількості теплоти, перетвореної в індикаторну роботу двигуна, до кількості теплоти, підведеної для виконання цієї роботи. Для ряду двигунів існують емпіричні формули, що описують залежність η_i від коефіцієнта надлишку повітря α . Прикладом такої залежності є формула Портнова:

$$\eta_i = \eta_{i0} / \alpha, \quad (2.4)$$

де η_{i0} – значення ККД при $\alpha = 1$.

Індикаторний ККД безпосередньо пов'язаний зі значенням ефективної потужності двигуна. З іншого боку, коефіцієнт надлишку повітря обернено пропорційний величині циклової подачі палива. Використовуючи відомі співвідношення, можна виразити потужність двигуна через задані значення годинної витрати палива та частоти обертання. Це дозволяє визначити годинну витрату палива шляхом розв'язання певного нелінійного рівняння.

Як можна бачити, цей метод дозволяє отримати достатньо хороші результати. Як правило, метод дещо завищує величину годинної витрати палива. Очевидно, цей метод є більш доцільним, ніж примітивна кубічна апроксимація.

На відміну від методу кубічної апроксимації, для цього методу необхідно лише п'ять додаткових даних: діаметр циліндра, хід поршня, тактність, кількість циліндрів і ступінь наддуву.

Метод Гриневецького-Мазінга. Основу методу Гриневецького-Мазінга становлять рівняння балансу енергії, збереження маси та рівняння стану, записані для окремих етапів робочого циклу: наповнення, стиску, згоряння, розширення та випуску.

Із цих рівнянь визначається ряд параметрів робочого циклу (тиск, температура), на основі яких обчислюється індикаторна потужність двигуна. Значення індикаторної потужності залежить від частоти обертання та величини циклової подачі. Це дозволяє, як і в методі апроксимації індикаторного ККД, скласти нелінійне рівняння, з якого визначається годинна витрата палива.

Похибка розрахунку не перевищує 5%. Проте можна стверджувати, що метод Гриневецького–Мазінга цілком задовольняє вимоги, які висуваються задачами оцінки економічності руху сільськогосподарської техніки.

Інші методи. Інші методи ґрунтуються на розв’язанні звичайних диференціальних рівнянь, які описують рівняння збереження енергії, маси, а також рівняння стану. Методи цього типу широко застосовуються при проєктуванні двигунів, а також у дослідженнях з теорії ДВЗ. Однак для задач оцінки економічності руху сільськогосподарської техніки такі методи є непридатними. Основна причина – обсяг даних про двигун, який неможливо забезпечити в практичних умовах. Інша причина – недоцільність [2, 6].

2.1 Розрахунок параметрів роботи системи подачі газу в двигун

Мета даної роботи полягає в обґрунтуванні застосування газодизельного циклу для сільськогосподарської техніки, що працює на дизельному паливі (трактори, двигунні приводи), яка використовується вітчизняними сільськогосподарськими виробниками.

Дане обґрунтування базується на розрахунку витрат на впровадження обладнання для переведення дизельних двигунів сільськогосподарської техніки на газодизельний цикл та окупності цих витрат за рахунок економії паливно-мастильних матеріалів (ПММ).

Тому доцільно надалі замінити в описах поняття «сільськогосподарські агрегати» та «сільськогосподарська техніка» на «двигун сільськогосподарської техніки» або просто «двигун».

В основу розрахунку потреби двигуна в паливі покладено метод апроксимації індикаторного ККД, який має достатньо високу точність та дозволяє використовувати конструктивні й експлуатаційні параметри у розрахунках. Даний розрахунок виконується виходячи з принципу заповнення робочої камери. Графічно цей принцип показано на рис. 2.1. Оскільки стехіометричне число розраховується за масою палива, то спочатку об’ємні одиниці переводять у масові. Метод полягає в розрахунку «проміжної газової

об'ємної одиниці» – елементарного об'єму, якому кратні як об'єм газу, що подається в циліндр, так і об'єм запальної дози дизельного палива [1, 5].

Оскільки показники робочих процесів двигуна мають особливість залежати від режимів його роботи, то для опису цих режимів необхідно скласти аналітичний вираз, здатний враховувати більшість показників даних процесів.

Оцінюючи роботу паливних систем газодизелів, а також досконалість конструкції окремих вузлів і агрегатів цих систем, підемо шляхом зіставлення найбільш характерних параметрів подачі газу. До цих параметрів належать: тиск у системі паливоподачі; кут припинення подачі газу; тривалість подачі; об'єм газу, що подається в циліндр; відсоток запальної дози дизельного палива, %; коефіцієнт наповнення робочої камери; об'єм двигуна, л.

2.1.1 Розрахунок тиску в системі паливоподачі

Розрахунок тиску в системі паливоподачі виконують за (2.1) з урахуванням рекомендованих швидкостей руху газового потоку, коефіцієнтів тертя та коефіцієнтів місцевих опорів у різних елементах системи паливоподачі, а також необхідного тиску паливного газу в ресивері.

$$P_{рес} - P_{цил} = \frac{\xi_{вх} \cdot V_{вх}^2 \cdot \rho_{вх}}{g} + \frac{\lambda l}{D_c} V_c^2 \frac{\rho_a}{g} + \frac{\xi_{пов} V_{пов}^2 \rho_{пов}}{g} + \frac{\xi_{зм} V_{зм}^2 \rho_{см}}{g} + \frac{\xi_{др} V_{др}^2 \rho_{др}}{g} + \frac{\xi_{кл} V_{кл}^2 \rho_{кл}}{g} + \frac{\xi_{вих} V_{вих}^2 \rho_{вих}}{g} + \dots + \frac{\xi_i V_i^2 \rho_i}{g}, \quad (2.5)$$

де $P_{рес}$ – тиск паливного газу в ресивері, Па; $P_{цил}$ – протитиск у циліндрі двигуна (усереднений за час витікання), Па; $\xi_{вх}$, $\xi_{пов}$ – коефіцієнти місцевих опорів на вході палива з ресивера в паливоподавальний патрубок та при зміні напрямку швидкості потоку; $\xi_{зм}$, $\xi_{др}$, $\xi_{кл}$ – коефіцієнти місцевих опорів на виході газового потоку в циліндр; ξ_i – коефіцієнт місцевих опорів на i -й ділянці системи паливоподачі; $V_{вх}$, V_c , $V_{пов}$, $V_{зм}$, $V_{др}$, $V_{кл}$, $V_{вих}$, V_i – швидкості газу в різних елементах системи паливоподачі, м/с; λ – коефіцієнт тертя; l – довжина ділянки паливопроводу, м; D_c – гідравлічний діаметр, м; g – прискорення вільного

падіння, м/с^2 ; ρ_{ex} , ρ_a , $\rho_{\text{нов}}$, $\rho_{\text{см}}$, $\rho_{\text{ор}}$, $\rho_{\text{кл}}$, $\rho_{\text{вих}}$, ρ_i – густина газу в різних елементах системи паливоподачі, кг/м^3 .

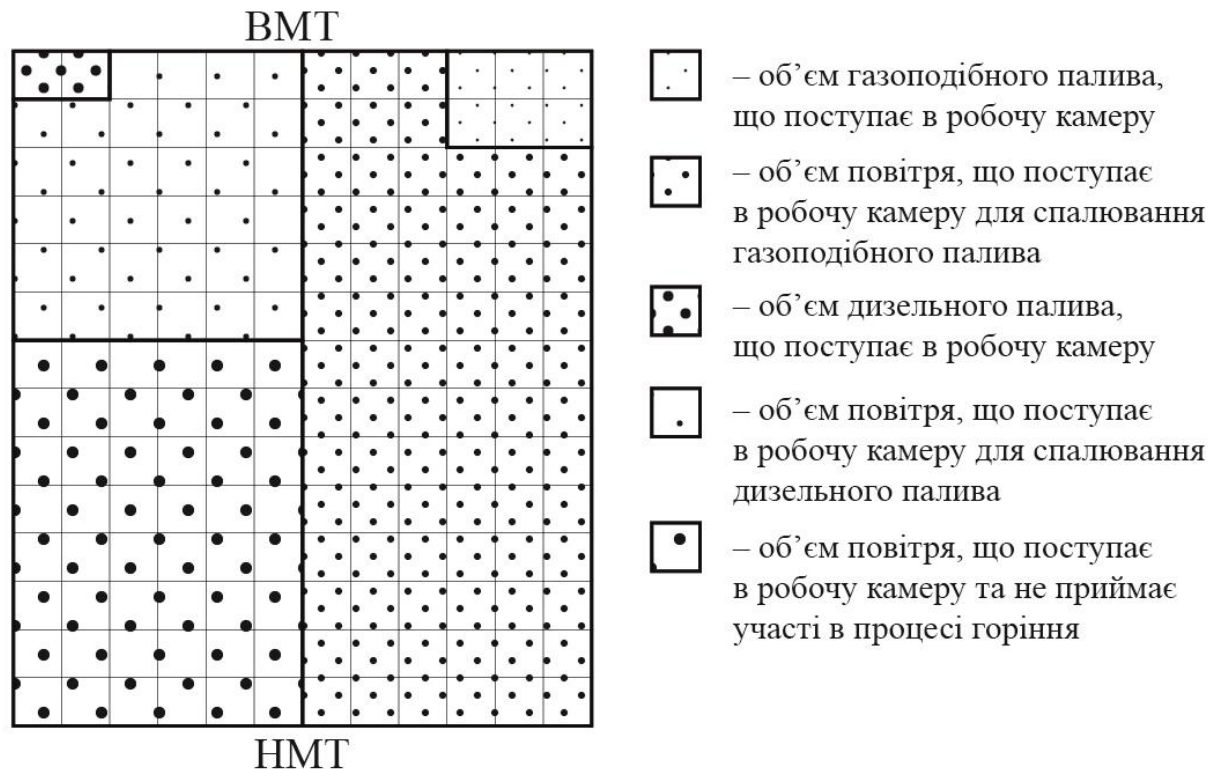


Рисунок 2.1 – Принцип проведення розрахунків з визначення витрати палива двигуном, що працює на газодизельному паливі

2.1.2 Розрахунок газового змішувача

Перепад тиску на змішувачі ΔP , Па, визначають за формулою:

$$\Delta P = \frac{\rho_{\text{см}} \xi_{\text{зм}} V_{\text{зм}}^2}{g}, \quad (2.6)$$

де $\rho_{\text{см}}$ – густина суміші, кг/м^3 ; $\xi_{\text{зм}}$ – коефіцієнт опору змішувача при повному відкритті дозатора.

Граничні умови в розрахунку процесів газообміну виражаються системою рівнянь для розрахунку витрат газу через впускні та випускні органи.

Розрахунок витрат газів виконується стаціонарним методом. У докритичній області течії витрата газів визначається за параметрами ідеального потоку в мінімальному поперечному перерізі:

$$\Delta G = \mu f \psi \sqrt{P_{\text{ex}} \rho_{\text{ex}} \Delta t}, \quad (2.7)$$

де ΔG – витрата газу за інтервал часу Δt , м³/с; ψ – функція витікання:

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \left[\left(\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{вх}}} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{вх}}} \right)^{(k+1)/k} \right], \quad (2.8)$$

де μ – коефіцієнт витрати; k – показник адіабати; $\rho_{\text{вх}}$ – густина газу, кг/м³; $P_{\text{в}}$ – вихідний тиск, МПа; $P_{\text{вх}}$ – вхідний тиск, МПа.

Розрахунок об'єму газу, що подається в циліндр, виконується виходячи з об'єму самого циліндра, який визначається за формулою:

$$V_{\text{цил}} = \frac{V_{\text{дв}}}{n_{\text{цил}}}, \quad (2.9)$$

де $V_{\text{цил}}$ – об'єм одного циліндра, дм³; $V_{\text{дв}}$ – об'єм двигуна, дм³ (береться з паспорта двигуна); $n_{\text{цил}}$ – кількість циліндрів (береться з паспорта двигуна).

Розрахунок кількості газу, необхідного для одного циліндра, обчислюється за рівнянням:

$$V_{\text{цил}} = V_{\text{зпс}} = \zeta A + (100 - \zeta) B, \quad (2.10)$$

де $V_{\text{зпс}}$ – об'єм газоповітряної суміші, необхідної для повного згоряння палива в циліндрі, см³; ζ – відсоток запального дизельного палива, %; A – об'єм повітря, необхідний для згоряння запального дизельного палива, см³, за формулою:

$$A = \theta x, \quad (2.11)$$

де θ – стехіометричне масове число дизельного палива, 16; x – проміжна розмірна об'ємна одиниця, дм³; B – об'єм газоповітряної суміші, необхідний для згоряння основного палива, см³, що визначається за формулою:

$$B = x(\theta' \alpha + 1), \quad (2.12)$$

де θ' – стехіометричне масове число природного газу, 17; α – коефіцієнт надлишку повітря (для дизелів із нероздільними камерами згоряння 1,5...1,8 або визначається за формулою:

$$\alpha = \frac{l_{\text{д}}}{l_0}, \quad (2.13)$$

де l_o – маса повітря, що припадає на 1 кг палива в даній суміші, кг; l_0 – маса повітря в нормальній горючій суміші, кг.

Об'єм газу, що необхідний для роботи, визначаємо за формулою:

$$V_{газ} = \frac{V_{цил} \tau \left(\frac{100 - \zeta}{100} \right)}{\theta' \alpha}, \quad (2.14)$$

де $V_{газ}$ – об'єм газу, що надходить в 1 циліндр двигуна, дм^3 ; $\rho_{газ}$ – густина природного газу, г/дм^3 .

Для здійснення підбору деяких компонентів системи подачі газу в двигун, таких як редуктор тиску газу, необхідно знати деякі робочі параметри. Наприклад, діаметр сідла регулятора. Він обчислюється через витрату газу, що споживається двигуном:

$$G_{газ} = \frac{\tau n_{двиг} V_{газ} n_{цил}}{2}, \quad (2.15)$$

де $G_{газ}$ – витрата газу, що споживається двигуном, $\text{дм}^3/\text{хв}$; $n_{двиг}$ – частота обертання колінчастого валу двигуна, хв^{-1} ; $n_{цил}$ – кількість циліндрів двигуна; η – коефіцієнт наповнення робочої камери двигуна.

Площа сідла регулятора визначається за формулою:

$$F = \frac{G_{газ} \sqrt{\rho_{газ}}}{157 \psi p}, \quad (2.16)$$

де F – площа сідла регулятора, см^2 ; ψ – коефіцієнт залежності від показника адіабати k (для природного газу $k=1,32$, $\psi=0,475$); p – тиск газу перед регулятором, кг/см^2 .

Діаметр сідла регулятора визначається за формулою:

$$d = 2 \sqrt{\frac{F}{\pi}}. \quad (2.17)$$

Падіння тиску в газопроводах низького тиску слід визначати залежно від режиму руху газу по газопроводу, який характеризується числом Рейнольдса:

$$Re = 0,0354 \frac{Q}{d \nu}, \quad (2.18)$$

де Q – витрата газу, м³/год, при температурі 0°C і тиску 0,10132 МПа (760 мм рт. ст.); d – внутрішній діаметр газопроводу, см; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості газу, м²/с (при температурі 0°C і тиску 0,10132 МПа).

Залежно від значення числа Рейнольдса, падіння тиску в газопроводах визначається за такими формулами:

– для ламінарного режиму руху газу при $Re < 2000$:

$$H = 1,132 \cdot 10^6 \frac{Q}{d^4} \nu p l, \quad (2.19)$$

– для критичного режиму руху газу при $Re = 2000 \dots 4000$:

$$H = 0,516 \frac{Q^{2,333}}{d^{5,333} \nu^{0,333}} p l, \quad (2.20)$$

– для турбулентного режиму руху газу при $Re > 4000$:

$$H = 69 \left(\frac{n}{d} + 1922 \frac{\nu d}{Q} \right)^{0,25} \frac{Q^2}{d^5} p l, \quad (2.21)$$

де H – падіння тиску, Па; ρ – густина газу, кг/м³, при температурі 0°C і тиску 0,10132 МПа; l – розрахункова довжина газопроводу постійного діаметра, м; n – еквівалентна абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні стінки труби, см, приймається рівною: для сталевих труб – 0,01; для поліетиленових труб – 0,002.

Для газопроводів розрахункову довжину слід визначати за формулою:

$$l = l_1 + \Sigma \zeta l d, \quad (2.22)$$

де l_1 – дійсна довжина газопроводу, м; $\Sigma \zeta$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів ділянки газопроводу довжиною l_1 ; ld – еквівалентна довжина прямолінійної ділянки газопроводу, м, втрати тиску на якій дорівнюють втратам тиску в місцевому опорі зі значенням коефіцієнта $\zeta = 1$, м.

Еквівалентну довжину газопроводу слід визначати залежно від режиму руху газу в газопроводі за такими формулами:

– для ламінарного режиму руху газу:

$$ld = 5,5 \cdot 10^{-6} \frac{Q}{\nu}, \quad (2.23)$$

– для критичного режиму руху газу:

$$ld = 12,15 \frac{d^{1,333} v^{0,333}}{Q^{0,333}}, \quad (2.24)$$

– для всієї області турбулентного режиму руху газу:

$$ld = \frac{d}{11 \left(\frac{n}{d} + 1922 \frac{vd}{Q} \right)^{0,25}}, \quad (2.25)$$

Відповідно, об'єм дизельного палива, необхідного для роботи одного циліндра:

$$V_{\text{диз}} = \frac{V_{\text{цил}} \frac{\zeta}{100} \tau}{\theta \delta}, \quad (2.26)$$

А витрата газу визначається за формулою:

$$G_{\text{диз}} \frac{\tau n_{\text{дв}} V_{\text{диз}} n_{\text{цил}}}{2}, \quad (2.27)$$

При виконанні гідравлічного розрахунку газопроводів, а також за різними методиками та програмами для ПК, складеними на основі цих формул, діаметр газопроводу слід попередньо визначати за формулою:

$$d = 0,036238 \sqrt{\frac{G_{\text{газ}} (273 + t)}{p_m V}}, \quad (2.28)$$

де p_m – середній тиск газу (абсолютний) на розрахунковій ділянці газопроводу, МПа; V – швидкість газу, м/с.

За витратою палива можна отримати ефективну потужність:

$$N_e = \eta_m \eta_i H_u G_T, \quad (2.29)$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг; G_T – витрата палива, кг/год; η_m – механічний ККД двигуна, %; η_i – індикаторний ККД двигуна, %.

За результатами наведених вище формул була отримана табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Розрахунок системи паливоподачі

Вихідні дані		Розрахункові значення	
Об'єм двигуна, л	11,15	Об'єм одного циліндра, см ³	1858,3
Кількість циліндрів	6	Проміжна розмірна маса, г	0,11
Відсоток запальної дози дизельного палива, %	47	Маса газу, що необхідна для 1 циліндру, г	0,033
Частота обертання колінчастого валу двигуна, хв ⁻¹	1850	Об'єм газу, що необхідний для 1 циліндру, см ³	36,90
Вхідний тиск повітря, кгс/см ²	1	Об'єм газу, що необхідний для двигуна, см ³	221,41
Кут повороту кривошипа колінчастого валу при подачі газу, град	90	Витрата газу в момент його подачі, см ³ /хв	62734,2
Об'єм балонів, л	240	Діаметр сідла регулятора, см	0,16
Тиск газу в балонах, кгс/см ²	200	Витрата газу на двигун, м ³ /год	3,76
Тиск після регулятора, кгс/см ²	3	Витрата повітря на двигун, м ³ /год	419,8
Коефіцієнт наповнення робочої камери	0,89	Час роботи на одній заправці газу, год	20,75
Діаметр повітряного трубопроводу, см	10	Годинна витрата газу, м ³ /год	3,32
Діаметр газового трубопроводу, см	2	Годинна витрата дизельного палива, кг/год	3,26
Коефіцієнт надлишку повітря	1,8	Потужність двигуна, кВт	84,99
Температура, град	22		
Густина повітря, кг/м ³			1,3
Густина природного газу, кг/м ³			0,882
Стехіометричне число дизельного палива			16
Стехіометричне число природного газу			17
Коефіцієнт φ для природного газу			0,48

2.2 Удосконалення основних параметрів процесу подачі газу в двигун, що конвертований із дизеля в газодизель

Як видно з аналізу формул і отриманої математичної моделі, одним із головних факторів, що впливають на роботу двигуна, є коефіцієнт наповнення (η) сумішню робочої камери двигуна. Для звичайних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) значення цього коефіцієнта лежить у межах від 0,8 до 0,98, причому більшість двигунів сільськогосподарської техніки мають нижню межу цього коефіцієнта. Цей коефіцієнт залежить від багатьох факторів, таких як конструкція, якість виготовлення деталей двигуна тощо.

На рис. 2.2 наведена схема можливої зміни деяких параметрів роботи простого двигуна (0–1) та розробленого двигуна з ежекційною системою (0'–1').

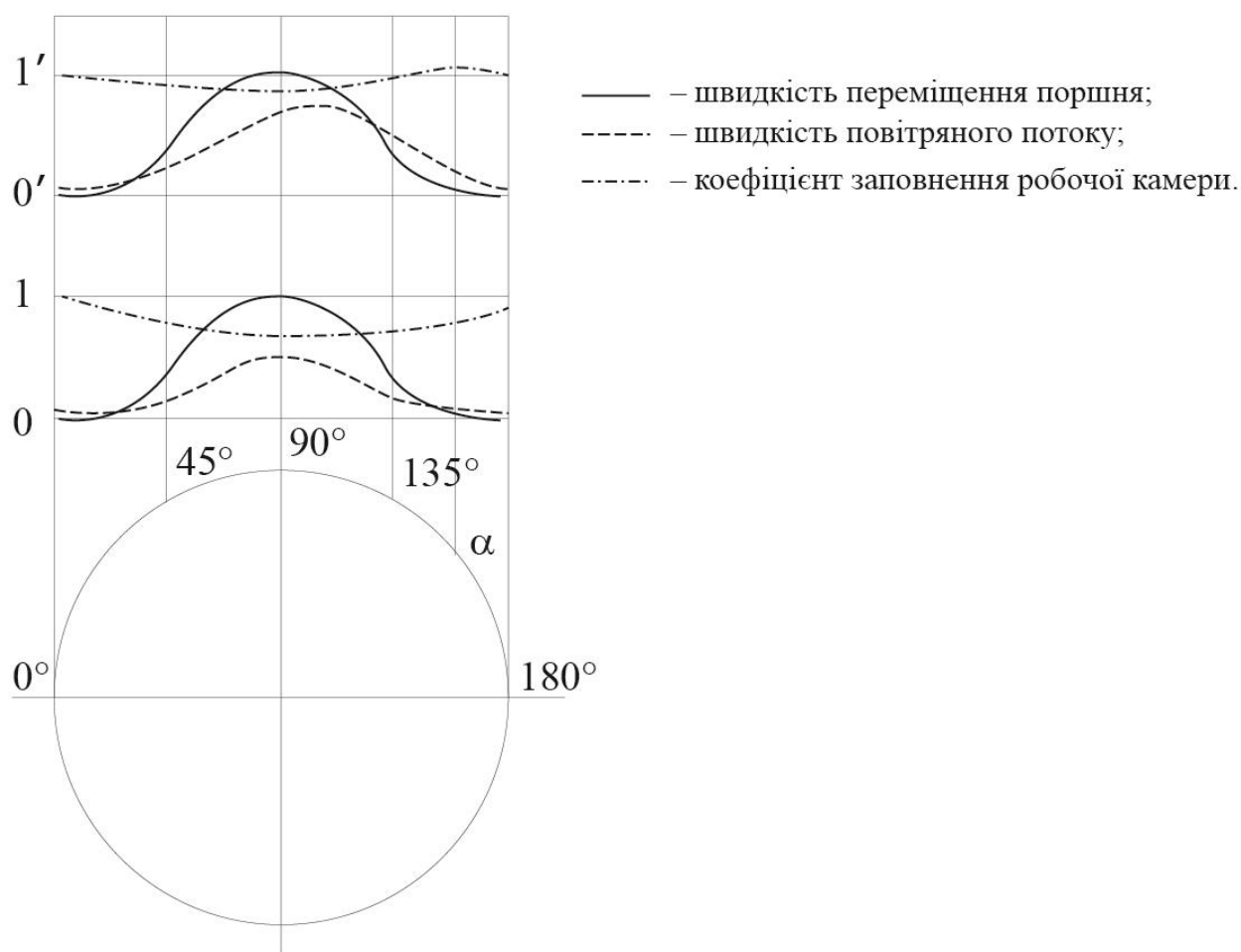


Рисунок 2.2 – Аналіз такту всмоктування

Розглянемо, згідно з рисунком, такт впуску.

- поршень знаходиться у верхній мертвій точці (ВМТ) (кут повороту 0°), швидкість поршня дорівнює нулю за модулем, швидкість повітряного потоку мінімальна, оскільки відкриті впускний і випускний клапани, та відбувається вентиляція робочої камери за рахунок інерційності повітряного потоку;

- при повороті кривошипа колінчастого валу від кута 0° до кута 45° випускний клапан закривається, і потік паливоповітряної суміші відсікається від випускного колектору. Поршень починає переміщатися, збільшуючи об'єм робочої камери, внаслідок чого в ній починає збільшуватися розрідження. Повітряний потік починає заповнювати робочу камеру, що збільшується, під дією перепаду тиску, утвореного розрідженням. Але оскільки впускний колектор має опір повітряному потоку, розрідження в робочій камері буде зростати;

- при повороті кривошипа колінчастого валу від кута 45° до кута 90° швидкість переміщення поршня збільшується за тригонометричною функцією та прагне до свого максимуму. Швидкість повітряного потоку також збільшуватиметься зі збільшенням розрідження в робочій камері;

- при куті повороту 90° швидкість переміщення поршня досягає свого найбільшого значення, при цьому швидкість повітряного потоку продовжує збільшуватися, оскільки розрідження також починає наближатися до свого найбільшого значення;

- при повороті кривошипа колінчастого валу від кута 90° до кута 135° швидкість переміщення поршня починає зменшуватися, розрідження досягає свого найбільшого значення, слідом за ним найбільшого значення досягає і швидкість повітряного потоку, після чого розрідження починає зменшуватися;

- при повороті кривошипа колінчастого валу від кута 135° до кута 180° швидкість переміщення поршня прагне до нуля, але, при високому числовому значенні розрідження, швидкість повітряного потоку продовжує залишатися достатньо високою;

- при куті повороту 180° (положення нижньої мертвої точки – НМТ) швидкість переміщення поршня дорівнює нулю, повітряний потік дозаповнює

робочу камеру, підвищуючи коефіцієнт наповнення (η), який обернено пропорційний числовому значенню розрідження. Щоб підвищити коефіцієнт наповнення (η), впускний клапан закривають із запізненням приблизно на $4^\circ \dots 8^\circ$ кута після проходження кривошипом НМТ.

Для збільшення коефіцієнта наповнення пропонується така система з алгоритмом роботи за тактом впуску, описаним нижче.

Робота циліндра двигуна, оснащеного ежекційною системою подачі газу, за тактом впуску:

- при повороті кривошипа колінчастого валу від кута 0° до кута 45° випускний клапан закривається, і потік паливоповітряної суміші відсікається від випускного колектору. Поршень починає переміщатися, збільшуючи об'єм робочої камери, унаслідок чого в ній починає зростати розрідження. Повітряний потік починає заповнювати робочу камеру, що збільшується, під дією перепаду тиску, утвореного розрідженням. Але в момент закриття випускного клапана починається подача природного газу в газовий змішувач під надлишковим тиском. Газ, змішуючись із повітрям, збільшує швидкість потоку газоповітряної суміші, отже, розрідження зростатиме повільніше, ніж у попередньому випадку;

- при повороті кривошипа колінчастого валу від кута 45° до кута 90° швидкість переміщення поршня збільшується за тригонометричною функцією та прагне до свого максимуму. Швидкість повітряного потоку також збільшуватиметься зі збільшенням розрідження в робочій камері та з продовженням подачі газу;

- при куті повороту 90° швидкість переміщення поршня досягає свого найбільшого значення, при цьому швидкість повітряного потоку продовжує збільшуватися, оскільки розрідження також починає наближатися до свого найбільшого значення;

- при повороті кривошипа колінчастого валу від кута 90° до кута 135° швидкість переміщення поршня починає зменшуватися, розрідження досягає свого найменшого значення, після чого робоча камера заповнюється надлишковим тиском і швидкість повітряного потоку починає зменшуватися;

– при повороті кривошипа колінчастого валу від кута 135° до кута 180° швидкість переміщення поршня прагне до нуля. У положенні кривошипа з кутом α до положення нижньої мертвої точки подача газу припиняється. Кут α залежить від кута положення кривошипа при закритті впускного клапана, частоти обертання колінчастого валу та необхідний для забезпечення потрапляння повної порції газу в циліндр з урахуванням неможливості зворотного відтоку газоповітряної суміші з циліндра під дією надлишкового тиску всередині робочої камери.

Таким чином, збільшуючи коефіцієнт наповнення η , ми збільшуємо один із найважливіших експлуатаційних показників – потужність, яка безпосередньо залежить від коефіцієнта наповнення η .

За даними розрахунків були проаналізовані теоретичні залежності витрати газоподібного та дизельного палива, з яких видно, що зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу двигуна споживання газоподібного палива зростає, причому залежність витрати палива від частоти обертання має лінійний характер, що свідчить про пряму залежність між ними. Зі збільшенням запальної дози, споживання газоподібного палива зменшується за квадратичною залежністю. Дана закономірність пояснюється відмінністю стехіометричних співвідношень газоподібного та дизельного палива.

Зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу двигуна споживання дизельного палива зростає, причому залежність витрати палива від частоти обертання має лінійний характер, що свідчить про пряму залежність між ними. Зі збільшенням запальної дози споживання дизельного палива збільшується за квадратичною залежністю. Ця закономірність також пояснюється відмінністю стехіометричних співвідношень газоподібного та дизельного палива.

РОЗДІЛ 3 УДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ РОБОТИ ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ

Найбільш простим і прийнятним для сільського господарства способом переведення дизельного двигуна на газоподібне паливо є використання газодизельного циклу, оскільки не потребується значних переробок дизеля, зберігається його стандартна паливна апаратура та здатність працювати або лише на дизельному, або на газоподібному паливі з додаванням дизельного палива [4, 9].

Газодизельний цикл, так само як і дизельний, відповідає змішаному циклу, але має свої особливості. Загальна кількість теплоти, що виділяється на ділянці видимого згоряння при обох процесах, практично однакова, однак при газодизельному процесі досягається вищий максимальний тиск згоряння, а економічність роботи за газодизельним циклом дещо вища, ніж за дизельним [5, 6].

При повних і близьких до них навантаженнях у газодизелі забезпечується настільки ж ефективний процес, як і в дизелі. Однак при зменшенні навантаження, зі збільшенням коефіцієнта надлишку повітря, ефективність процесу різко знижується, оскільки значно зменшується повнота згоряння.

Тому при малих навантаженнях на газодизелі необхідно здійснювати не лише якісне, а й кількісне регулювання горючої суміші.

Крім того, на характер газодизельного процесу суттєво впливає величина запальної дози дизельного палива.

Для ефективної роботи двигунів за газодизельним циклом необхідно створити таку систему керування, яка б регулювала подачу газу, дизельного палива та оптимізувала їх співвідношення відповідно до швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна [2, 3, 5].

Для переобладнання дизельного трактора в газодизельний, його оснащують додатковою паливною системою, до складу якої входять (рис. 3.1): 1 – газові балони для зберігання стисненого природного газу; 2 – вентилі для

забезпечення можливості обслуговування газової апаратури при заправлених балонах і на випадок аварійної ситуації; 3 – арматура для з'єднання елементів газової системи; 4 – манометр для оцінки кількості газу в балонах; 5 – заправний пристрій для заправлення балонів газом; 6 – редуктор (один або два) для зниження тиску газу; 7 – регулятор подачі газу (дозатор) для регулювання кількості газу, що надходить у циліндри двигуна; 8 – змішувач для подачі газу у впускний колектор двигуна; 9 – пристрій для регулювання запальної дози дизельного палива, який у газодизельному режимі встановлює величину подачі дизельного палива близько 30% від номінальної у дизельному режимі.

Промисловістю нині виробляються суцільнометалеві балони з вуглецевої та легованої сталі, металопластикові балони (з армувальною оболонкою з композиційного матеріалу) та композитні балони різних типорозмірів. Основною перевагою композитних і металопластикових балонів є менша маса, однак при цьому вони мають вищу вартість.

Для сільськогосподарського трактора, де збільшення маси навіть є корисним (з точки зору підвищення зчіпної маси), найбільш доцільним є застосування суцільнометалевих балонів.

Як уже зазначалося, теплота згоряння 1 м³ природного газу приблизно дорівнює теплоті згоряння 1 л дизельного палива. Для забезпечення тривалості роботи трактора в газодизельному режимі, співставної з дизельним варіантом, і враховуючи, що частка газу при цьому становить близько 75%, можна визначити, що об'єм газових балонів (при початковому тиску 20 МПа) повинен бути у 3...4 рази більшим за об'єм паливного бака трактора. Тому при переведенні тракторів на природний газ виникає проблема розміщення газових балонів [4 – 6].

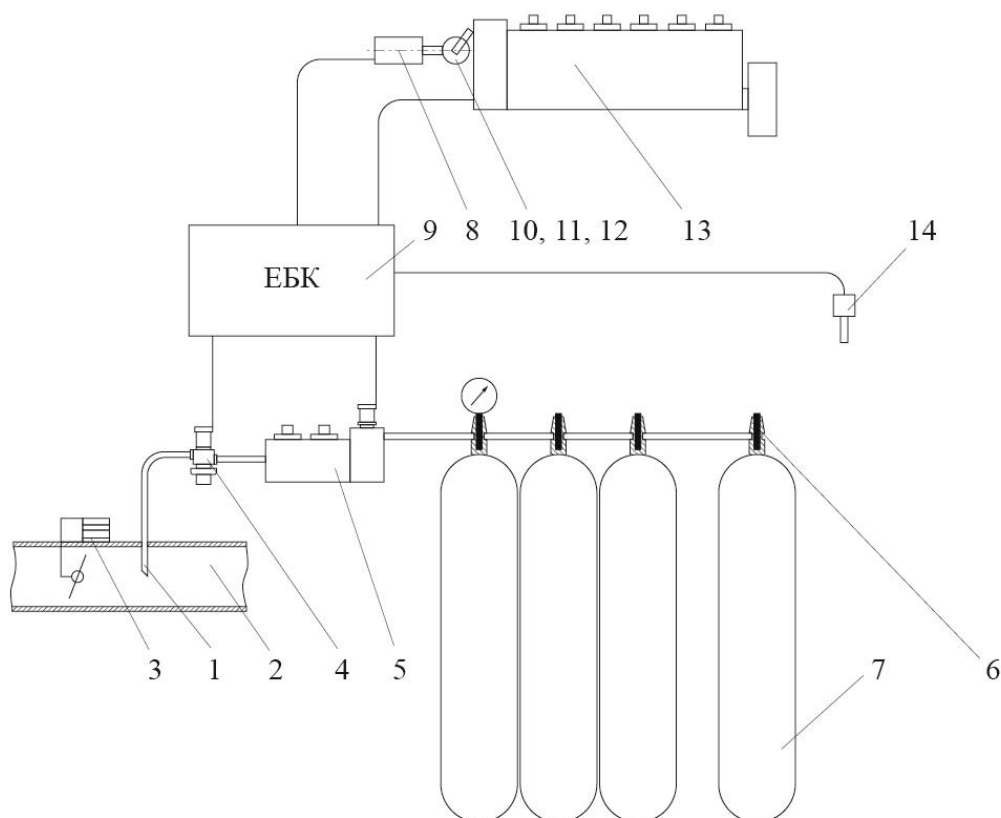


Рисунок 3.1 – Система подачі компримованого природного газу в двигун трактора ХТЗ-150К-09

Фірмою «Lemm» нині освоєно випуск балонів на робочий тиск 32 МПа, застосування яких дозволить зменшити необхідний об'єм газових балонів у 1,6 рази. Однак діючі нині АГНКС (автомобільні газонаповнювальні компресорні станції) забезпечують заправлення під тиском лише 20 МПа (АГНКС на 32 МПа перебувають у процесі розроблення), що робить застосування балонів із робочим тиском 32 МПа недоцільним.

Ще одним виходом із даної ситуації є застосування зрідженого природного газу, який на транспортному засобі зберігатиметься у спеціальних криогенних балонах. Вартість таких балонів є високою, а заправних станцій для заправлення зрідженим газом наразі одиниці.

На підставі сказаного було вирішено для переобладнання трактора ХТЗ-150К-09 використовувати суцільнометалеві балони БТ-81-20-320/1250 об'ємом 80 л, довжиною 1250 мм та діаметром 320 мм.

Балони у кількості восьми штук будуть встановлені на задній вантажній платформі трактора. При цьому за рахунок маси балонів додатково покращуються тягово-зчіпні показники трактора, оскільки додатково навантажується задній міст трактора, на який у базовому варіанті припадає лише 40% маси трактора. Сумарна місткість балонів становитиме 640 л, що дозволить забезпечити тривалість роботи трактора без заправлення протягом приблизно 8 год, що більше, ніж у існуючих газодизельних тракторів, розроблених на базі МТЗ-80 та Т-150. Перехід на балони з робочим тиском 32 МПа дозволить збільшити тривалість роботи трактора без заправлення до 12 год при тій самій місткості балонів.

Кожен балон матиме витратний вентиль (рис. 3.2) для забезпечення можливості обслуговування газової апаратури при заправлених балонах. На одному з балонів встановлюється манометр.

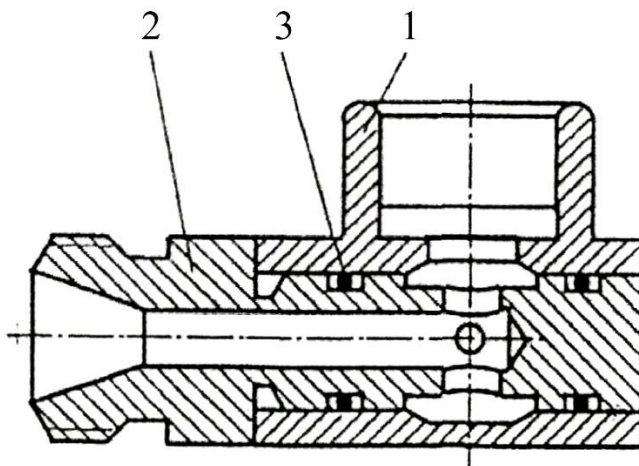


Рисунок 3.2 – Метановий витратний вентиль ВМР-2

Для кріплення балонів на тракторі виготовляється спеціальна касета, що являє собою збірну металеву конструкцію з труб квадратного перерізу з ложементами для кріплення балонів.

До рами касети з правого боку трактора кріпиться заправний пристрій ЗУК-1 (рис. 3.3). Заправний пристрій вгвинчується у штуцер із лівою різьбою заправного вентиля. При наповненні балонів газом у заправний пристрій 1 вводиться голка 2 (рис. 3.3), до різьбової частини якої через перехідник

приєднаний заправний шланг. Газ через отвори в голці надходить у заправний пристрій і далі через заправний вентиль у балони. Ущільнення стикувального вузла здійснюється гумовими кільцями 3, встановленими на голці 2. Під час заправлення голка повинна входити в заправний пристрій до упору, як показано на рис. 3.3.



1 – заправний пристрій; 2 – голка; 3 – гумове кільце

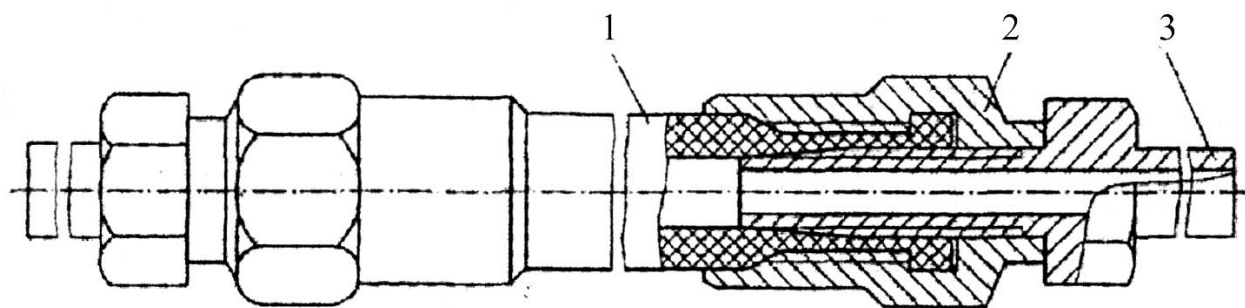
Рисунок 3.3 – Заправний пристрій



Рисунок 3.4 – Метановий наповнювальний вентиль БМН-2

Від балонів через трубопроводи високого тиску газ подається до редуктора високого тиску, який розташований у підкапотному просторі трактора.

Газопровід високого тиску проходить з лівого боку рами трактора поряд із трубопроводами, що йдуть до масляного радіатора гідросистеми трактора.



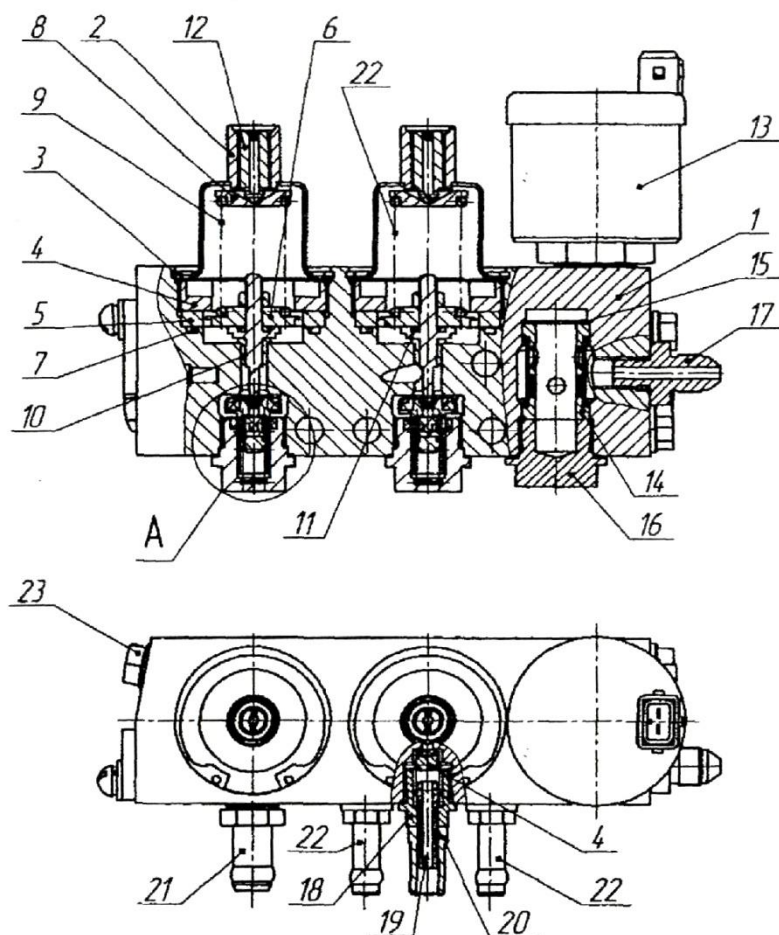
1 – шланг; 2 – муфта; 3 – трубка

Рисунок 3.5 – Трубопровід високого тиску

В якості редуктору високого тиску був обраний редуктор РВД-200/3-25 (рис. 3.6), який підтримує тиск на виході з точністю $\pm 2\%$ при постійній витраті незалежно від тиску в балонах. Крім того, конструкція редуктора дозволяє повністю витратити газ у балонах.

У загальному корпусі 1 виконані дві ступінчасті розточки, у яких розміщені вузли та деталі першого і другого ступенів редукування. Деталі повністю ідентичні. Відмінність полягає лише у настроювальних (основних) пружинах. У розточці розміщений мембранний вузол 6, мембрана якого за допомогою гайки 4 через проставку 5 герметично притискається до ущільнювального кільця 7. На мембранний вузол встановлюється основна пружина 9 з опорою 8.

Пружина і мембранна камера закриваються кожухом 2, у якому встановлений регулювальний гвинт 12. Другий ступінь має патрубок для під'єднання шлангу, що з'єднує цей ступінь із дозатором газу. Кожух закріплений у корпусі стопорним кільцем 3. У корпус редуктора також встановлено фільтр 14, який через футорку 16 притискається до пружинного кільця 15. У корпус вгвинчені вхідний штуцер 17, вихідний штуцер 21, штуцери підведення і відведення охолоджувальної рідини двигуна 22, а також запобіжний клапан 18. Крім того, на корпусі встановлений електромагнітний клапан високого тиску 13.



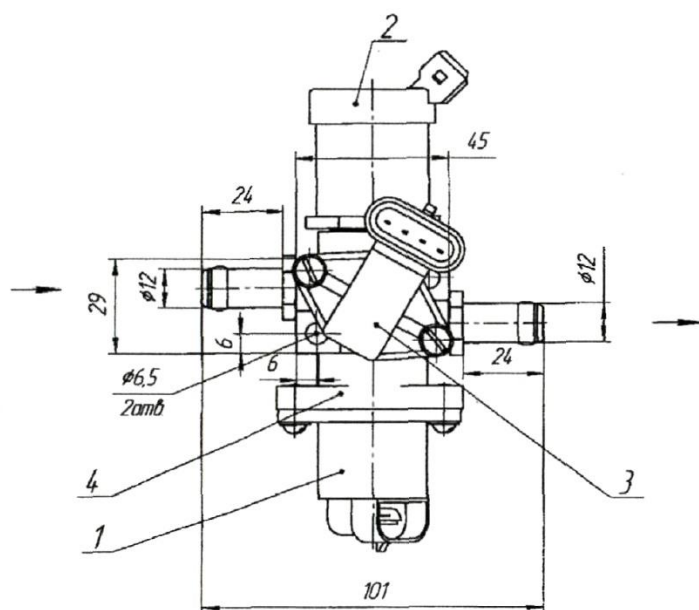
1 – корпус; 2 – кожух; 3 – стопорне кільце; 4 – гайка; 5 – проставка; 6 – мембранний вузол; 7, 11 – ущільнювальне кільце; 8 – опора; 9 – основна пружина; 10 – напрямна втулка; 12 – регулювальний гвинт; 13 – електромагнітний клапан високого тиску; 14 – фільтр; 15 – пружинне кільце; 16 – футорка; 17 – вхідний штуцер; 18 – запобіжний клапан; 19 – сапун; 20 – штуцер; 21 – вихідний штуцер; 22 – штуцери підведення та відведення охолоджувальної рідини двигуна; 23 – пробка

Рисунок 3.6 – Редуктор високого тиску РВД-200/3-25

Редуктор розміщується під капотом трактора, оскільки потребує підведення до нього охолоджувальної рідини двигуна з метою обігріву сидла клапана першого ступеня для запобігання його замерзання через високий ступінь редукування газу. Редуктор також оснащений електромагнітним клапаном для відключення подачі газу в редуктор при непрацюючому двигуні, роботі у дизельному режимі та аварійній ситуації. Для монтажу редуктора виготовляється спеціальна рама, яка кріпиться під капотом до балок.

Дозатор газу 4.000 виробництва (рис. 3.7) має високу точність дозування ($\pm 0,5 \%$) і дозволяє перекривати подачу газу в двигун у режимі примусового холостого ходу, що дає можливість не лише економити паливо, але й запобігати хлопкам і розривам глушника.

Електронний дозатор газу складається з електромагнітного приводу 1, відсічного електромагнітного клапана нормально закритого типу 2, датчика тиску і температури газу після редуктора 3, корпусу 4. В якості приводу використовується двофазний кроковий двигун. Послідовність імпульсів, що керують кроковим двигуном, формується електронним блоком керування. Дозатор газу разом із газовим редуктором встановлюється на спеціальній рамі в підкапотному просторі трактора.



1 – електромагнітний привід; 2 – електромагнітний клапан нормально закритого типу; 3 – редуктор; 4 – корпус

Рисунок 3.7 – Дозатор газу 4.000

Змішувач газу (рис. 3.9) являє собою вигнуту трубку з отворами, через які газ надходить у впускний колектор двигуна. Конструкція змішувача забезпечує рівномірне перемішування газу з повітрям.

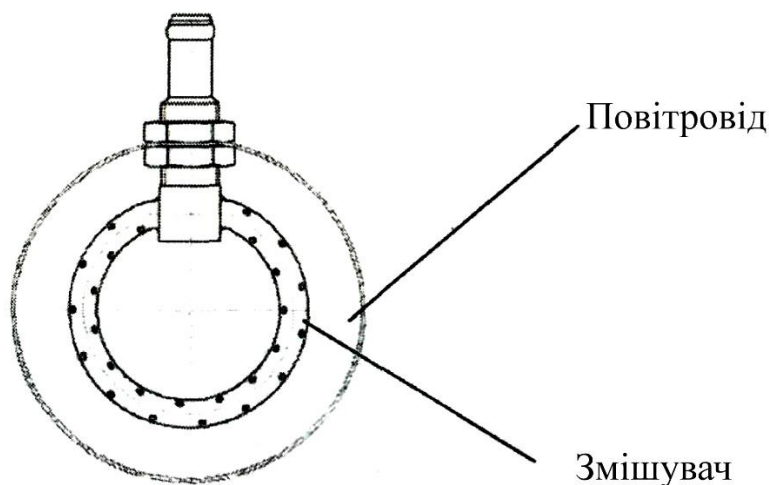


Рисунок 3.9 – Змішувач газу

Датчик положення рейки ПНВТ, датчик положення важеля керування ПНВТ, датчик температури охолоджувальної рідини, датчики тиску і температури газу після редуктора випускаються серійно промисловими підприємствами та є покупними виробами.

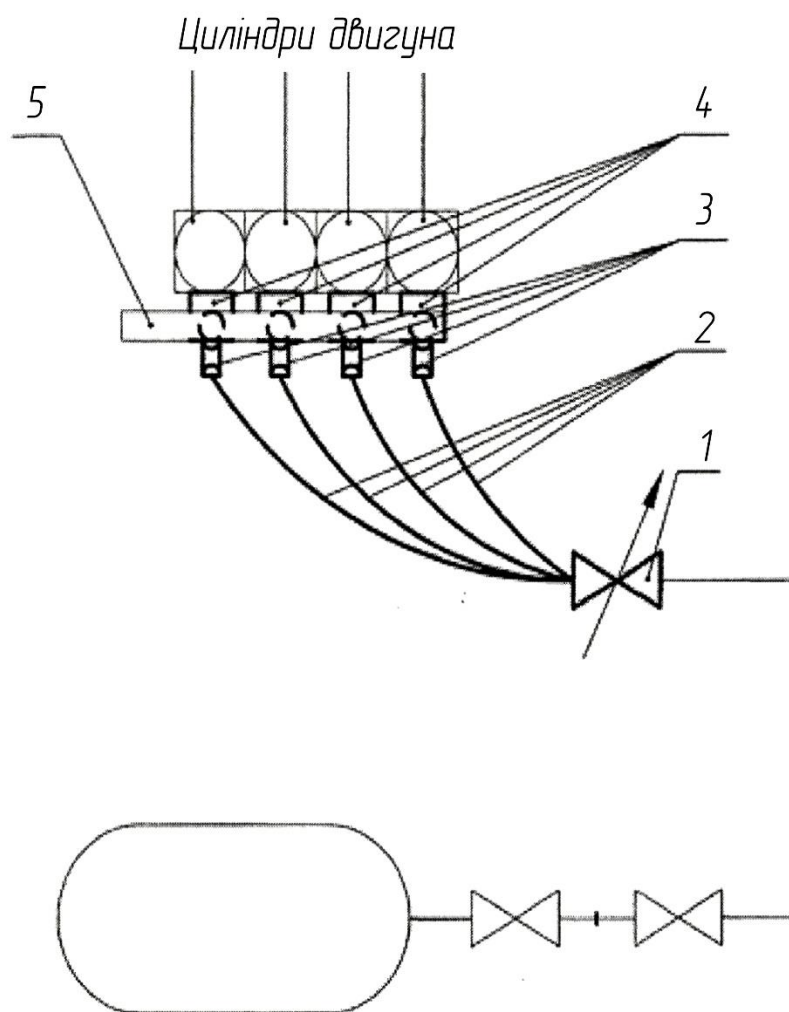
З метою покращення коефіцієнта наповнення, а відповідно і потужності, було запропоновано удосконалення системи.

Суть удосконалення полягає в тому, що в системі подачі природного газу із зовнішнім сумішоутворенням у двигун, яка складається з електромагнітних керованих клапанів, редуктора, вузла розподілу, змішувального вузла з двома входами, одним виходом та ежектором, трубопроводів, що з'єднують редуктор з електромагнітними керованими клапанами, а вузол розподілу – з впускним колектором двигуна, змішувальний вузол з ежектором виконаний у вигляді блока змішувачів з кількістю останніх, що дорівнює кількості циліндрів двигуна. При цьому блок змішувачів встановлений у місці з'єднання двигуна з його впускним колектором у вигляді насадки, а редуктор за допомогою вихідного отвору з'єднаний із входами змішувачів, що входять до блока змішувачів, за допомогою трубопроводів, рознесених за типом променів від вихідного отвору

редуктора, а інші кінці цих трубопроводів з'єднані з електромагнітними керованими клапанами, кількість яких також дорівнює кількості циліндрів двигуна.

Метою удосконалення є забезпечення можливості повного наповнення кожного з циліндрів двигуна описаним конструктивним прийомом, вираженим у сутності запропонованого пристрою, що дозволяє максимально збільшити потужність двигуна лише за рахунок подачі газу.

Пристрій пояснюється за допомогою схеми (рис. 3.10).



1 – керований редуктор; 2 – газові трубопроводи; 3 – електромагнітний керований клапан; 4 – змішувач; 5 – впускний колектор

Рисунок 3.10 – Схема системи впорскування газу в двигун внутрішнього згоряння

Пристрій подачі природного газу в двигун належить до розподілених – поциліндрових систем упорскування газу типу «multi-port». Він складається з керованого редуктора 1, до виходу якого приєднані газові трубопроводи 2, що підводять газ до кожного зі змішувачів 4, які містять ежектор та з'єднані в блок. На протилежному від редуктора кінці кожного трубопроводу встановлений електромагнітний керований клапан 3, вихід якого розміщений у змішувачі 4. Впускний колектор 5 двигуна розташований таким чином, що підходить до кожного змішувача 4, який виконаний у вигляді насадки на колектор 5. До редуктора 1 газ підводиться трубопроводом високого тиску, який з'єднує його з балоном для зберігання та транспортування газу за допомогою двох кранів, один з яких перекриває газ у балоні, а інший – у системі при від'єднанні балонів під час її обслуговування за допомогою роз'ємного з'єднання між двома кранами.

Газ, що зберігається в балоні, проходячи через роз'ємне з'єднання та трубопровід високого тиску, надходить у керований редуктор 1, де тиск знижується до робочого надлишкового, і, розподіляючись по трубопроводах 2, надходить до електромагнітних керованих клапанів 3. При непрацюючому двигуні електромагнітні клапани 3 виконують запірну функцію. При працюючому двигуні електромагнітні клапани 3 виконують розподільчу функцію, дозволяючи дозувати порції газу для кожного циліндра при різних режимах роботи двигуна. Порції газу з електромагнітних клапанів надходять у змішувачі 4 і за допомогою ефекту ежекції, створюваного пристроєм у змішувачі, попередньо змішавшись із повітрям, що надходить із впускного колектора 5, надають утвореній газоповітряній суміші додатковий імпульс під час циклу впуску в циліндр і додатково заповнюють камеру згоряння.

РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ВИТРАТИ ПАЛИВА НА ОДИН УМОВНИЙ ЕТАЛОННИЙ ГЕКТАР

Продуктивність машини:

$$W_{\text{сум}} = 0,1 B_p v_p K_n T_{\text{зм}}, \quad (4.1)$$

де B_p – ширина захвату МТА, м; v_p – швидкість руху МТА, км/год; K_n – коефіцієнт переходу від технічної продуктивності МТА до експлуатаційної (0,7...0,9).

Еталонний змінний виробіток визначається за формулою:

$$W_{\text{ет}} = K_{\text{пер}} T_{\text{зм}}, \quad (4.2)$$

де $K_{\text{пер}}$ – коефіцієнт переведення фізичного трактора (ХТЗ-150К-09) в умовний (1,35); $W_{\text{ет}}$ – еталонний змінний виробіток, ум. ет. га; $T_{\text{зм}}$ – тривалість зміни (7 годин), год.

Об'єм робіт в умовних еталонних гектарах визначається за формулою:

$$U = m W_{\text{ет}}, \quad (4.3)$$

де m – кількість змін.

Витрата палива на 1 гектар визначається за формулою:

$$g = \frac{G_z}{W_z}, \quad (4.4)$$

де G_z – годинна витрата палива, кг/год; W_z – годинна продуктивність МТА, га/год.

Витрата палива на весь об'єм робіт визначається за формулою:

$$Q = U_{\phi} g, \quad (4.5)$$

де U_{ϕ} – об'єм робіт, га.

Витрата палива на 1 умовний еталонний гектар визначається за формулою:

$$g_y = \frac{Q}{U}, \quad (4.6)$$

де Q – витрата палива на весь об'єм робіт, кг; U – об'єм робіт в умовних еталонних гектарах, ум. ет. га.

Для систематизації отриманих розрахунків складемо табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунок продуктивності в умовних еталонних гектарах

Показники	Значення	
	базовий трактор	газодизельний трактор
Об'єм робіт, фіз. га	100	100
Продуктивність за 7 годин, га	7,84	7,84
Кількість змін, шт	13	13
Еталонний змінний виробіток, у.е.га	9,45	9,45
Об'єм робіт в у.е.га.	122,8	122,8
Витрата палива на 1 га, кг	15,625	13,87
Витрата палива на весь об'єм робіт, кг	1562,5	1387
Витрата палива на 1 у.е.га	12,7	11,3

З аналізу отриманих даних видно, що в результаті експлуатації базового трактора ХТЗ-150К-09 на механізованих польових роботах витрата палива на 1 умовний еталонний гектар становить 12,7 кг палива, а при використанні на цьому тракторі системи подачі газоподібного палива витрата палива знижується на 17,8%. Таким чином, при річному використанні трактора на польових механізованих і транспортних роботах у будь-якому обсязі спостерігається перевага енергоефективності трактора із застосуванням системи подачі газоподібного палива.

РОЗДІЛ 5 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТРАКТОРА ХТЗ-150К-09, ОБЛАДНАНОГО СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ ГАЗОПОДІБНОГО ПАЛИВА

Для розрахунку економічної ефективності застосування системи подачі газоподібного палива виконаємо порівняння з базовими характеристиками трактора ХТ_150К-09. Для розрахунку економічної ефективності використовується варіант експлуатації тракторів ХТЗ-150К-09, агрегованих плугами ПЛН-5-35. Розрахунок проводиться за відомою методикою визначення економічної ефективності використання нових сільськогосподарських машин і агрегатів.

Годинну експлуатаційну продуктивність орних агрегатів W_z , га/год, розраховуємо за формулою:

Витрати праці на одиницю роботи визначаються за формулою:

$$T_p = \frac{Ч}{W_z}, \quad (5.1)$$

де $Ч$ – кількість працівників, що обслуговують МТА, осіб; $W_z = W_{\text{сум}}$ – годинна продуктивність МТА, формула (4.1), га/год;

Питомі витрати енергоресурсів (газоподібне та дизельне паливо) розраховуються за формулою:

$$B_e = \frac{Nq_{\text{num}}K_o}{W_z}, \quad (5.2)$$

де N – потужність двигуна, кВт; q_{num} – питома витрата палива (0,22 кг/кВт·год), кг/кВт·год; K_o – коефіцієнт, що враховує ступінь використання двигуна за потужністю та часом.

Розрахунок собівартості одиниці роботи визначається за формулою:

$$C = C_z + C_a + C_p + C_{\text{пмм}} + C_n, \quad (5.3)$$

де C_z – заробітна плата обслуговуючого персоналу, грн/га; C_a – амортизаційні відрахування, грн/га; C_p – витрати на ремонт, грн/га; $C_{\text{пмм}}$ – витрати на паливно-мастильні матеріали, грн/га; C_n – накладні витрати, грн/га.

Амортизаційні відрахування визначаються як сума за всіма складовими МТА:

$$C_a = \frac{Ba_m}{100TW_z}, \quad (5.4)$$

де B – капітальні вкладення, грн; a_m – норма амортизаційних відрахувань трактора (12,5%); T – річне завантаження машини (500 год), год.

Заробітна плата C_3 , грн/га, обслуговуючого персоналу визначається за формулою:

$$C_3 = \frac{C_{3.год} \cdot CK_3}{W_z}, \quad (5.5)$$

де $C_{3.год}$ – годинна тарифна ставка, грн; K_3 – коефіцієнт, що враховує різні види доплат і нарахувань (1,5).

Витрати на паливно-мастильні матеріали $C_{нмм}$, кг/га, розраховуються за формулою:

$$C_{нмм} = B_e \Pi_n K_m, \quad (5.6)$$

де Π_n – ціна 1 кг палива, грн; K_m – коефіцієнт, що враховує витрати на мастильні матеріали (1,15).

Оскільки у даній роботі описується трактор, що працює на двох видах палива, то формула для підрахунку витрат на енергоресурси при роботі трактора на газодизельному паливі має вигляд:

$$C_z = (B_e \Pi_n + B_{ez} \Pi_{nz} K_{z3}) K_z, \quad (5.7)$$

де B_{ez} – питомі витрати газоподібних енергоресурсів, м³/га; Π_{nz} – ціна 1 м³ природного газу на автомобільній газонаповнювальній компресорній станції (АГНКС), грн; Π_n – ціна 1 кг дизельного палива, грн; B_e – питомі витрати рідких енергоресурсів (дизельне паливо), кг/га; K_{z3} – коефіцієнт, що враховує еквівалент газоподібного і дизельного палива (0,86).

Витрати на ремонт C_p за годину роботи розраховуються за формулою:

$$C_p = \frac{Ba_p}{100TW_z}, \quad (5.8)$$

де a_p – норма відрахувань на трактор (18,5%).

Накладні витрати C_n , грн/га, визначаються за формулою:

$$C_n = 0,05(C_z + C_a + C_p + C_{нм}), \quad (5.9)$$

Річна економія експлуатаційних витрат E_p , грн:

$$E_p = (C_{\delta} - C_e)T_o W_z, \quad (5.10)$$

де C_{δ} , C_e – собівартість роботи базової та експериментальної машини відповідно, грн/га; T_o – завантаження МТА на даній операції протягом року, год.

Термін окупності $T_{ок}$, років, додаткових капіталовкладень визначається за формулою:

$$T_{ок} = \frac{B_e - B_{\delta}}{E_p}, \quad (5.11)$$

де B_e – балансова вартість більш економічного агрегату, грн; B_{δ} – балансова вартість менш економічного агрегату, грн.

Для підрахунку додаткових капіталовкладень при встановленні системи подачі газоподібного палива в двигун була складена табл. 5.1. У даній таблиці наведений перелік елементів, що входять до системи.

Цей перелік відображає витрати на придбання або доопрацювання того чи іншого виду обладнання. Також необхідно враховувати, що, окрім вартості елементів усієї системи, присутні витрати на монтаж і випробування кожного зразка трактора, який працює на газодизельному паливі.

Цей показник дорівнює 10% від вартості обладнання.

Таблиця 5.1 – Вартість елементів системи подачі газоподібного палива в двигун

Елемент системи	Вартість, грн
Редуктор газовий, високого тиску, двохступінчастий	4 500
Дозатор	2 500
Електронний блок керування (ЕБК)	15 000
Датчик швидкості	1 500
Доопрацювання насоса	10 000
Трубопровідна арматура	10 000
Балони	52 000
Рама	10 000
Всього	105 500

Вартість трактора ХТЗ-150К-09 становить 1 300 000 грн.

Вартість газоподібного палива становить 48,45 грн/кг, вартість дизельного палива – 88,10 грн/кг.

Завантаження машинно-тракторного агрегату приймаємо рівним 500 мотогодин на рік.

Для систематизації отриманих економічних розрахунків складемо табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Основні економічні показники ефективності трактора при переведенні його на газодизельне паливо

Економічний показник	Значення для базової машини	Значення для експериментальної машини
Годинна експлуатаційна продуктивність, га/год	1,175	1,175
Витрати праці на одиницю роботи, люд.-год./га	0,851	0,851
Питома витрата енергоресурсів, кг/га	17,5	16,3
Собівартість одиниці роботи, грн.	1335,9	1157,1
Амортизаційні відрахування, грн.	290	301
Заробітна плата, грн.	69,25	66
Витрати на паливні та мастильні матеріали, грн.	483	290
Витрати на ремонт, грн.	430	445
Накладні витрати, грн.	63,6	55
Річна економія експлуатаційних витрат, грн.		105 045
Строк окупності, років		1,01

ВИСНОВКИ

На підставі аналізу літературних джерел, а також виробничого досвіду, обґрунтовано основні експлуатаційно-технологічні вимоги до паливної системи тракторних дизелів, що працюють за газодизельним циклом, до яких належать: забезпечення точного і стабільного регулювання подачі газоподібного та дизельного палива залежно від режимів роботи трактора; досягнення співвідношення запальної дози дизельного та газоподібного палива 35% / 65%; забезпечення експлуатації трактора на одній заправці протягом не менше 8 год.

Розроблено удосконалену паливну систему для роботи тракторних двигунів за газодизельним циклом, яка забезпечує як регулювання подачі газоподібного та дизельного палива залежно від навантаження трактора, так і збільшення часу роботи на одній заправці. Запропонований пристрій подачі природного газу із зовнішнім сумішоутворенням дозволяє підвищити коефіцієнт наповнення камери згоряння і тим самим збільшити потужність двигуна на 4%.

Проведеними розрахунками встановлено, що при максимальному навантаженні двигуна та заміщенні дизельного палива газовим на 65% витрата газоподібного палива становить 6,64 м³/год, а витрата дизельного – 3,26 кг/год.

Розрахунковий річний економічний ефект від впровадження запропонованої розробки за рахунок заміщення дизельного палива становить понад 105 тис. грн/рік на 1 трактор. Сумарна витрата палива (дизельне паливо + газ) знижується на 17,8% порівняно з витратою дизельного палива на один умовний еталонний гектар.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Hall C., Kassa M. Advances in combustion control for natural gas–diesel dual fuel compression ignition engines in automotive applications: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, Vol. 148. DOI: 10.1016/j.rser.2021.111291
2. Pham Q., Park S., Agarwal A.K., Park S. Review of dual-fuel combustion in the compression-ignition engine: Spray, combustion, and emission. *Energy*, 2022, Vol. 250, 123778. DOI: 10.1016/j.energy.2022.123778
3. Yousefi A., Guo H., Birouk M. Split diesel injection effect on knocking of natural gas/diesel dual-fuel engine at high load conditions. *Applied Energy*, 2020, Vol. 279, 115828. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115828
4. Park H., Shim E., Lee J. et al. Comparative evaluation of conventional dual fuel, early pilot, and reactivity-controlled compression ignition modes in a natural gas-diesel dual-fuel engine. *Energy*, 2023, Vol. 268. DOI: 10.1016/j.energy.2023.126769
5. Le K.B., Duong M.Q., Cao D.T. et al. Application of supervised machine learning and Taylor diagrams for prognostic analysis of performance and emission characteristics of biogas-powered dual-fuel diesel engine. *International Journal of Renewable Energy Development*, 2024, Vol. 13(6). DOI: 10.61435/ijred.2024.60724
6. Owczuk M., Matuszewska A., Kruczyński S., Kamela W. Evaluation of using biogas to supply the dual fuel diesel engine of an agricultural tractor. *Energies*, 2019, Vol. 12(6), 1071. DOI: 10.3390/en12061071
7. Zhang B., Wang Y., Liu H. et al. Computational Investigation of Combustion, Performance, and Emission Characteristics in Hydrogen-Enriched Diesel Engines. *Sustainability*, 2023, Vol. 15(4), 3610. DOI: 10.3390/su15043610
8. Luo J., Wang Y., Li T. et al. Effects of Different Injection Strategies on Combustion and Emission Characteristics of Natural Gas/Diesel Dual-Fuel Engines. *Processes*, 2021, Vol. 9(8), 1300. DOI: 10.3390/pr9081300
9. Tang Y., Chen Z., Wang S. et al. Challenges and opportunities of natural gas dual-fuel engines. *Fuel*, 2025. DOI: 10.1016/j.fuel.2025.134008

10. Müller F., Wachtmeister G. A detailed comparison of ethanol–diesel direct fuel blending and dual-fuel combustion strategies. *Discover Mechanical Engineering*, 2024. DOI: 10.1007/s41104-024-00147-1
11. Cao J., Wang S., Liu Y. A Review of Marine Dual-Fuel Engine New Combustion Technology. *Energies*, 2025, Vol. 18(15), 3903. DOI: 10.3390/en18153903
12. Afzal A., Kareemullah M. et al. A Comparative Study with Diesel Fuel. *Sustainability*, 2021, Vol. 13(14), 7688. DOI: 10.3390/su13147688
13. Rani A., Kumar P., Singh J. Alternative fuels for agricultural internal combustion engines. *Cleaner Engineering and Technology*, 2026. DOI: 10.1016/j.clet.2026.100404
14. Diesel Engines. *IntechOpen*, 2024. ISBN: 978-1-80356-997-0
15. Zhao H. (Ed.). *HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry*. Woodhead Publishing, 2022 reprint edition. ISBN: 978-0081014424

ДОДАТКИ