

УДК 629.03
№ держреєстрації 0118U003322
Інв. №

Міністерство освіти і науки України
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
(ДБТУ)

Кафедра «Трактори і автомобілі»
61002, Харків, вул. Алчевських, 44;
+38(057)7003888 <http://btu.kharkov.ua>, info@btu.kharkov.ua



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

Валерій Михайлов

ЗВІТ
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
Конвертація тягово-транспортних машин з забезпеченням екологічної
безпеки
(остаточний)

Керівник НДР:
д.т.н., професор

Анатолій ЛЕБЕДЄВ

Харків 2022

Результати цієї роботи розглянуто науково-технічною радою факультету мехатроніки та інжинірингу, протокол № 3 від 21.12.2022 р.

СПИСОК АВТОРІВ

Відповідальний виконавець:
Професор, доктор технічних
наук



_____2022 р.

А.Т. Лебедев
(вступ; розділи 1, 2, 3,
4, 5; висновки;
рекомендації)

Виконавці:

Доцент, доктор технічних наук



_____2022 р.

В.М. Манойло
(вступ; розділи 2, 3, 4,
5, 6; висновки)

Доцент, кандидат технічних
наук



_____2022 р.

С.О. Поляшенко
(розділи 1, 3, 4, 5;
висновки)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 66 с., 2 табл., 35 рис., 2 дод., 65 джерела.

ГАЗОВИЙ ДВИГУН, РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ, ЇЗДОВІ ЦИКЛИ, ЕКОЛОГІЧНІСТЬ ТТС.

Об'єктом дослідження є процес згоряння газового двигуна 6ЧГ 13/14 з іскровим запалюванням та розподільною подачею палива, конвертованого з дизеля ЯМЗ-236, який встановлюється на ТТС.

Предметом дослідження є процес підвищення функціонування транспортних засобів, конвертованих для роботи на природному газі; підвищення ефективності експлуатації ТТС, конвертованих для роботи на природному газі.

Мета роботи полягає в підвищенні ефективності використання екологічно ощадних технологій застосуванням газових двигунів в реальних умовах експлуатації на вантажних транспортних засобах.

В роботі авторам розглядається застосування перспективної паливної апаратури вітчизняного виробництва, для здійснення розподіленого впорскування палива у конвертований «чисто» газовий ДВЗ 6ЧГ 13/14 для вітчизняного вантажного автомобілю, за рахунок застосування мікропроцесорної системи подачі газу. Робота пов'язана з раціональним вибором та обґрунтуванням параметрів, що визначають процес згоряння «чисто» газового ДВЗ із іскровим запалюванням.

За матеріалами роботи опубліковано: 33 статті у фахових виданнях України та інших держав (з них 3 публікації у періодичному виданні, що входить до наукометричної бази Scopus та 11 публікацій у виданнях, які включені до інших міжнародних наукометричних баз). За матеріалами досліджень опубліковано 8 тез, отримано 8 патентів України на винахід та 9 патентів України на корисну модель.

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАКИ

ГБО	– газобалонне обладнання;
НДР	– науково-дослідна робота;
АГНКС	– автозаправочні газо-наповнюючі комплекси і станції;
МФУ	– метод функціональних рівнянь;
МОКіРП	– метод оптимізації конструктивних і режимних параметрів;
ВГ	– відпрацьовані гази;
СНГ	– стиснутий нафтовий газ;
СПГ	– стиснутий природний газ;
ГТН	– газотурбінний наддув;
ТКР	– турбокомпресор;
ЕДГ	– електромагнітний дозатор газу;
ЧШХ	– часові швидкісні характеристики;
ЗШХ	– зовнішні швидкісні характеристики;
АСДД	– автоматизована система дослідження двигуна;
ЕСКД	– електронна система керування двигуном;
ЕСУД	– електронна система управління двигуном;
ГПА	– газопаливна апаратура;
СК РПГ	– система керування розподіленою подачею газу;
ДПВ	– датчик початку відліку;
ДКІ	– датчик кутових імпульсів;
ДПДЗ	– датчик положення дросельної заслінки;
ДТОР	– датчик температури охолоджуючої рідини;
ДТиГ	– датчик тиску газу;
ДТеГ	– датчик температури газу;
СУ	– система управління;
ВЕВ	– вхідний елементарний вплив;
ЧДХ	– часові динамічні характеристики;
РПГ	– розподільна подача газу;
ФЕПФ	– фільтруючий елемент повітряного фільтру;
ГРНТ	– газовий редуктор низького тиску;
МіЦ	– міський їздовий цикл;
ПіЦ	– приміський їздовий цикл;

ЗМІСТ

Вступ	6
1 Шляхи зниження екологічного забруднення викидами відпрацьованих газів двигунів. Постановка проблеми	8
1.1 Використання природного газу як альтернатива рідинному паливу	8
1.2 Мета та задачі дослідження	11
1.3 Шляхи зниження екологічного забруднення навколишнього середовища викидами відпрацьованих газів автотранспортних двигунів	13
2 Розробка методів спільного електронного управління розподіленою системою подачі газу і системою запалювання ДВЗ конвертованого ТТС	17
3 Методика експериментального дослідження робочого процесу газового двигуна ТТС	24
4 Базові основи теорії автоматичного керування елементарними технічними системами	28
5 Методи дослідження параметрів функціональних систем конвертованого газового ДВЗ АТЗ	35
6 Метод програмної оптимізації параметрів газового двигуна з ГТН, конвертованого вантажного автомобіля КрАЗ-5401К2	48
Висновки	57
Рекомендації	60
Перелік джерел посилання	61
Додаток А. Патенти	67
Додаток Б. Впровадження	84

ВСТУП

Необхідність пошуку та впровадження альтернативних видів моторних палив, які могли б скласти конкуренцію традиційним бензину і дизельному паливу, зумовлено постійним збільшенням кількості автотранспорту, а отже, зростанням попиту на моторні види палива і прогнозованим в найближчому майбутньому зниженням обсягів світового видобутку нафти, як основної сировини для виробництва традиційного палива. Іншим важливим чинником є збільшення навантаження на навколишнє середовище, особливо в густонаселених, промислово-розвинених регіонах світу, оскільки автомобіль є основним джерелом цілого ряду агресивних хімічних сполук, які отруюють атмосферу.

Найбільшими споживачами нафтового пального є двигуни внутрішнього згорання, і переведення таких двигунів на місцеве пальне шляхом його газифікації є найбільш ефективним практичним рішенням питання економії рідкого моторного пального.

Поряд з транспортними двигунами в різноманітних галузях народного і фермерського господарства працює велика кількість двигунів внутрішнього згорання, які споживають рідке пальне. Для таких господарств питання енергопостачання є першочерговим.

Застосування газового палива в ДВЗ і неодноразове повернення до застосування цього виду палива не випадково. За своїми властивостями воно найбільше наближається до уявлень про ідеальне моторне паливо.

Тому використання природного газу в будь-якому господарстві, є найбільш ефективним рішенням питання економії рідкого палива.

Постійне зростання цін на нафту і нафтопродукти створило сприятливі економічні умови для розвитку альтернативних видів моторних палив.

Безумовним лідером серед альтернативних моторних палив в даний час став стислий до 200 кгс/см² природний газ, який закачується у балони на автомобільних газонаповнювальних компресорних станціях (АГНКС). Сьогодні

у світі вже близько 7 млн. автомобілів їздять на компримованому природному газі (КПГ). Основний обсяг реалізації КПГ в світі припадає на чотири країни:

- Аргентина – 1654000 автомобілів, з реалізацією 1016,00 млн.м³/грн.;
- Пакистан – 1 600 000 автомобілів, імовірно з реалізацією більше 918,6 млн.м³ / грн.;

- Бразилія – 1425513 автомобілів, з реалізацією 880,6 млн.м³/грн.;

- Китай - 200 873 автомобіля, з реалізацією 368, 00 млн.м³/грн.

На їх частку припадає близько 4,5 млн. газомоторним автомобілів. Серед країн СНД трійка лідерів – споживачів КПГ, виглядає наступним чином:

- України – 100 000 автомобілів, з реалізацією 182,6 млн.м³ грн.;

- Росія – 95 000 автомобілів, з реалізацією 103,7 млн.м³ / грн.;

- Вірменія – 96 100 автомобілів, з реалізацією 88,6 млн.м³ / грн.

Використання КПГ в якості моторного палива практично у всіх країнах проходить за підтримки урядів у створенні сприятливих умов для будівництва АГНКС та експлуатації газомоторного автотранспорту, зняття законодавчих і бюрократичних перешкод та пільгове оподаткування, не виключенням є і наша країна.

Конвертація тягово-транспортних машин (ТТС) з дизелями для подальшої роботи на природному газі є актуальним шляхом для забезпечення екологічної безпеки навколишнього середовища.

1 ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОГО ЗАБРУДНЕННЯ ВИКИДАМИ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДВИГУНІВ. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

1.1 Використання природного газу як альтернатива рідинному паливу

Суміш пропану і бутану, що отримується при перегонці сирової нафти або її сполук на нафтопереробних заводах, утворює зріджений нафтовий газ, який використовується як автомобільне паливо.

Ціни на бензин (та дизельне паливо) ростуть, що, природно, збільшує число прихильників перекладу двигунів автомобілів на більш дешеве паливо. Сприяють популярності такого палива і деякі інші обставини. Так, октанове число у зрідженого нафтового газу становить 98-105 од., а у стисненого природного – навіть 110-130.

Газове паливо утворює з повітрям абсолютно однорідну паливо-повітряну суміш (в ній немає крапель), яка не змиває масляної плівки з поверхні циліндра, що збільшує ресурс пари «гільза циліндра – поршневе кільце». Мінімальна витрата палива. Мінімальна втрата потужності двигуна на газовому паливі (1-2%). Виконання нормативів токсичності Euro-2, Euro-3, Euro-4. Міжремонтний пробіг двигуна збільшується в 1,5-2 рази. Поліпшується робота системи запалювання, термін служби свічок зростає на 40%.

Завдяки кращому сумішоутворенню газу з повітрям, (в порівнянні з бензином або дизпаливом) і тому, що газова суміш рівномірніше розподіляється по циліндру - поліпшується холостий хід двигуна, двигун працює м'якше і тихіше. Крім того, після пуску холодного двигуна на газі можна їхати практично відразу, не потрібно тривалого прогріву як на бензині та дизпаливі. Порівняльні характеристики пропану, бутану і бензину наведені в таблиці 1.1.

З даної таблиці видно, що властивості бензину відрізняються від властивостей зрідженого нафтового газу (пропану і бутану) вуглецевим числом,

що представляє собою більш сприятливе співвідношення молекулярних мас вуглецю і водню. Вуглецеве число у бензині – 8, у пропані – 3, а у бутані – 4.

Таблиця 1.1 – Порівняльні характеристики пропану, бутану і бензину

Параметри	Пропан	Бутан	Бензин
Хімічна формула	C_2H_6	C_4H_{10}	C_8H_{17}
Молекулярна маса	44	58	114
Щільність рідкої фази при температурі 15 °С і атмосферному тиску, $кг/м^3$	510	580	730
Температура кипіння при атмосферному тиску, С	-43	-0,5	Не нижче 35
Теплота згоряння в газоподібному стані, $МДж/м^3$	85	111	213
Межі займистості в суміші з повітрям при нормальних атмосферних умовах, % об'єму:			
нижній	2,4	1,8	1,5
верхній	9,5	8,5	6,0
Октанове число	110	95	92
Ступінь стиснення	10...12	7,5...8,5	8,2
Теоретична необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, кг	15,8	15,6	14,7

Щільність рідкої фази, як випливає з таблиці, залежить від температури, зі збільшенням якої щільність зменшується в результаті теплового розширення, а при атмосферному тиску і температурі 15 °С щільність рідкої фази пропану складає $510 \text{ кг} / \text{м}^3$, бутану – $580 \text{ кг} / \text{м}^3$.

Зріджений газ важчий за повітря (пропан в 1,5 рази, бутан в 2 рази).

Температура кипіння у бензину вище температури навколишнього середовища, а зріджений нафтовий газ закипає при більш низьких температурах.

Це означає, що бензин може бути в баку в рідкому стані при атмосферному тиску, а зріджений газ знаходиться в балоні при тиску, рівному тиску його насичених парів при даній температурі. Хоча теоретично температура кипіння бензину вище температури навколишнього середовища, він також схильний до випаровування, створюючи в баку автомобіля підвищений тиск.

Теплота згоряння газу – цей важливий кількісний показник, що визначає кількість теплоти, що виділяється при повному згорянні 1 м^3 газу. Нижня межа займистості газу становить 1,8-2,4%, а бензину – 1,5%.

І це насторожений фактор. Адже при такій займистості газу зростає можливість виникнення вибуху та пожежі. Тому при експлуатації, технічному обслуговуванні та зберіганні газобалонного автомобіля потрібно ретельно виконувати всі передбачені запобіжні заходи

З октанового числа очевидно, що зріджений нафтовий газ має значно кращої антидетонаційної здатністю, ніж високоякісний бензин. Це дозволяє збільшити ступінь стиснення у двигунів і тим самим поліпшити паливно-економічні показники.

Теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 кг палива показує, скільки повітря необхідно для повного згоряння 1 кг газу. Для газу цей показник вище, ніж для бензину.

Одним з найбільш важливих властивостей пропану і бутану, що відрізняють їх від інших видів автомобільного палива, є утворення при вільній поверхні над рідкою фазою двофазної системи рідина – пар внаслідок виникнення тиску насиченої пари, тобто тиску пари в присутності рідкої фази в балоні.

В процесі наповнення балона перші порції зрідженого газу швидко випаровуються і заповнюють весь його обсяг, створюючи в ньому певний тиск. При зменшенні тиску газ миттєво випаровується. Випаровування скрапленого

газу в балоні триває до тих пір, поки утворилися пари скрапленого газу не досягнуть насичення.

Це властивість пропану і бутану дозволяє зберігати газ в невеликих обсягах, що дуже важливо.

1.2 Мета та задачі дослідження

Предметом дослідження є процес підвищення функціонування транспортних засобів, конвертованих для роботи на природному газі; підвищення ефективності експлуатації ТТС, конвертованих для роботи на природному газі.

Об'єктом дослідження є процес згоряння газового двигуна 6ЧГ 13/14 з іскровим запалюванням та розподільною подачею палива, конвертованого з дизеля ЯМЗ-236, який встановлюється на ТТС.

Мета роботи полягає в підвищенні ефективності використання екологічно ощадних технологій застосуванням газових двигунів в реальних умовах експлуатації на вантажних транспортних засобах.

Мета роботи полягає в поліпшенні екологічних та техніко-економічних показників робочого процесу конвертованого ДВЗ за рахунок раціонального вибору конструктивних і режимних параметрів та застосуванню мікропроцесорної системи подачі газу.

Методи дослідження. Застосовувалися загальнонаукові методи системного аналізу і синтезу складних технічних систем, метод дослідження простору параметрів на основі сіток проф. І.М. Соболя та проф. Р.Б. Статнікова, математичні методи, основані на принципі суперпозиції і функціональних рівнянь, операційний метод прямого та зворотного перетворення Лапласа. В роботі достатньо уваги приділено огляду патентних і літературних джерел.

Задачі дослідження:

– на основі аналізу структурних зв'язків багатоланкових функціональних систем ТТМ, конвертованих для роботи на природному газі, сформовано

основні положення їх синтезу, які відрізняються від існуючих реалізацією заданих їх властивостей при зміні технічного стану;

– підвищення ефективності експлуатації тягово-транспортних машин (ТТМ), конвертованих для роботи на природному газі, здійснюється за рахунок використання комплексних методів діагностування функціональних систем ДВЗ, які дозволяють покращити їх техніко-економічні і екологічні показники ТТС;

– методи діагностування створюють науково-технічну базу:

– для розробки нових методів оцінки технічного стану, моделювання і програмної оптимізації параметрів газового ДВЗ конвертованого АТЗ; наукового обґрунтування та вибору основних режимно-технічних параметрів і характеристик конвертованих ТТМ з поліпшеною паливною економічністю, екологічною безпекою та надійністю роботи на природному газі;

– для підвищення ефективності експлуатації тягово-транспортних машин, конвертованих для роботи на природному газі, шляхом використання комплексних методів діагностування функціональних систем ДВЗ (місця використання сільськогосподарські підприємства, машинобудівні, машиноремонтні заводи та науково-дослідні інститути).

Рішення цих задач дозволить розробити газовий ДВЗ з поліпшеними екологічними та техніко-економічними показниками робочого процесу конвертованого ДВЗ за рахунок раціонального вибору конструктивних і режимних параметрів та застосуванню мікропроцесорної системи подачі газу для ТТМ.

Предмет дослідження є вплив ступеню стиску, коефіцієнту надлишку повітря, кута випередження запалювання, головного вузла розподільної газової системи живлення – електромагнітного дозатору, на екологічні і техніко-економічні показники газового двигуна.

Значимість та практичне застосування:

– дослідження створюють теоретичну базу для розробки нових методів оцінки технічного стану;

– моделювання і програмної оптимізації параметрів газового ДВЗ конвертованого АТЗ забезпечують наукове обґрунтування та вибір основних режимно-технічних параметрів і характеристик конвертованих АТЗ з поліпшеною паливною економічністю, екологічною безпекою та надійністю роботи на природному газі.

Наукові розробки впроваджені:

– у ПрАТ «АвтоКрАЗ» при розробці вантажного автомобілю серії КрАЗ-5401Г з конвертованим газовим двигуном ЯМЗ-5362Г для комунального господарства;

– у ДП «Харківський автомобільний завод» при виконанні і обґрунтуванні техніко-економічних вимог при конвертації перспективних зразків автомобілів для роботи на природному газі;

– у Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, в практиці проведення випробувальних робіт мобільної техніки з газовими двигунами використовуються комплексні методи діагностування;

– у Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка в навчальний процес підготовки бакалаврів, та магістрів за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт.

1.3 Шляхи зниження екологічного забруднення навколишнього середовища викидами відпрацьованих газів автотранспортних двигунів

У сучасному світі для отримання високих еколого-економічних параметрів автотракторних двигунів внутрішнього згоряння застосовують такі підходи: удосконалення процесів сумішоутворення та згоряння [2, 3], нейтралізація відпрацьованих газів, використання альтернативних видів палив [4, 5].

Удосконалення процесів сумішоутворення та згоряння в конвертованих «чисто» газових двигунах, в основному здійснюється за рахунок вибору форми камери згоряння та узгодження її з рухом паливо-повітряного заряду в

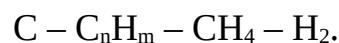
циліндрі, розташуванням свічки запалювання та їх кількості, застосування нетеплової високоенергетичної системи запалювання [2, 3, 6].

Для нейтралізації токсичних речовин у системі випуску використовуються каталітичні нейтралізатори та фільтри твердих частинок [4, 5, 7-10].

Для нейтралізації монооксиду вуглецю CO і вуглеводнів CH використовуються нейтралізатори, що окислюють, окислюють ці речовини до CO₂ та H₂O [11]. Вони забезпечують зниження викидів на 40-90 %, CH – на 30-80 %. Як каталізатори окисних реакцій у таких нейтралізаторах використовують в основному платину або паладій, а також їх оксиди [10, 11]. Істотними недоліками окисних нейтралізаторів є їх дорожнеча, що є наслідком використання в них рідкісноземельних металів (платина, паладій та ін.), а також високі вимоги до якості палива.

Оксиди азоту є одним із найбільш токсичних та складних для нейтралізації компонентів відпрацьованих газів [12-17]. Пристрої, які дозволяють нейтралізувати монооксиди вуглецю, вуглеводні CH і оксиди азоту NO_x, відомі як трикомпонентні нейтралізатори, успішно застосовуються для знешкодження токсичних речовин у відпрацьованих газах двигунів з іскровим запалюванням [4-9]. В даний час ведуться роботи над двома типами відновлювальних нейтралізаторів NO_x, здатних працювати в присутності надлишкового кисню: використовують вуглеводні та сполуки, що містять аміногрупи [8, 9].

Сучасні екологічні стандарти передбачають нормування викидів CO₂. Так, норми токсичності Euro VI, запровадження яких було у 2015 р., обмежують викиди CO₂ ТТС завбільшки 130 г/км. Тому в роботі над зниженням екологічної небезпеки вуглеводневих палив чітко простежується тенденція зниження відсоткового вмісту вуглецю та збільшення частки водню в паливі [18, 19]



Основним компонентом СПГ (до 98% залежно від родовища) є метан CH_4 . Завдяки цьому стиснутий природний газ має найнижче співвідношення вуглецю та водню з усіх відомих моторних палив (виняток – водень H_2). Завдяки цьому при згоранні СПГ забезпечується мінімальний рівень викидів вуглецевмісних шкідливих компонентів. Наприклад, при однаковій масовій витраті палива двигун, що працює на природному газі, забезпечуватиме рівень викидів CO_2 на 20% нижче порівняно з бензиновим [18].

Слід також зазначити, що левову частку викидів CH у СПГ становить метан, який не є високотоксичною сполукою. Високомолекулярні токсичні сполуки (поліциклічні ароматичні вуглеводні, бенз(α)пірен та ін.) у СПГ практично відсутні, а вміст сполук сірки в цьому паливі набагато нижчий, ніж у дизельному [20].

Завдяки своєму агрегатному стану ЗПГ забезпечує утворення гомогенної паливо-повітряної суміші при зовнішньому сумішоутворенні і більшу повноту згорання, ніж у дизелі, завдяки чому вміст твердих частинок у відпрацьованих газах двигуна, що працює на СПГ, мізерно мало, а вміст CO набагато нижче, ніж у двигуні, що працює на рідке моторне паливо нафтового походження [21, 22]. Викиди шкідливих речовин в атмосферу автомобільними двигунами при їх конвертації на СПГ наведено у [23].

Крім того, стислий природний газ завдає набагато менших збитків навколишньому середовищу при транспортуванні та зберіганні. Так як СПГ, на відміну від палива нафтового походження, не містить високотоксичних компонентів, витоку СПГ із резервуарів не завдають шкоди навколишньому середовищу та не забруднюють ґрунти, ґрунтові води та водойми [24-26].

Слід також зазначити, що у двигуні, що працює на СПГ, відсутнє розрідження моторного масла паливом, тому при конвертації двигуна, що працює на паливі нафтового походження, газовий ДВЗ, величина пробігу цього двигуна між замінами моторного масла збільшується в 1,5...2 рази. Завдяки цьому в довкілля потрапляє набагато менше відпрацьованого моторного масла та побічних продуктів його переробки [27 – 31].

На основі аналізу розглянутих матеріалів можна зробити такі висновки та визначити не вирішену проблему розробки:

1. Запаси нафтового палива обмежені. Подальший дефіцит цих палив досить передбачуваний, внаслідок чого ціна палива нафтового походження стрімко зростатиме.

2. Одним із заміників нафтових палив має стати природний газ, оскільки він є найбільш технологічно пристосованим для використання у двигунах внутрішнього згоряння. Також він повинен відіграти вирішальну роль у впровадженні водню як палива для двигунів.

3. Основна маса газових двигунів, які експлуатуються сьогодні в Україні, є двопаливними, тому мають низьку економічність та незадовільні показники, оскільки не використовують потенціал природного газу в повному обсязі.

4. Підвищення ступеня стиснення двигуна до 12...14 одиниць і робота на збіднених сумішах ($\alpha = 1,3...1,5$) дозволяє підвищити економічність газового двигуна на 10...15%, а викиди токсичних речовин з газами, що відпрацювали, знизити до мінімуму без застосування нейтралізатора.

5. Розробка «чисто» двигуна, що працює тільки на природному газі, дозволяє знизити викиди NO_x до рівня, що відповідає нормам Euro V.

6. Але розробки по конвертації дизельних ТТС у «чисто» газові двигуни знаходяться тільки на початковій стадії.

2 РОЗРОБКА МЕТОДІВ СПІЛЬНОГО ЕЛЕКТРОННОГО УПРАВЛІННЯ РОЗПОДІЛЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ ГАЗУ І СИСТЕМОЮ ЗАПАЛЮВАННЯ ДВЗ КОНВЕРТОВАНОГО ТТС

Наведені в роботі принципи справедливі не тільки для електронних систем упорскування бензину, але і для подачі газу в циліндри ДВЗ.

Особливості конструкції і принцип роботи сучасних ЕДГ (електромагнітних дозаторів газу) систем подачі газу в ДВЗ іноземного виробництва описані в роботі [44, 45].

В ході попередніх експериментальних досліджень встановлено, що згадані модифікації дозаторів не здатні забезпечити необхідну витрат газу для ДВЗ з літровим об'ємом понад 3 л.

Тому, довелося розробляти вітчизняний ЕДГ. За основу дослідного зразка ЕДГ прийнятий електромагнітний клапан КЕГ- 001. Після внесення ряду конструктивних змін і доробок у конструкцію клапана, був розроблений і випробуваний дослідний зразок ЕДГ для ДВЗ з робочим об'ємом від 4 до 12 і більше літрів [46].

Виконаними дослідженнями встановлено, що конструкція рухомих частин дослідного зразка ЕДГ не забезпечує необхідної швидкодії клапана-сердечника для розробки перспективних систем подачі газу в ДВЗ з великим робочим об'ємом.

Отримання необхідних динамічних показників ЕДГ, шляхом удосконалення тільки конструкції дозатора без використання методів форсування струму неможливо. Реалізація такого методу дозволяє підвищити швидкодію електромагнітного виконавчого механізму, і зберегти його теплову стабільність і надійність. Такий метод управління соленоїдами електромагнітних клапанів дозатора отримав назву «Pick & Hold». Суть методу полягає в реалізації систем з джерелом високої напруги, в яких зниження струму до необхідного значення для утримання клапана здійснюється шляхом переходу до широко-імпульсної модуляції, або систем з двома джерелами

напруги – високим для форсування струму, і низьким для утримання клапана. Це дозволило розробити структурну схему системи управління процесом подачі палива в газовому двигуні, конвертованого з дизеля.

До завдань системи управління розподіленої подачею газу (СУ РПГ) входить: визначення поточних параметрів ДВЗ і параметрів газової системи, забезпечення подачі і відсічення газу в системі, розрахунок необхідної кількості палива і формування сигналів управління ЕДГ з певною тривалістю. Структурна схема СУ РПГ приведена на рис. 2.1.

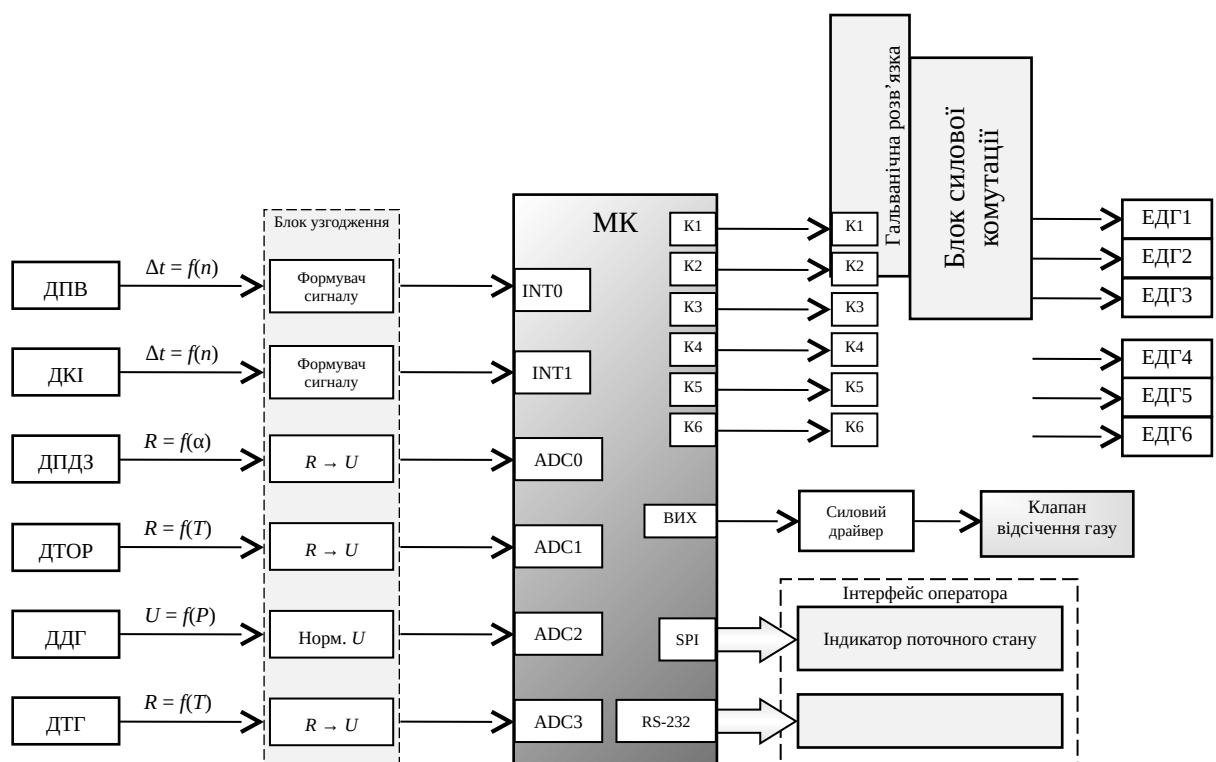


Рисунок 2.1 – Структурна схема СУ РПГ

При реалізації розподіленої подачі палива кожен ЕДГ спрацьовує один раз за цикл роботи двигуна. Так як ЕДГ має досить велику продуктивність (7 – 8,2 м³/год.), його відкриття призводить до різкого падіння тиску в газовій рампі. Залежно від режиму роботи ДВЗ, який визначається тривалістю процесу подачі газу і частотою спрацьовування ЕДГ, це негативне явище призводить до виникнення пульсацій тиску в рампі, і вимагає введення відповідної корекції

розрахункового часу подачі. Для його визначення в систему встановлений датчик тиску газу (ДТГ), дані з якого знімаються кілька разів за цикл, а потім усереднюються.

Для мікро-контролера обрана мікросхема ATmega 328 фірми Atmel. Сімейство мікро-контролерів AVR оптимально підходить для виготовлення апаратури, яка забезпечує високу продуктивність, точність вимірювання, велику ступінь інтеграції та малого енергоспоживання.

Дослідження по зняттю характеристик електромагнітного дозатора газу (ЕДГ) проводилися за допомогою малогабаритного стенда [46] на найбільш характерних для газових двигунів експлуатаційних режимах роботи. Загальний вигляд малогабаритного стенда показаний на рис.2.2, а поперечний розріз дослідного зразка ЕДГ КЕГ-001 наведено на рисунку 2.3.

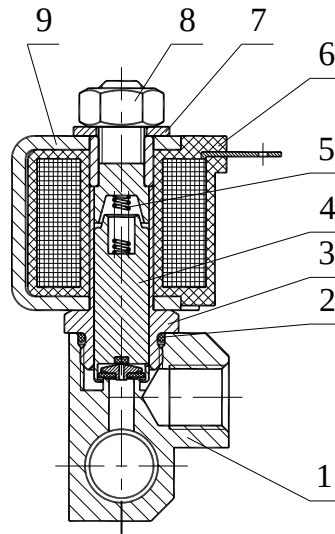


Рисунок 2.2 – Компактний безмоторний стенд для дослідження характеристик електромагнітного дозатора газу

У СУ реалізований метод форсування струму, який отримав назву «Pick & Hold», з двома рівнями керуючих напруг. Осцилограма напруги (В) і струму (А) при форсуванні струму ЕДГ показана на рис. 2.4.

Де: – час затримки відкриття підйому клапана ЕДГ; – повний час затримки відкриття клапана ЕДГ; – час відкритого стану клапана ЕДГ; – час затримки закриття клапана ЕДГ; – тривалість імпульсу управління часом

затримки моменту початку закриття клапана ЕДГ; t_6 - час кінця закриття клапана ЕДГ.



1 – корпус клапана; 2 – кільце ущільнювача; 3 – корпус електромагніта;
4 – клапан-сердечник; 5 – пружина; 6 – котушка електромагніта; 7 – шайба;
8 – гайка; 9 – скоба

Рисунок 2.3 – Поперечний розріз електромагнітного клапана КЕГ-001

По міру прогріву ДВЗ температура газу, що надходить в двигун збільшується, при цьому знижується його щільність, і відповідно, циклова подача. Тому для здійснення корекції необхідного часу відкритого стану ЕДГ, в трубопровод, що з'єднує редуктор і газову рампу, встановлений датчик температури газу (ДТГ).

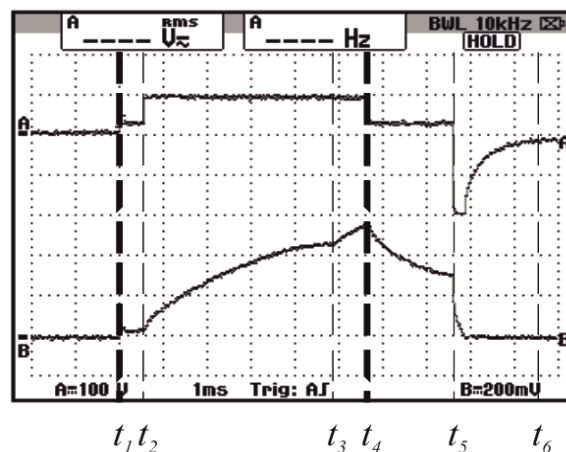
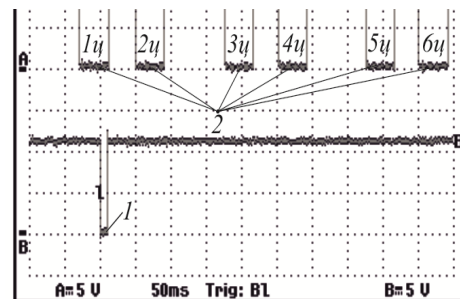
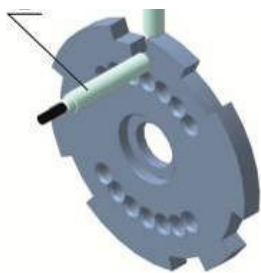


Рисунок 2.4 – Осцилограма напруг (*B*) і струму (*A*) при форсуванні струму електромагнітного дозатора газу

Датчики початку відліку і кутових імпульсів (ДПВ і ДКІ) - індуктивні датчики положення (BERO 3RG40 12-OAB00) з широким діапазоном напруги живлення і вбудованою схемою формування вихідного сигналу, знімають сигнал зі спеціального маркерного диска (рис.2.5), який встановлений на вал приводу ГНВТ і дозволяє синхронізувати роботу ЕДГ з фазами роботи двигуна.

Датчик положення дросельної заслінки (ДПДЗ) є потенціометричним датчиком, входить до складу дросельного вузла VDO - 408-236-120-001Z, встановлюється перед впускним колектором двигуна.

Конструктивне виконання пропонованого дросельного вузла дозволяє визначити моменти переходу від режиму холостого ходу до навантажувальних і швидкісних режимів.



a

б

a – зовнішній вигляд датчиків ДПВ 1 і ДКІ 2; *б* – осцилограма сигналів з датчиків ДПВ (*A*) і ДКІ (*B*)

Рисунок 2.5 – Зовнішній вигляд вузла синхронізації і осцилограми сигналів з датчиків

Для визначення температурного режиму роботи ДВЗ і внесення заданої корекції в розрахунковий час подачі газу, використовується датчик температури охолоджуючої рідини (ДТОР) 19.3828, який встановлюється в

один з верхніх водорозподільних трубопроводів ДВЗ.

ДПДЗ разом з датчиком повороту вала (ДПВ) ДВЗ дозволяє непрямим шляхом визначити: кількість повітря, що надходить у двигун; режим навантаження, як здійснюється розрахунок необхідної кількості палива і завдання тривалості відкритого стану ЕДГ, яка необхідна для подачі даного палива. Як видно (рис. 2.6) реалізація форсування струму дозволяє підвищити динамічні якості ЕДГ. Час спрацювання зменшився на $\approx 22\%$, час відпускання - на $\approx 10\%$, на всьому діапазоні імітаційних режимів роботи ДВЗ.

Для газового двигуна 6ГЧН 13/14, це: режими холостого ходу, малих навантажень; режими максимального крутного моменту і номінальної потужності.

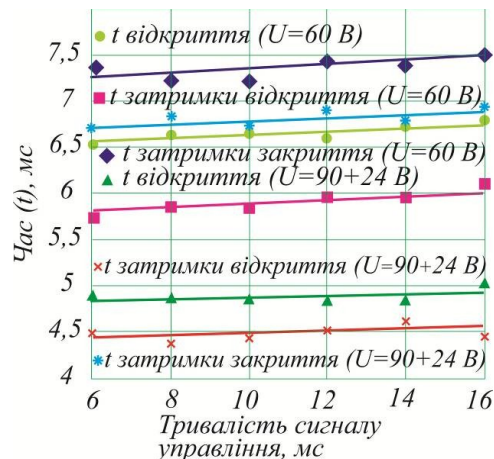


Рисунок 2.6 – Часові характеристики динаміки спрацювання ЕДГ при реалізації форсування струму за методом «Pick & Hold»

Тривалість імпульсу управління ЕДГ змінювалася від 4 до 16 мс, з кроком в 2 мс, на всіх імітаційних режимах роботи (рис. 2.7).

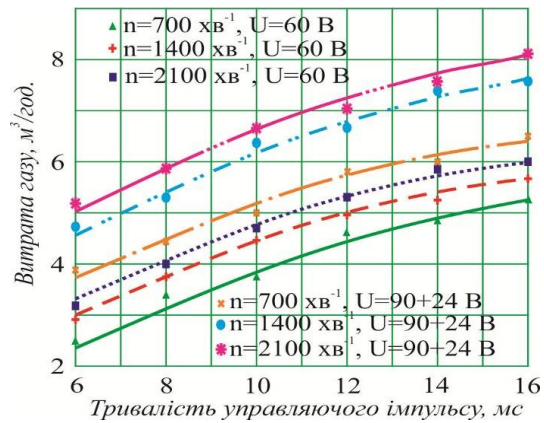


Рисунок 2.7 – Характеристики витрати газу в залежності від способу управління роботою ЕДГ

Крім того, отримані споживання газу, які наближаються до лінійних залежностей, сприяють більш точному дозуванню кількості газу, що надходить в циліндр, а також спрощують алгоритм розрахунку циклової подачі газу.

З урахуванням лінійності витрати палива були отримані оптимізовані характеристичні карти управління подачею газу і циклової подачею в залежності від тривалості відкритого стану клапана та частоти обертання колінчастого вала для без надувного ДВЗ.

3 МЕТОД ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ТТС

Метод експериментального дослідження (МЕД) параметрів систем подачі повітря і палива газової силової установки АТЗ, передбачає: розробку методики дослідження, підбір вимірювальної апаратури і відстежуючо-реєструючого комплексу для індицювання параметрів в циліндрах двигуна; розробку методики зняття і обробки результатів витратних і техніко-економічних параметрів конвертованого газового ДВЗ; використання методу математичного планування експериментальних даних для вирішення рівнянь елементарних ланок технічних систем.

Дослідження конвертованого без надувного газового ДВЗ і двигуна з ГТН проводилися на розгорнутих експериментальних стендах, наведених на рис. 3.1 і 3.2, а діагностичний комплекс АСДД (автоматизована система дослідження і діагностування) автотракторних двигунів показаний на рис.3.3 [43].

Для зниження обсягу експериментальних досліджень використовувався метод математичного планування експерименту (ММПЕ).



Рисунок 3.1 – Загальний вид розгорнутого стенду для випробування без надувних газових ДВЗ конвертованих АТЗ



Рисунок 3.2 – Загальний вигляд пульта управління і експериментального стенду для випробувань газових ДВЗ з ГТН і комплексом АСДД



Рисунок 3.3 – Загальний вигляд комп'ютерно-діагностичного комплексу АСДД для дослідження газового ДВЗ 6 ЧГ 13/14

Метою експериментального дослідження газового ДВЗ є вибір оптимальних кутів випередження запалювання і коефіцієнтів надлишку повітря для всіх режимів експлуатації АТС. Для досягнення поставленої мети був обраний ортогональний план другого порядку для чотирьох змінних: кута випередження запалювання θ , град. пов. колінчастого вала ДВЗ; коефіцієнта надлишку повітря α ; частоти обертання колінчастого вала ДВЗ n , хв^{-1} ; ефективної потужності N_e , кВт. Одночасно при знятті вузлових точок з використанням ММПЕ, в першому циліндрі ДВЗ, з шести здійснювалося

індиціювання для отримання індикаторних діаграм. Після обробки діаграм були отримані результати індикаторних показників робочого процесу без надувного газового ДВЗ з РПГ.

Застосування ММПЕ дозволило зменшити число дослідів без шкоди достовірності результатів експерименту. Зняти три швидкісні характеристики: на режимах холостого ходу (позиція 1); на режимах середніх навантажень, близьких до режимам максимального крутного моменту (поз. 2) і режимах зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ, поз. 3).

У другій частині розділу, на підставі проведених експериментальних досліджень отримані статичні характеристики параметрів конвертованого газового двигуна АТЗ, вузлів систем подачі повітря і агрегатів подачі газу, які представлені у вигляді математичних залежностей (одновимірних поліномів Чебишева третього або четвертого ступенів).

Механізм реалізації створеної математичної моделі представлений у вигляді параметричної ідентифікації залежностей Чебишева і приведений на рис. 3.4-3.5. Де, отримані експериментальним шляхом параметри конвертованого газового ДВЗ 6ЧГ 13/14 і його систем, представлені у вигляді поліноміальних залежностей Чебишева. На рис. 3.4 а, як приклад нанесені вузлові експериментальні точки, отримані дослідним шляхом.

На рис.3.3 наведено основні техніко-економічні показники без надувного двигуна з подачею палива за допомогою ЕДГ, до них відносяться залежності: індикаторного (M_i) і ефективного (M_e) крутних моментів, індикаторного (N_i) і ефективною (N_e) потужностей, ефективного ККД (η_e) ДВЗ, а також моменту опору (M_{op}) на ведучих колесах АТЗ.

На рис 3.5 наведено також деякі характеристики вузлів подачі повітря і подачі палива: годинні витрати газу (V_r) і повітря (V_n), що надходять в системи ДВЗ, а також питома еквівалентної витрати газу ($g_{г.екв}$).

Значення електротехнічних показників свічкового вузла системи запалювання опубліковані у відкритій печаті, і в даній роботі не наводяться.

Відповідно значення технічних і електротехнічних показників

електромагнітного дозатора системи живлення і запалювання наведені раніше на рис.2.4, 2.5, 2.6 і 2.7.

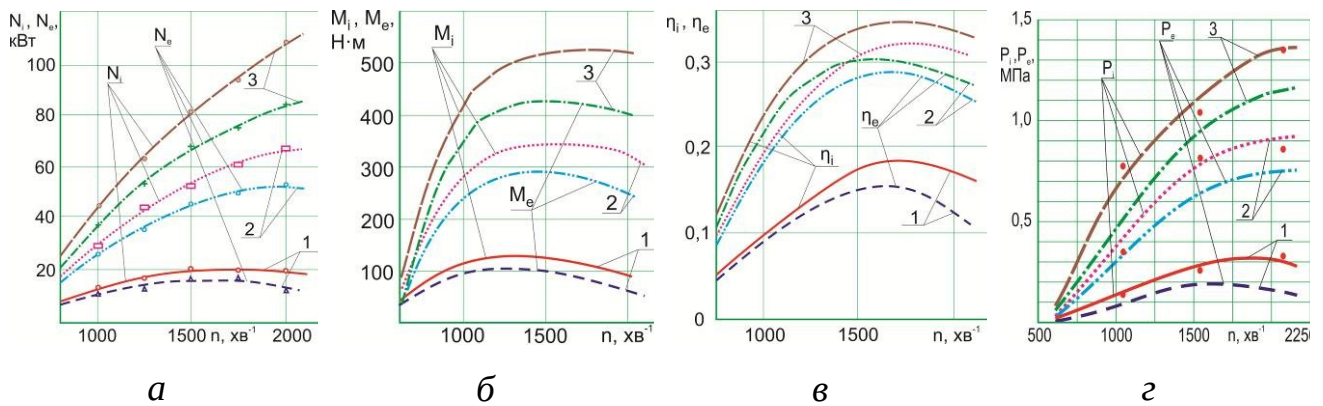


Рисунок 3.4 – Статичні характеристики без надувного двигуна з розподіленою подачею газу, наведені у вигляді поліноміальних залежностей

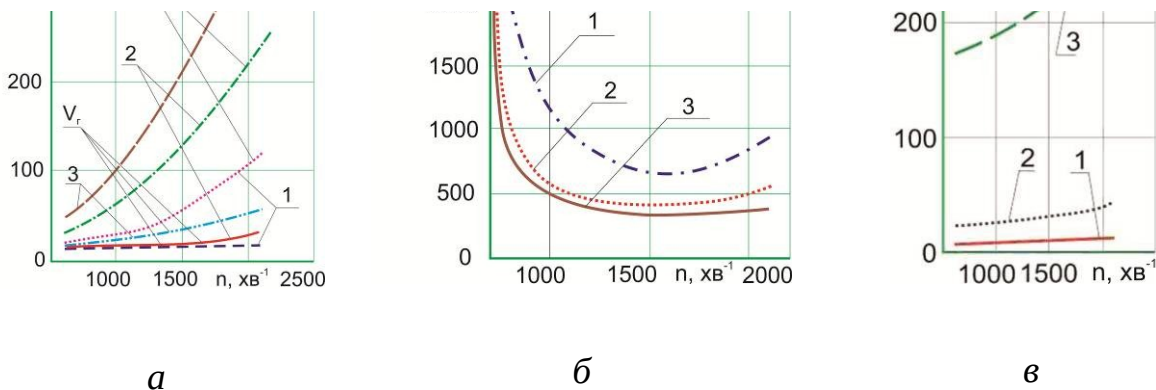


Рисунок 3.5 – Статичні характеристики вузлів систем подачі повітря, агрегатів подачі палива ДВЗ і моменту опору на колесах конвертованого АТЗ

Числові значення отриманих поліноміальних функцій (рис. 3.4-3.5) є вихідними даними для визначення числових значень вільних коефіцієнтів операторних рівнянь елементів (елементарних ланок) функціональних технічних систем силової установки АТЗ, які будуть приведені нижче в розділі 4.

4 БАЗОВІ ОСНОВИ ТЕОРІЇ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕМЕНТАРНИМИ ТЕХНІЧНИМИ СИСТЕМАМИ ДВЗ ТТЗ

Розроблено різні варіанти динамічних структурних схем розімкнених технічних систем подачі повітря, запалювання і агрегатів газо-паливної системи (ГПС) ДВЗ конвертованого ТТЗ [33].

Конкретна динамічна структурна схема САР в роботі, розглядається як система, що складається з елементарних ланок. Будь-яка складна система САР розбивається на елементарні ланки, описувані диференціальними рівняннями не вище другого порядку. Маючи рівняння окремих ланок, не важко отримати рівняння всієї системи і замінити дослідження реальної системи дослідженнями її математичної моделі.

На рис. 4.1 і 4.4 приведені варіанти динамічних структурних схем розімкнених багатоланкових технічних систем вузлів подачі повітря і запалювання, а на рис. 4.2 і 4.3 відповідно агрегатів ГПС силової установки конвертованого АТЗ. Для спрощення рішення диференціальних рівнянь в теорії автоматичного управління (ТАУ) технічними об'єктами автомобілів і тракторів (ТАУТОАТ), в автоматичному регулюванні ДВЗ, і в автоматичній авіаційній і ракетних силових установок (ААРСУ) широко використовується операційний метод, або прямі і зворотні лінійні перетворення Лапласа.

При символічній формі записи диференціальних рівнянь (ДР) операторний метод дозволяє перейти від ДР до алгебраїчних (операторних) рівнянь шляхом формальної операції над символом $p \rightarrow d/dt$, де t – незалежна змінна. За динамічними структурними схемами розроблений пакет математичних моделей окремих типових елементарних ланок і різних варіантів сучасних розімкнених багатоланкових систем подачі повітря, запалювання і агрегатів подачі палива, які використовуються на ДВЗ АТЗ.

Як приклад можна здійснити ці математичні процедури (операції) над ланкою 5 [40]. Ланка 5, представлено рівнянням в операторній формі запису $(T_d \cdot p + 1) \cdot \bar{\omega} = k_g \cdot \bar{q}_g + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a$, що описує процес збільшення кутової

швидкості обертання колінчастого вала ДВЗ для приводу коліс автотранспортного засобу.

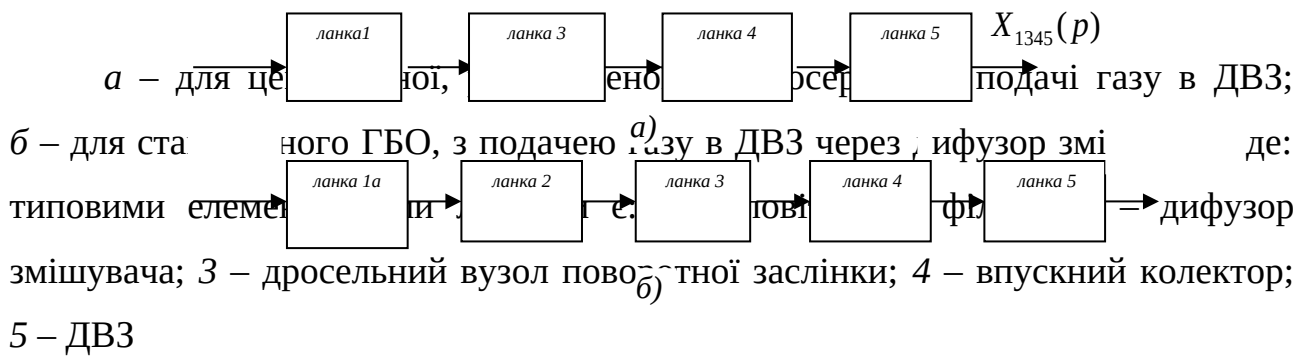
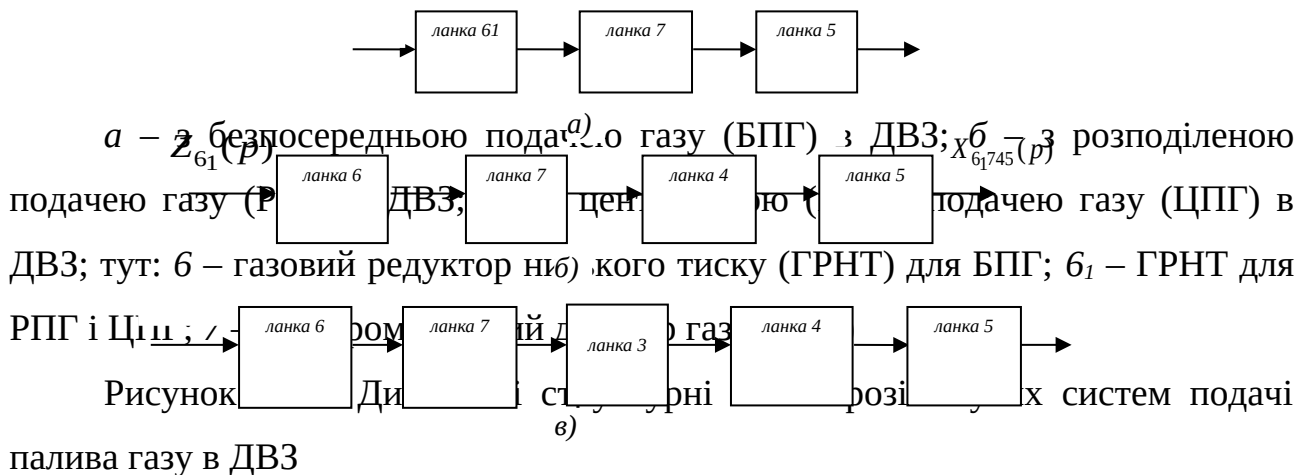
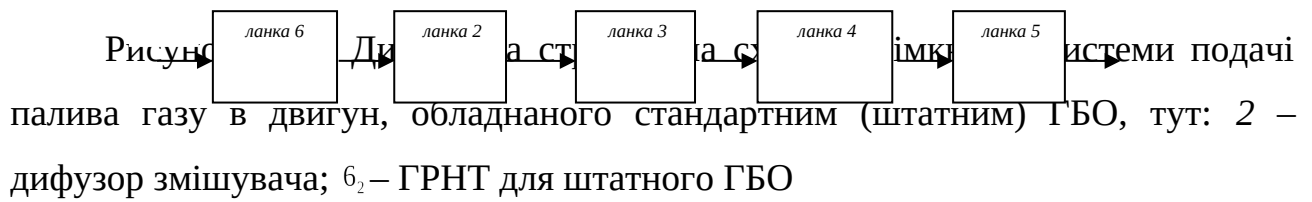


Рисунок 4.1 – Динамічні структурні схеми розімкнених систем повітропостачання газового двигуна





Вільними коефіцієнтами елементарного ланки 5 є наступні:

$$\text{де } T_D = \frac{J}{\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{c0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega}} - \text{постійна часу двигуна};$$

$$K_\beta = \frac{K \cdot q_{c0} \cdot \eta_{i0} \cdot \beta_0 \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \beta}}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{c0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)} - \text{безрозмірний коефіцієнт, що}$$

характеризує вплив зміни кутового положення дросельної заслінки на збільшення швидкості обертання КВ ДВЗ;

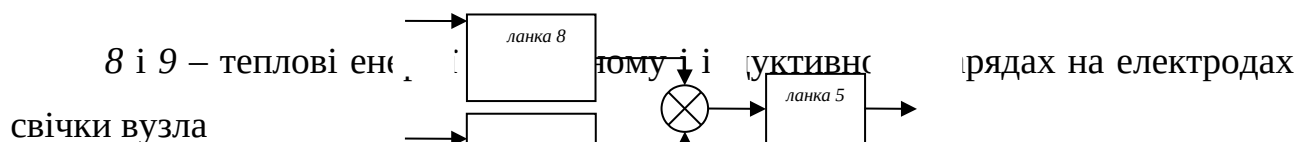


Рисунок 4.4 – Динамічна структурна схема розімкнутого свічкового вузла системи запалювання ДВЗ

$$K_g = \frac{K \cdot \eta_{m0} \cdot q_{c0} \cdot \left(\eta_{i0} - \frac{8,314 \cdot p_i \cdot V_h \cdot \mu}{H_u \cdot q_{c0} \cdot R} \right)}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{c0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)} - \text{безрозмірний коефіцієнт, що}$$

характеризує вплив збільшення циклової подачі палива на збільшення швидкості обертання КВ ДВЗ;

$$K_v = \frac{\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial V_a}}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{q0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)} - \text{безрозмірний коефіцієнт, що}$$

характеризує вплив зміни швидкості руху транспортного засобу на збільшення кутової швидкості обертання КВ ДВЗ;

$$K_p = \frac{K \cdot q_{q0} \cdot p_{a0} \cdot \eta_{m0} \cdot \frac{8,314 \cdot p_i}{H_u \cdot \eta_{v0} \cdot p_{a0}} \cdot \left(L_0 \cdot \alpha_0 \cdot T_a \cdot \left(\frac{1}{p_{a0}} + \frac{K_{h2}}{\eta_{v0}} \right) - \frac{V_h \cdot \mu \cdot (\eta_{v0} + K_{h2} \cdot p_{a0})}{q_{q0} \cdot R} \right)}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{q0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)} -$$

безрозмірний коефіцієнт, що характеризує вплив збільшення розрідження у впускному колекторі на збільшення швидкості обертання КВ ДВЗ.

Відносні координати представлені у вигляді

$$\bar{\omega} = \frac{\Delta \omega}{\omega_0}; \quad \bar{g}_q = \frac{\Delta g_q}{g_{q0}}; \quad \bar{V}_a = \frac{\Delta V_a}{V_{a0}}; \quad \bar{p}_a = \frac{\Delta(\Delta p_a)}{\Delta p_{a0}},$$

де: $\bar{\omega}$ – безрозмірна зміна кутової швидкості обертання валу ДВЗ; \bar{g}_q – безрозмірна зміна циклової подачі палива; \bar{V}_a – безрозмірна зміна швидкості руху транспортного засобу; \bar{p}_a – безрозмірна зміна розрядження робочого тіла у впускному колекторі; Δ – елементарна зміна параметрів при переході від одного сталого режиму на інший; параметри з індексом 0 зняті на сталих режиму роботи АТЗ; ∂ – символічне позначення диференціала приватної похідною в вільних коефіцієнтах диференціального рівняння.

Далі, застосуємо пряме перетворення Лапласа до всіх вище наведених типових елементарних ланок системи подачі повітря, запалювання і подачі палива. Як приклад знову візьмемо операторне рівняння ланки 5 і застосуємо до нього прямі лінійні перетворення Лапласа, тоді отримаємо

$$L_5(p) = [(T_d \cdot p + 1) \cdot \bar{\omega}] \cdot (Z_5(p)) = [k_g \cdot \bar{q}_q + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a] \cdot (X_5(p)).$$

Після перетворень Лапласа операторне рівняння перетворюється в передавальну функцію ланки 5, що описує процес збільшення кутової швидкості обертання колінчастого вала ДВЗ, наведену в наступному вигляді

$$W_5(p) = \frac{Z_5(p)}{X_5(p)} = \frac{k_g \cdot \overline{q_u} + k_\beta \cdot \overline{\beta} - k_v \cdot \overline{V_a} + k_p \cdot \overline{p_a}}{T_d \cdot p + 1},$$

де: $X_5(p)$ і $Z_5(p)$ - співвідношення для зображень Лапласа тимчасових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДР.

Аналогічна математична процедура здійснюється над іншими ланкам, які опубліковані у відкритій печаті [35-39].

Після перетворень отримаємо передавальну функцію для ланки 1, що описує регулювання процесу витікання робочого тіла, що проходить через серцевину повітряного фільтра ДВЗ [34], встановленого на серійному ГБО

$$W_{1a}(p) = \frac{Z_{1a}(p)}{X_{1a}(p)} = \frac{K_{он.ф} \cdot \overline{p_{он.ф}} + Q_{нов.засл} \cdot \overline{\beta} - Q_{дф} \cdot \overline{p_{дф}}}{T_{нов.ф} \cdot p + 1}.$$

Передавальна функція ланки 1а, що описує регулювання процесу витікання робочого тіла, що проходить через повітряний фільтр ДВЗ з моно-, розподіленою і безпосередньою подачею палива, має такий вигляд

$$W_1(p) = \frac{Z_{1a}(p)}{X_1(p)} = \frac{K_{он.ф} \cdot \overline{p_{он.ф}} + Q_{1нов.засл} \cdot \overline{\beta}}{T_{нов.ф} \cdot p + 1}.$$

Передавальна функція ланки 2, яка описувала регулювання процесу витікання газоповітряної суміші, що проходить через дифузор змішувача [35], представлена виразом

$$W_2(p) = \frac{Z_2(p)}{X_2(p)} = \frac{K_{он.ф} \cdot \overline{p_{он.ф}} + Q_{засл} \cdot \overline{\beta} + Q_{р.з} \cdot \overline{p_{др.засл}}}{T_{дф.зм} \cdot p + 1}.$$

Передавальна функція ланки 3, яка описує регулювання положення поворотної заслінки в дросельному вузлі [36], наведена у вигляді співвідношення

$$W_3(p) = \frac{Z_3(p)}{X_3(p)} = \frac{Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} + \overline{p_{засл}}}{T_{др.засл}^2 \cdot p^2 + T_{к.засл} \cdot p + K_{др.засл}}.$$

Передавальна функція ланки 4, що описує регулювання процесу витікання газоповітряної суміші у впускному колекторі, описується рівністю

$$W_4(p) = \frac{Z_4(p)}{X_4(p)} = \frac{k_{gn} \cdot \overline{q_{ци}} + k_{\beta n} \cdot \overline{\beta} - k_{IH} \cdot \overline{I} + k_{pn} \cdot \overline{p_k}}{T_{дн} \cdot p + 1}.$$

Передавальна функція ланки, що описує регулювання процесу руху клапана подачі 2-го ступеня ГРНТ [37], представлена виразом

$$Y_6(p) = \frac{Z_6(p)}{X_6(p)} = \frac{K_{pk} \cdot \overline{p_k} + K_{\beta} \cdot \overline{\beta} - K_{z2} \cdot \overline{p_{z2}}}{T_{p2}^2 \cdot p^2 + T_{p1} \cdot p + 1}.$$

Для ланок 6₁ і 6₂ передавальні функції в даній роботі не наводяться.

Передавальна функція ланки 7, яка описувала регулювання процесу руху клапана-сердечника ЕДГ [38,39], записується співвідношенням

$$Y_7(p) = \frac{Z_7(p)}{X_7(p)} = \frac{K_{pk} \cdot \overline{p_k} + K_{\beta} \cdot \overline{\beta} - K_{z2} \cdot \overline{p_{z2}}}{T_{dg1}^2 \cdot p^2 + T_{kd1} \cdot p + K_{mg1}}.$$

Передавальна функція ланки 8, яка описувала регулювання процесу виділення теплової енергії в ємнісному заряді на електродах свічки вузла, визначається залежністю

$$Z_8(p) = \frac{\left(A_{III} - \frac{C_{cb} \cdot U_0}{2} \right)}{i^2} = \frac{R_{III}}{p}.$$

Передавальна функція ланки 9, яка описувала регулювання процесу виділення теплової енергії в індуктивному заряді на електродах свічки вузла, визначається залежністю

$$Z_9(p) = \frac{A_{up}}{i_2} = \frac{U_{up}}{p}.$$

5 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНВЕРТОВАНОГО ГАЗОВОГО ДВЗ АТЗ

Діагностування елементарних ланок систем подачі повітря, палива і системи запалювання здійснюється за допомогою методу функціональних рівнянь, а також доповнюються методом суперпозицій.

Алгоритм діагностування полягає в наступному. Для дослідження часових динамічних характеристик перехідних процесів елементарних ланок 1, 1а, 2, 4, 5, 8 і 9, які описуються операторними рівняннями 1-го ступеня, а також ланок 3, 6, 6₁, 6₂ і 7 – перехідні процеси останніх, описуються рівняннями 2-го ступеня, визначаються корені характеристичних рівнянь.

Далі обчислюються вільні і вимушені складові рівнянь. Визначаються сумарні коефіцієнти, які враховують сумарний вплив всіх вхідних впливів на об'єкт дослідження. Потім обчислюються коефіцієнти інтегрування для окремих вхідних впливів.

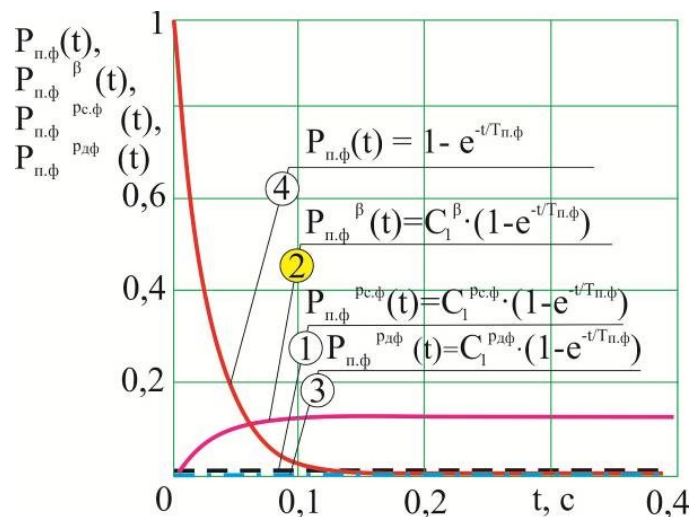
В роботі використовується *діагностичний метод, заснований на математичному методі суперпозицій*. Метод дозволяє проводити розрахунково-експериментальне дослідження, за оцінкою впливу (у відсотках) окремих вхідних елементарних впливів на характер (поведінку) протікання перехідних процесів часових динамічних характеристик (ЧДХ) досліджуваних ланок 1-9.

На всіх режимах корені характеристичних рівнянь всіх досліджуваних ланок мають негативні значення, отже, всі системи (елементарні ланки) є стійкими і являють собою аперіодичні (інерційні) ланки (крім ланок 8 і 9, останні, являють собою – ідеальні інтегральні ланки).

На рис. 5.1 наведено перехідний процес (ланки 1) ЧДХ збільшення витрати свіжого заряду $G_{n,\phi}(t)$, що проходить через серцевину фільтруючого елемента повітряного фільтра (ФЕПФ) ДВЗ з розподіленою подачею газу (крива 4). Ланка 1 досліджувалася з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (поз. 3).

Встановлено, що: найбільший вплив на характер зміни кривих перехідних процесів надає вхідний елементарний вплив (ВЕВ) кутового переміщення поворотною заслінки $\bar{\beta}$ дросельного вузла системи подачі повітря (крива 2, коефіцієнт впливу K_{β} складає 78%); незначний вплив на характер перехідного процесу надає аеродинамічний опір $\overline{P_{оп.ф}}$ ФЕПФ (крива 1, $K_{\beta}=15\%$); практично ніякого впливу, на процес не здійснює тиск робочого тіла $\overline{P_{оф}}$ (крива 3, $K_{\beta}=7\%$), виникає в дифузори змішувача ДВЗ АТЗ.

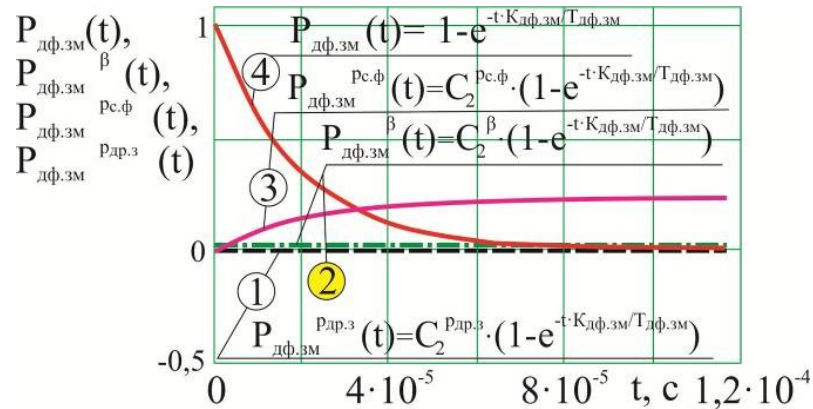
На рис. 5.2 наведено перехідний процес ЧДХ прирощення витрат свіжого заряду $G_{дф.зм}(t)$, що проходить через горловину дифузора змішувача (крива 4). Ланка 2 досліджувалася з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (поз. 3).



1 – з урахуванням впливу вхідного впливу $\overline{P_{оп.ф}}$; 2 – теж з $\bar{\beta}$; 3 – теж з $\overline{P_{оф}}$; 4 – в ланці 1 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.1 – Часові динамічні характеристики перехідних процесів ланки 1 (фільтруючого елемента повітряного фільтра)

У ланці 2 коефіцієнт впливу K_{β} від ВЕВ розподіляється наступним чином: найбільший вплив спричиняє $\bar{\beta}$ (крива 2, $K_{\beta}=72\%$); незначний вплив справляє $\overline{P_{оп.ф}}$ (крива 3, $K_{\beta}=12\%$); практично жодного впливу не чинить тиск свіжого заряду $\overline{P_{с.з}}$ (крива 1, $K_{\beta}=12\%$).



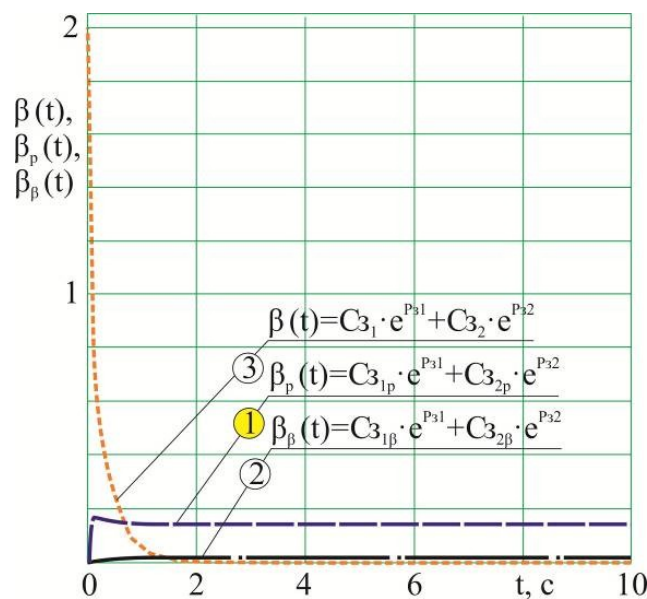
1 – з урахуванням впливу вхідного впливу $\overline{P_{с.з}}$; 2 - теж з $\overline{\beta}$; 3 – теж з $\overline{P_{оп.ф}}$; 4 – в ланці 2 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.2 – ЧДХ перехідних процесів ланки 2 (горловини дифузора змішувача)

На рис. 5.3 наведено перехідний процес ЧДХ прирощення кутового прискорення осі поворотної заслінки дросельного вузла $\beta_z(t)$, що регулює подачу РТ (робочого тіла) в двигуні з розподіленою подачею газу (крива 3). Ланка 3 досліджувалася з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (поз. 3). У ланці 3 K_v від ВЕВ розподіляється в такий співвідношенні: незначний вплив спричиняє $\overline{\beta}$ (крива 2, $K_v=12\%$) і сильно впливає зусилля, яке на важіль (педаць) управління $\overline{P_{зусил}}$ подачі палива (крива 1, $K_v=82\%$). На рис. 5.4 наведено перехідний процес ЧДХ прирощення витрати робочого тіла $G_{в.к}(t)$ у впускному колекторі ДВЗ (крива 3). Ланка 4 досліджувалася з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (поз. 3). У ланці 3 коефіцієнт впливу K_v від ВЕВ розподіляється наступним чином: незначний вплив спричиняє $\overline{\beta}$ (крива 2, $K_v=12\%$) і значний вплив має елементарна зміна частоти обертання $\overline{\omega}$ колінчатого вала ДВЗ (крива 1, $K_v=82\%$).

З рис. 5.5 а видно, що перехідний процес ЧДХ газового ДВЗ з розподіленою подачею газу $\omega_5(t)$ здійснюється швидше, ніж у двигунів, обладнаних ГБО $\omega_6(t)$. Це пов'язано з тим, що у ДВЗ з РПГ весь надійшов газ, змішуючись з повітрям, йде на вчинення ефективного робочого процесу для

отримання максимальної потужності на валу двигуна. А, у ДВЗ обладнаних ГБО, в період перекриття клапанів (в фазі продувки), частина не згорілої паливо-повітряної суміші примусово видувається (викидається) з циліндрів в навколишнє середовище. Тому двигун зі стандартною ГПА не розвиває еквівалентної потужності, порівнянної з РПГ, і має більш занижені на 3 – 5% потужності, техніко-економічні та екологічні показники в порівнянні ДВЗ з РПГ. Порівняння здійснювалося на часткових швидкісних (середніх 40%) режимах (поз. 2).



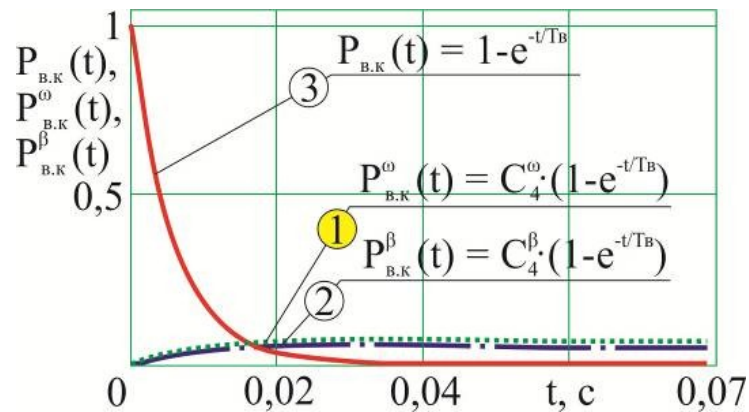
1 – з урахуванням впливу вхідної дії $\overline{p_{зусил}}$; 2 – теж з $\overline{\beta}$; 3 – в ланці 3 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.3 – ЧДХ перехідних процесів ланки 3 (поворотною заслінки дросельного вузла)

На рис. 5.5, б наведено порівняння перехідних процесів ЧДХ ДВЗ з розподіленою подачею газу $\omega_s(t)$ для різних швидкісних режимів (крива 5). Ланка 5 досліджувалася з різними початковими вихідними даними: на режимах середніх часткових (приблизно 40%) швидкісних режимах (поз. 2), а також на режимах ЗШХ (поз. 3).

З графічних залежностей видно, що зі збільшенням швидкісних режимів

силової установки, стійкість силової установки ТЗ погіршується.

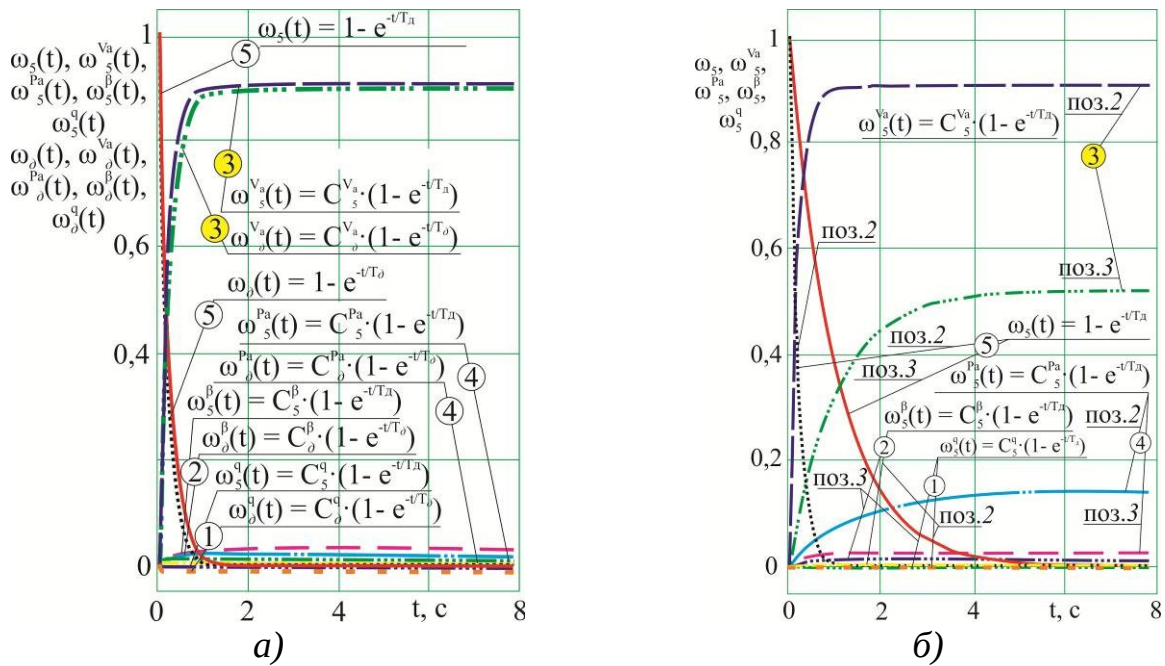


1 – з урахуванням впливу вхідної дії $\bar{\omega}$; 2 – теж з $\bar{\beta}$; 3 – в ланці 4 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.4 – ЧДХ перехідних процесів ланки 4 (тракту впускного колектора)

У ланці 5 коефіцієнт впливу K_{β} від ВЕВ розподіляється наступним чином: найбільший вплив робить швидкість руху \bar{v}_a завантаженого АТЗ (крива 3, $K_{\beta}=62\%$); середній вплив здійснюють тиск (розрідження) робочого тіла \bar{p}_a (крива 4, $K_{\beta}=32\%$), що надходить у двигун, а також незначно впливає $\bar{\beta}$ (крива 2, $K_{\beta}=5\%$); і, практично жодного впливу не робить циклова подача палива \bar{q}_y (крива 1, $K_{\beta}=2\%$). З рис. 5.5, б видно, що найбільш навантаженим і зтяжним (інерційним) за часом для транспортного засобу, є режим (поз. 3) ЗШХ.

На рис. 5.6 наведені перехідні процеси ЧДХ збільшення прискорення поступального переміщення (руху) перепускного клапана 1-го ступеня ГРНТ $x_{21}(t)$, що регулює подачу палива в ДВЗ з розподіленою і моно- подачею газу (крива 5). Відповідно на рис. 5.7 наведені аналогічні перехідні процеси для перепускного клапана 2-го ступеня ГРНТ $x_{22}(t)$ забезпечує подачу газу в ДВЗ серійним газовим обладнанням (крива 4). Ланки β_1 і β_2 досліджувалися з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (поз. 3).



а) – зі стандартним ГБО і розподіленою подачею газу (поз.2);
 б) – з розподіленою подачею газу (РПГ) на середніх швидкісних режимах (поз.2) і режимах ЗШХ (поз. 3); 1 – з урахуванням впливу вхідної дії \bar{q}_u ; 2 – теж з $\bar{\beta}$; 3 – теж з \bar{V}_a ; 4 – теж з \bar{p}_a ; 5 – до ланки 5 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.5 – Порівняння параметрів ЧДХ перехідних процесів ланки 5 (газового ДВЗ)

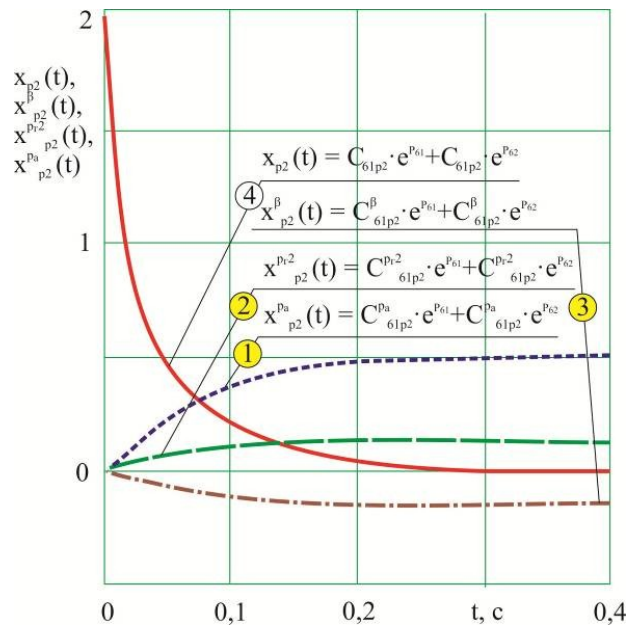
Ланки β_1 і β_2 коефіцієнт впливу K_v від ВЕВ розподіляється в такий вигляді: Найбільший вплив надає ВЕВ \bar{p}_a (крива 1, $K_v=72\%$); досить великий вплив надає ВЕВ тиск газу \bar{p}_{c2} у 2-го ступеня ГРНТ (крива 2, для стандартного ГБО, $K_v=12\%$), а також тиск газу \bar{p}_{c1} у 1-го ступеня ГРНТ (крива 3, для РПГ, $K_v=10\%$); і практично ніякого впливу не надає ВЕВ $\bar{\beta}$ (крива 3, $K_v=2\%$, наведена на рис.5.6 і крива 2, $K_v=1\%$, представлена на рис. 5.7).

На рис. 5.8 показаний перехідний процес ЧДХ збільшення прискорення поступального переміщення (зворотно-поступального руху) клапана-сердечника ЕДГ $z_\delta(t)$, що регулює подачу палива в ДВЗ з розподіленою подачею газу (крива 5). Ланка 7 досліджувалася з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (поз. 3).

У ланці 7 коефіцієнт впливу K_v від ВЕВ розподіляється наступним

співвідношенням: найбільший вплив чинить тиск $\overline{p_3}$ в газовій рампі дозатора (крива 1, $K_v=62\%$); досить великий вплив надає щільність газу $\overline{\rho_g}$ (крива 2, $K_v=22\%$), діюча на торцеву поверхню клапана-сердечника ЕДГ; незначний вплив надає попередньо стиснута пружина $\overline{b_{pr}}$ (крива 3, $K_v=12\%$), і практично ніякого впливу не робить сила тертя $F_{тер}$ (крива 4, $K_v=2\%$), яка виникає між корпусом і клапаном сердечником дозатора.

На рис. 5.9 наведені ідеальні перехідні процеси ЧДХ збільшення енергії ємнісного (ланка 8) $A_{ip}(t)$ і індуктивного (ланка 9) $A_{up}(t)$ зарядів на електродах свічки вузла, що забезпечують примусовий стабільне підведення тепла, для займання робочої суміші в циліндрах ДВЗ.

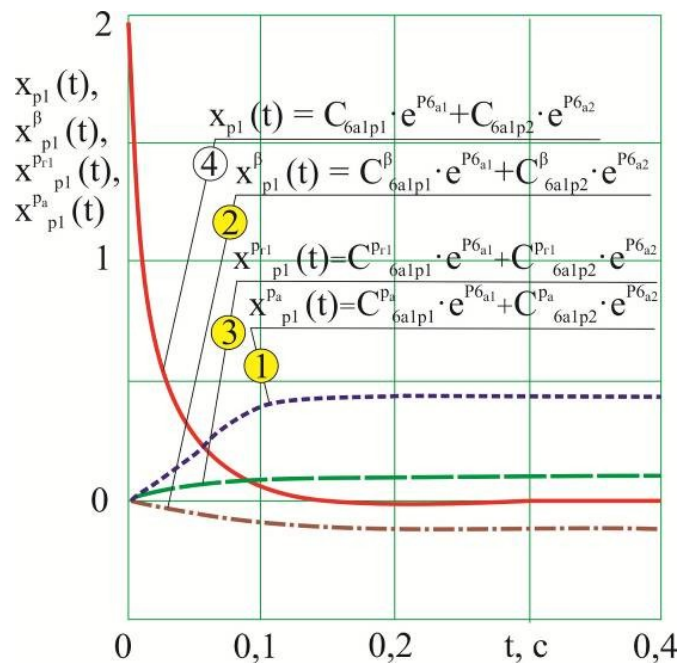


1 – з урахуванням впливу вхідної дії $\overline{p_a}$; 2 – теж $\overline{p_{e2}}$; 3 – теж з $\overline{\beta}$; 4 – до ланки b_2 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.6 – ЧДХ перехідних процесів ланки b_2 (перепускного клапана 2-го ступеня ГРНТ)

Ланки 8 і 9 досліджувалися з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (поз. 3). На цьому режимі досліджувані ланки, забезпечують виділення такої кількості теплової енергії, за допомогою якого здійснюється стійке запалення робочої суміші в циліндрах ДВЗ, а регульований об'єкт (свічковий вузол) при цьому працює стійко.

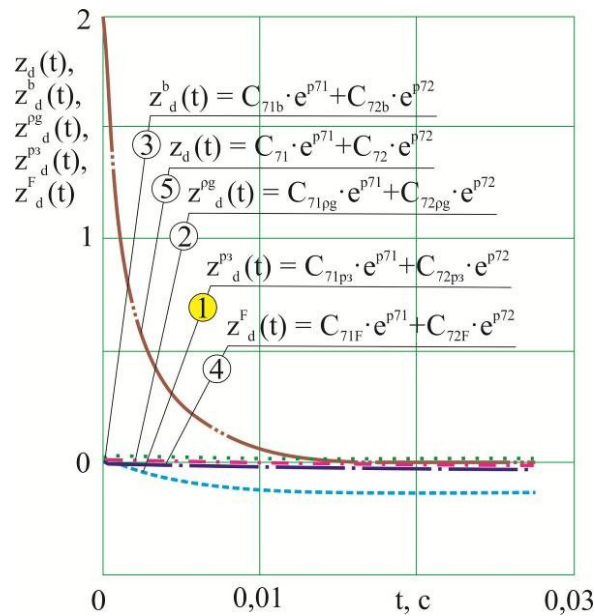
Встановлено, що більш стійкий процес спостерігається в без контактної транзисторної системи запалювання (БКСЗ), в порівнянні зі штатною – контактної СЖ. Це пов'язано з тим, що у БКТСЗ на 25 – 30% втрати енергії іскроутворення в контактах менше, ніж у КСЗ. Розмикання 1-й ланцюга в БКСЗ здійснюється «електронним ключем» – транзистором, а не механічним «бігунком».



1 – з урахуванням впливу вхідної дії \bar{p}_a ; 2 – теж з $\bar{\beta}$; 3 – теж \bar{p}_{c1} ; 4 – до ланки b_1 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.7 – ЧДХ перехідних процесів ланки b_1 (перепускного клапана 1-го ступеня ГРНТ)

У наведених характеристиках перехідний процес напруги пробою U_{pt} і опору повітряного зазору R_{pt} на електродах свічки вузла без контактної транзисторної системи запалювання (БКТСЗ, крива 6) відчутно вище, ніж у контактної системи запалювання (КСЗ, крива 5).



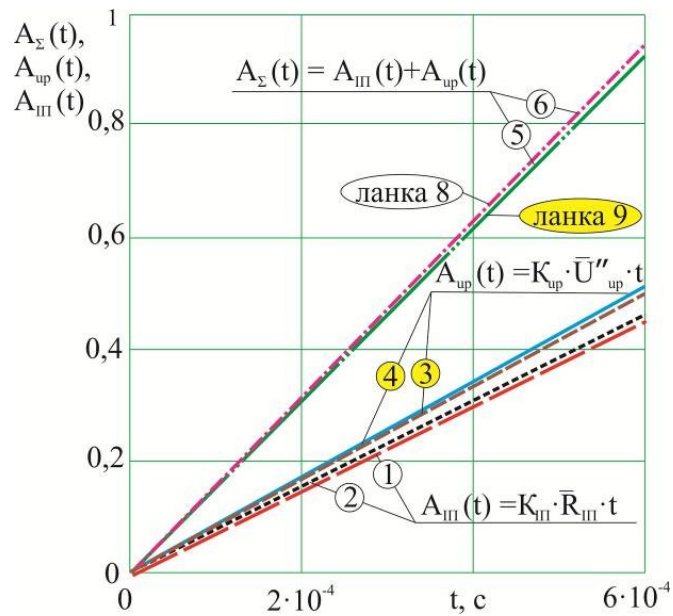
1 – з урахуванням впливу вхідної дії \bar{p}_3 ; 2 – теж з $\bar{\rho}_g$; 3 – теж з \bar{b}_{pr} ; 4 – теж з \bar{F}_{mee} ; 5 – до ланки 7 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.8 – ЧДХ процесів ланки 7 (клапана-сердечника електромагнітного дозатора газу)

Це пов'язано з тим, що у БКТСЗ практично немає втрати енергії (на іскроутворення) в рухомих контактах. Найбільший вплив на перехідний процес надає ВЕВ напруги пробую (для БКТСЗ, крива 4, $K_v=62\%$, а для КСЗ, крива 3, $K_v=57\%$) і дещо менше, проте, досить відчутний вплив чинить опір повітряного зазору (для БКТСЗ, крива 2, $K_v=38\%$, а для КСЗ, крива 1, $K_v=43\%$) на електродах свічки вузла.

Для дослідження параметрів перехідних процесів елементарних ланок системи подачі повітря на режимі ЗШХ, представлених на рис. 5.10, застосовувався діагностичний метод, заснований на матмоделі функціональних рівнянь.

По графічному відображенню (характеру ліній) перехідних процесів часових динамічних характеристик (ЧДХ) вихідних параметрів (ВП) оцінюється технічний склад і динамічна стійкість функціональних систем АТЗ.



1 – з КСЗ; 2 – з БТСЗ; виділення теплової енергії ємнісного заряду на електродах свічки вузла: 3 – з КСЗ; 4 – з БТСЗ; сумарне виділення тепла на електродах свічки вузла: 5 – з КСЗ; 6 – з БТСЗ

Рисунок 5.9 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки елементарних ланок 8 і 9 з безконтактно-транзисторною системою запалювання (БТСЗ) і штатної контактною системою запалення (КСЗ): виділення теплової енергії індуктивного заряду на електродах свічки вузла

За допомогою методу функціональних рівнянь – із n -го числа елементарних ланцюгів, які входять у склад функціональної системи, шляхом зрівняння визначається графічне відображення найбільш динамічно стійкого (швидкого) і, стосовно, самого інерційного (не швидкого) параметра елементарного ланцюга технічної системи АТЗ.

З результатів досліджень видно, що самою інерційною ланкою є ДВЗ (ланка 5). Інтервал зміни (часу реакції) перехідних процесів зміни кутової швидкості колінчастого ДВЗ на режимах ЗШХ становить близько 5,0 – 5,2 с, а на середніх (до 40%) часткових швидкісних режимах відповідно дорівнює 1,9 – 2,1 с. Це пов'язано з досить великим моментом опору, прикладеним к ведучим колесам АТЗ на режимі повного навантаження, який необхідно подолати двигуну для розгону транспортного засобу до \bar{V}_a .

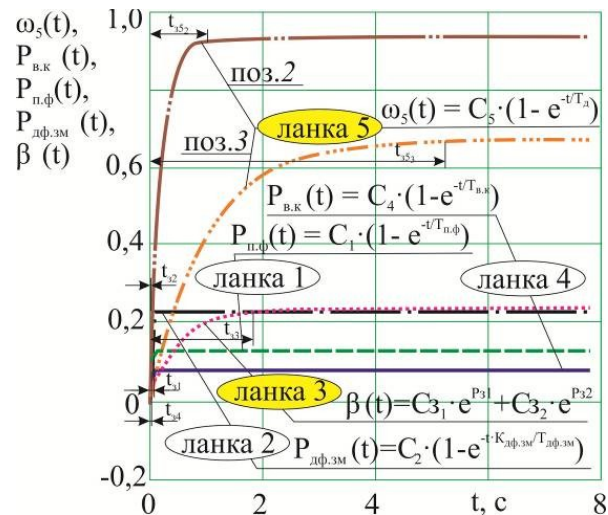


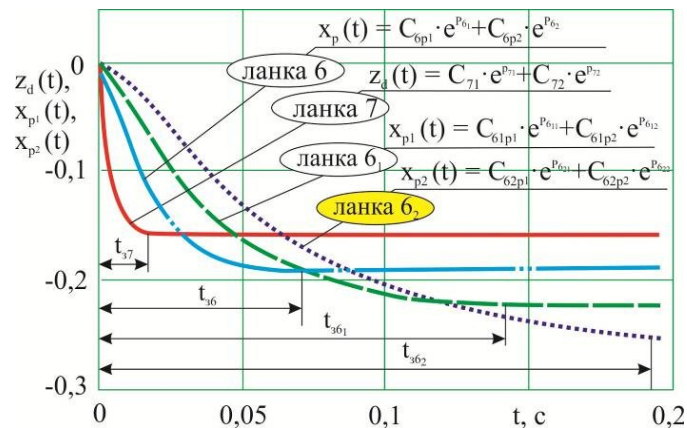
Рисунок 5.10 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки елементарних ланок 1, 2, 3, 4 і 5 системи подачі повітря газового ДВЗ з розподіленою (РПГ) та штатної подачею газу на зовнішніх швидкісних режимах роботи АТЗ

Після двигуна, менш інерційною ланкою є поворотна заслінка дросельного вузла (ланка 3), тривалість перехідного процесу заслінки становить близько 1,75 сек.

Незважаючи на те, що перехідні процеси в елементарних ланках дифузори змішувача (ДЗ, ланка 2), у впускному колекторі (ВК, ланка 4) і фільтрувальному елементі повітряного фільтра (ФЕПФ, ланка 1) протікають дуже швидко від десятитисячних до тисячних часток секунди, тим проте, останні відносяться інерційно-гальмівним ланкам системи подачі повітря.

Діагностування несправностей вузлів системи подачі повітря (ланок 1 – 5), подачі палива (ланок 6, 6₁, 6₂ і 7), а також запалювання (ланок 8 і 9) двигуна АТЗ здійснюється за допомогою методу функціональних рівнянь. На підставі зміни (погіршення) значень статичних характеристик в процесі експлуатації АТЗ, таких як: гідравлічний опір фільтруючого елемента фільтр-патрона ВФ, останнє залежить від стану забрудненості механічним шламом розглянутого вузла; зниження пружності (жорсткості) пружин і появи зазорів (люфтів) в клапанах-сердечниках і на осях поворотних заслінок і т. п., необхідно

періодично оцінювати технічний стан вузлів, тієї чи іншої технічної системи.



1 – клапана-сердечника електромагнітного дозатора газу;
2 – перепускного клапана 1-го ступеня ГРНТ; 3 – перепускного клапана 2-го ступеня ГРНТ

Рисунок 5.11 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки елементарних ланок 6, 61, 62 і 7 системи подачі палива без надувного ДВЗ зі штатною системою і системами БПГ і РПГ на режимі ЗШХ АТЗ

Діагностування вузлів системи подачі газу здійснюється шляхом зміни характеристик пружних елементів (еластичних діафрагм) в редукторах, а також зміни жорсткості пружин в ЕДГ. Облік впливу підвищеного тертя в рухомих парах дросельного вузла, ГРНТ і ЕДГ при моделюванні здійснюється відповідно збільшенням коефіцієнтів в'язкого або сухого тертя.

Підвищені витоку повітря і негерметичність дросельних вузлів, ГРНТ і ЕДГ враховуються шляхом зміни еквівалентних площ при закінченні суміші в системі. З рис. 5.11 видно, що на режимі роботи двигуна по ЗШХ (100% навантаженні) перехідний процес поступального руху штока перепускного клапана електромагнітного дозатора газу здійснюється значно швидше, ніж перехідні процеси поступальної ходи штоків мембран в первинної (для БПГ, РПГ і МПГ і вторинної (для серійної подачі газу) камерах ГРНТ. Перехідний процес поступального руху штока перепускного клапана в ЕДГ здійснюється в інтервалі 0,025-0,030 с, а – поступального руху штока мембрани вторинної

камери ГРНТ змінюється в діапазоні 0,18-0,22 с, відповідно аналогічний процес в первинній камері ГРНТ (для РПГ і МПГ) змінюється в діапазоні від 0,1 до 0,14 с. Перехідний процес поступального руху штока клапана 1-ої камери ГРНТ для БПГ здійснюється в інтервалі часу близько 0,05- 0,06 с.

Шток мембрани вторинної камери ГРНТ ланка b_2 є найбільш інерційним ланкою в системі подачі палива газового двигуна (має самий низький технічний стан). Перехідний процес штока мембрани в 2-й камері редуктора для серійного ГБО приблизно в 7,2-7,3 рази затягується в часі по відношенню до перехідного процесу в дозаторі. Відповідно перехідний процес штока мембрани в 1-й камері (ланка b_1) редуктора для РПГ і МПГ в 4,66-4,0 рази затягується в часі по відношенню до перехідного процесу в ЕДГ. А, перехідний процес штока мембрани в 1-й камері ГРНТ для БПГ в 2,0-2,5 рази здійснюється повільніше по відношенню до ЕДГ. Відставання реакції клапанів редукторів пов'язано з інерційністю механо-важільних елементів пневмомеханічної частини ГРНТ. Пересування штока вторинної камери ГРНТ (для штатного ГБО) здійснюється не за допомогою стороннього досить потужного джерела (наприклад, за допомогою електромагніту), а відбувається за рахунок перепаду тисків газових середовищ (щодо слабкого джерела - надлишковий тиск газу на виході з вторинної камери ГРНТ не перевищує 25 мм вод. стовпа), що діють по обидва боки рухомий гумовотканинної мембрани газового редуктора і впускного колектора. Надмірний тиск газового середовища на виході з 1-ої камери ГРНТ при розподіленою і моно- подачею газу значно вище і досягає 1,2-1,6 атм. Тому час реакції редукторів для розподіленої подачі газу приблизно в 1,5 рази менше, ніж у серійних газових редукторів. Надлишок тиску РТ на виході з 1-ої камери ГРНТ при БПГ досягає 5,0-6,0 атм. Тому час реакції в редукторах для БПГ в 2,0-2,5 рази здійснюється швидше, ніж у серійного ГРНТ.

6 МЕТОД ПРОГРАМНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОВОГО ДВИГУНА З ГТН, КОНВЕРТОВАНОГО ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ КРАЗ-5401К2

Метод програмної оптимізації параметрів конвертованого двигуна передбачає:

1. Вибір і спосіб стабілізації процесу подачі палива транспортного газового двигуна.

2. Удосконалення методу програмної оптимізації конструктивних і режимних параметрів газового ДВЗ:

– використанням критерію детонації [57] для оптимізації конструктивних параметрів газового ДВЗ обладнаного системою ГТН;

– адаптацію методу дослідження простору параметрів з використанням сіток І.М. Соболя та Р.Б. Статнікова для оптимізації регульовальних параметрів конвертованого газового ДВЗ.

3. Отримання результатів моделювання та оптимізації режимних і конструктивних параметрів газового ДВЗ з ГТН.

Перший закон термодинаміки є основою для способу стабілізації процесу подачі палива транспортного газового двигуна. Для вирішення завдання руху газу в трубопроводі і газової рампи в моделі використовується хвильове рівняння, складене з урахуванням стисливості, ефектів інерції і тертя. Стисливість газу визначається за допомогою моделі політропної стиснення-розширення з урахуванням теплообміну. Тертя в трубопроводі враховується з використанням коефіцієнта тертя на основі числа Рейнольдса і відносної шорсткості.

Застосування методів оптимізації [63] дозволяє на етапі конвертації або проектування визначити кордон значень режимних і конструктивних параметрів газового ДВЗ. До конструктивним параметрам газового ДВЗ відносяться: діаметр циліндра – D , хід поршня – s , відношення ходу поршня до

діаметру циліндра s/D , радіус кривошипа – R , ступінь стиснення – ε , форма КС та інш. Якщо перші чотири параметри визначаються конструкцією двигуна (дизеля) на базі якого створено газовий ДВЗ, то інші два вибираються при конвертації. Вибір цих параметрів базується на: показниках надійності роботи двигуна; максимальних показниках потужності; мінімальних показниках токсичності і питомої витрати палива.

В даний час в науковій літературі відсутня інформація про сукупний вплив ступеня підвищення тиску в компресорі π_k і ε на явище детонації, а також значення критерію детонації K_d , тому доцільно використовувати пропонуваній критерій для визначення цих параметрів, які створять умови для роботи газового ДВЗ з максимально ефективними техніко-економічними та екологічними показниками.

Результати моделювання наведені на рис. 6.1.

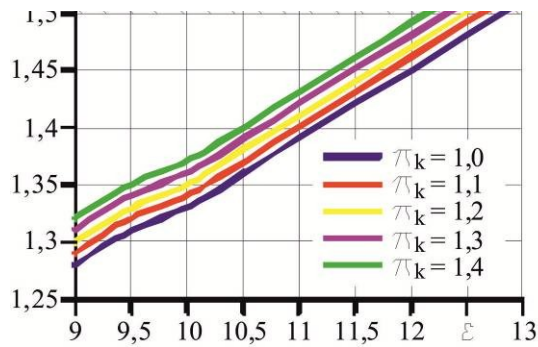
Стає очевидним, що (рис. 6.1. а) двигун 6ГЧН 13/14 забезпечує роботу без детонації. З рис 6.1 б видно, що якщо від поверхні графіка відокремити зону роботи з детонацією, то максимум крутного моменту ($M_e = 750 \text{ Н}\cdot\text{м}$) припадає на точку з координатами $\varepsilon = 11,8$ і $\pi_{k, \max} = 1,45$.

Перевірка отриманих результатів (рис. 6.2) показала, що відхилення значень $K_{d, \max}$ від експериментальних складає не більше 5%. А рис. 6.2 а ілюструє роботу двигуна з детонацією - коли $K_d \geq 1,5$. Шляхом застосування регульованого наддуву з'явилася можливість регулювати π_k . Таким чином, при збереженні $\varepsilon = 11,8$ і π_k на рівні 1,42 (при $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ в обох варіантах) і величини $K_d = 1,46$ (рис. 6.2 б), двигун працює без детонації.

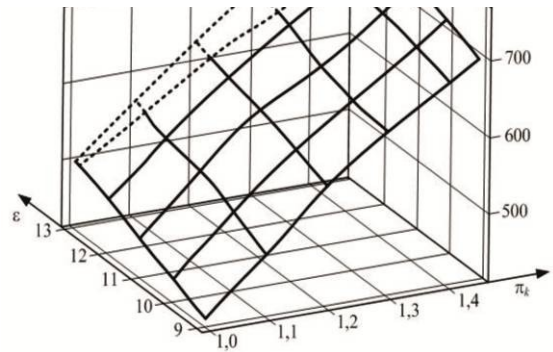
Очевидно що, оцінка впливу інших регульовальних параметрів ($\alpha, \theta, \varphi_{др}$ і т.д.) по наведеній методиці не можлива, оскільки відсутні умови пошуку оптимуму за показниками паливної економічності і токсичності ВГ. Тому в даній роботі для вирішення оптимізаційної задачі використовується сучасний метод [62], запропонований І.М. Соболев і Р.Б. Статніковим, який вже апробований для вирішення завдань в галузі двигунобудування.

Застосування цього методу дозволяє, на прикладі двигуна БГЧН 13/14, вирішити завдання оптимізації регульованих параметрів.

За критерій якості робочого процесу доцільно використовувати такі величини: питома витрата палива g_e , г/(кВт·год.); ефективну потужність N_e , кВт; питомі викиди оксидів азоту g_{NO_x} , г/(кВт·год.).



а



б

Рисунок 6.1 – Результати розрахункового дослідження впливу π_k і ϵ на величину M_e і K_d

Як варійованого параметрів доцільно використовувати такі величини з урахуванням діапазону варіювання і числових значень параметрів, до них відносяться: коефіцієнт надлишку повітря α ; кут випередження запалювання θ , град. п. к. в.; частота обертання колінчастого вала n , хв⁻¹; кут повороту дросельної заслінки $\phi_{др}$, %; ступінь підвищення тиску наддуву π_k .

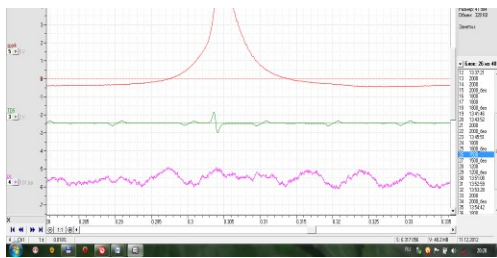
Діапазон зміни параметрів вибирався з таких міркувань. При паливо згоряє не повністю, і як наслідок, збільшується вміст викидів CO і CH у ВГ. При $\alpha > 1,5$ значно зменшується вміст NO_x у ВГ, однак, внаслідок прояву нестабільності робочого процесу і збільшення частоти пропусків спалахів, різко знижуються показники потужності і економічності ДВС, при цьому збільшується вміст CH .

Межі зміни кута випередження запалювання вибиралися з урахуванням раніше проведеного експериментального дослідження без наддувного газового

двигуна 6ГЧ 13/14. Діапазон зміни частоти обертання колінчастого вала вибирався виходячи із забезпечення стабільності роботи ДВС.

Кут зміни відкриття дросельної заслінки змінювався від 0 до 90 ° або (0 - 100%), що відповідає граничним умовам останньої.

Діапазон варіювання ступеня підвищення тиску наддуву, вибирався з урахуванням можливості регулювання тиску наддуву. Дослідження показали, що для забезпечення роботи двигуна без детонації на номінальному режимі (рис. 6.2), якщо $\pi_k = 1,45$, а коефіцієнт надлишку повітря має дорівнювати 1,3. $\alpha = 1,3$, це – межа роботи ДВЗ без детонації з $\pi_k = 1,45$, при цьому забезпечуються: потужність на рівні $N_e = 130$ кВт і $n_{Ne} = 2100$ хв⁻¹; крутний момент на рівні $M_e = 670$ Н·м і $n_{Me} = 1500$ хв⁻¹.



а) $n = 1500$ хв⁻¹; $\theta = 25$ град до ВМТ; $\varphi_{op} = 50\%$; $\pi_k = 1,57$; $\varepsilon = 11,8$; $K_d = 1,52$; $g_e = 0,277$ г/(кВт·год.)

б) $n = 1500$ хв⁻¹; $\theta = 25$ град до ВМТ; $\varphi_{op} = 50\%$; $\pi_k = 1,42$; $\varepsilon = 11,8$; $K_d = 1,46$; $g_e = 0,284$ г/(кВт·год.)

Рисунок 6.2 – Копія екрану процедури зняття індикаторної діаграми двигуна 6ГЧН 13/14 з детонацією і без неї. Технічний стан транспортного засобу обладнаного газовим двигуном і його паливну економічність було оцінено на стендах з біговими барабанами.

За результатами випробувань були отримані оптимізовані характеристичні карти, які можуть бути внесені в алгоритм роботи комплексної системи управління двигуном з ГТН. Із забезпеченням мінімальної витрати палива і викидів шкідливих компонентів в ВГ.

Для цього, встановлюються контрольні норми витрати палива при певних швидкостях обертання коліс автомобіля і зусиллях на провідних колесах АТЗ [47]. Автомобіль КрАЗ 5401К2 для міського комунального господарства наведено на рис.6.3.

Рекомендована швидкість руху вантажних транспортних засобів відповідає 40 км/год., а крутний момент на ведучих колесах для вантажних автомобілів повинен бути в два рази більшим, ніж крутний момент на валу ДВЗ. Нормований експлуатаційна витрата палива вантажного автомобіля КрАЗ 5401К2 (в літрах на 100 км) на бігових барабанах при швидкості руху 40 км/год. ($M_{\max} \approx 650$ Нм, $r_k \approx 0,49$ і $\eta_i \approx 0,33$), відповідно до методики, запропонованої проф.Н. Я. Говорущенко відповідає 25,9 кг/100 км. Для оцінки ефективності проведеного конвертації були проведені порівняльні дослідження по їздовим циклам АТЗ з базовим дизелем і двома варіантами газових ДВЗ. Випробування проводилися в міських і приміських умовах руху АТЗ з двигунами, один з яких, оснащений газовими дозаторами іноземного виробництва фірми Bosch, а другий – вітчизняними дослідними дозаторами газу.

Їздовий цикл для вантажних автомобілів із загальною масою понад 3,5 т по ГОСТ Р 54810-2011 наведено на рис.6.4.



Рисунок 6.3 – Автомобіль КрАЗ-5401К2 з газовим двигуном мод.8212.10-321, обладнаний вітчизняною газо-паливною апаратурою (Евро-4)

На рисунку 6.5 наведено міської їздовий цикл (МІЦ) зі зміни крутячого моменту ДВЗ в міських умовах роботи ДВЗ для вантажних автомобілів по

ГОСТ Р 54810-2011. У МІЦ до 20% двигун працює в діапазоні низьких частот обертання валу від 800 до 1400 хв^{-1} , а крутячий момент при цьому змінюється від 150 – 300 Н·м. Приміський їздовий цикл (ПІЦ) ЄТС (Правила ЄЕК ООН №49) зі зміни крутячого моменту ДВЗ автомобіля КрАЗ 5401К2 представлений на рис.6.6.

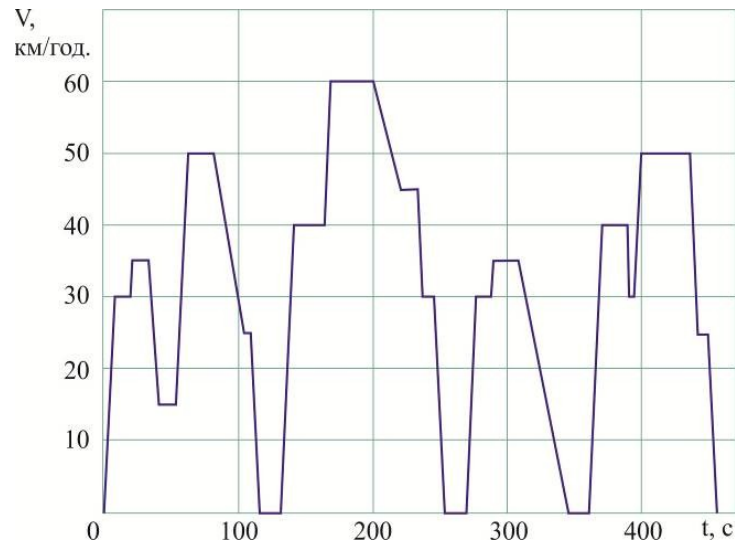


Рисунок 6.4 – Їздовий цикл для вантажних автомобілів по ГОСТ Р 54810-2011

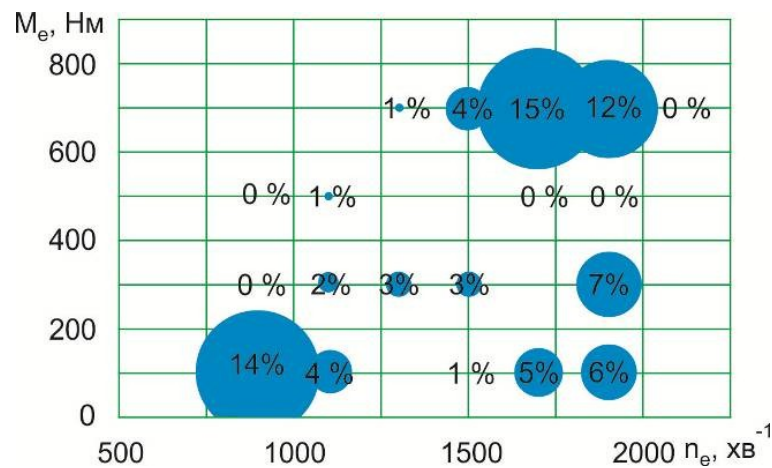


Рисунок 6.5 – Міський їздовий цикл для вантажних автомобілів по ГОСТ Р 54810-2011

У ПІЦ до 80% ДВЗ працює в діапазоні середніх і близьких до номінальних частотах обертання валу двигуна, що змінюються від 1500 – 1900 хв⁻¹, відповідно крутячий момент змінюється в діапазоні від 500 -800 Н·м.

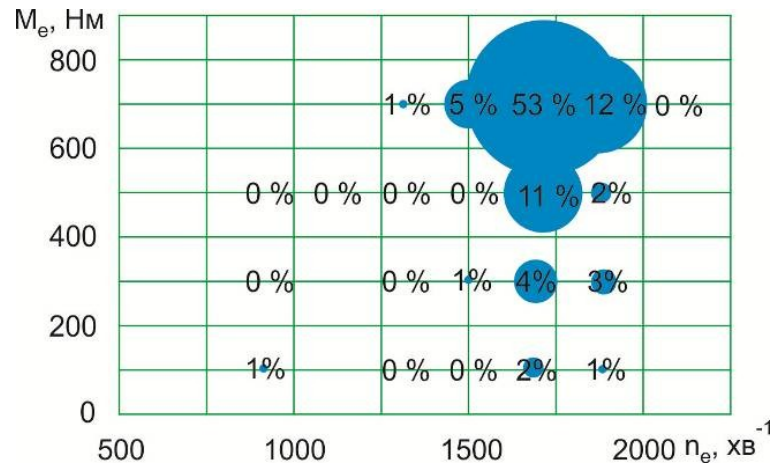


Рисунок 6.6 – Приміський їздовий цикл ЄТС (Правила ЄЕК ООН №49)

Графіки зміни потужності, частоти обертання і крутного моменту двигуна мод.821.10. (з дослідними ЕДГ) в циклі для автомобілів повною масою понад 3,5 т по ГОСТ Р 54810-2011 наведені на рис. 6.7.

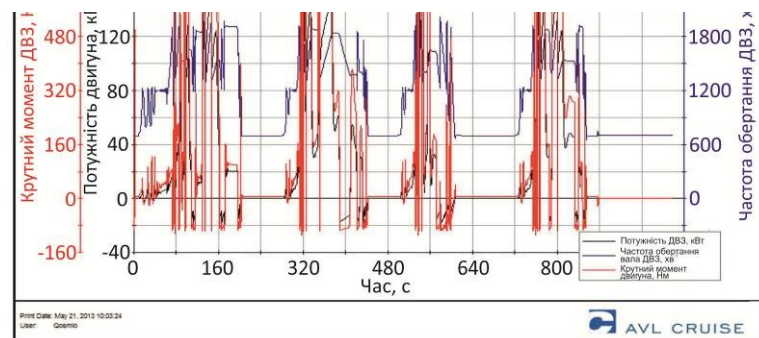
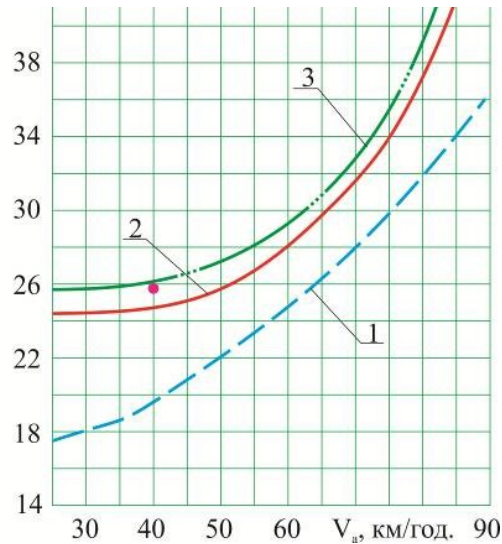


Рисунок 6.7 – Графіки зміни потужності, частоти обертання і крутного моменту двигуна мод.821.10. в циклі для автомобілів повною масою понад 3,5 т по ГОСТ Р 54810-2011

На рис.6.8 показані порівняльні паливні характеристики на сталих режимах руху АТЗ, з дизелем і двома варіантами газових ДВЗ.

З порівняльних характеристик видно, що найкращими експлуатаційними характеристиками володіє АТЗ з дизелем, а дещо гірші показники має газовий двигун з дослідною газо-паливною апаратурою.



1 – КрАЗ-5401К з дизельним двигуном ЯМЗ-5362; 2 – КрАЗ-5401К2 з газовим двигуном 8212.10-112; 3 – КрАЗ-5401К 2 з дослідною газо-паливною системою; 4 – експлуатаційна витрата газу, знята за методикою проф. Н.Я. Говорущенко

Рисунок 6.8 – Паливні характеристики усталеного руху АТЗ

Результати порівняльних випробувань обох варіантів газових двигунів мод.8212.10-321 з іноземним обладнанням і дослідного зразка мод.8212.10-321 з вітчизняною ГПА наведені в табл. 6.1. Обидва варіанти газових ДВЗ відповідають нормативним вимогам щодо викидів забруднюючих речовин і відповідають нормам Євро-4.

Максимальна експлуатаційна витрата палива вантажного АТЗ при швидкості руху 90 км / год. з газовим двигуном, укомплектованим іноземної ГПА склав 47,2 кг / 100км (65,6 л / 100 км), а з вітчизняною – 48,39 кг /100 км (67,21 л/100 км).

Таблиця 6.1 – Результати порівняльних випробувань газового двигуна мод.821.10 і дослідного зразка газового ДВЗ щодо викидів забруднюючих речовин на відповідність нормативним вимогам (Правил ООН № 96-03)

Модифікація ДВЗ	8212.10 - 321			8212.10 – 321 (дослідний)		
Найменування показника	Викиди шкідливих речовин з ВГ двигуна, г/кВт.год.					
	Оксид вуглецю, (CO)	Вуглеводні, (CH ₄)	Оксид азоту, (NO _x)	Оксид вуглецю, (CO)	Вуглеводні, (CH ₄)	Оксид азоту, (NO _x)
Заміряні значення викидів	2,24	0,11	0,13	2,57	0,13	0,15
Нормативні значення ШР	3,5	0,2	4,0	3,5	0,2	4,0

ВИСНОВКИ

У роботі наведені основні наукові та прикладні результати досліджень.

1. Розроблено і науково обґрунтовано адаптивно-діагностичний метод спільного електронного управління розподіленої подачею газу і системою запалювання силової установки конвертованого АТС. Визначено способи та розроблено алгоритми управління ЕДГ систем живлення газового ДВС, з використанням спеціального методу «Pick & Hold» форсування струму і збільшення швидкодії клапана-сердечника ЕДГ. Розроблено структурну схему і блок управління СУ РПГ. Обрано мікроконтролер (мікросхема ATmega 328 фірми Atmel), сімейства AVR.

2. Одержав подальший розвиток метод експериментального дослідження параметрів технічних систем подачі повітря і подачі газу силової установки конвертованого АТЗ, який базується: на методиці зняття і обробки результатів витратних і техніко-економічних показників конвертованого газового ДВЗ, підборі вимірювальної апаратури і відстежуючо-реєструючого комплексу для індицирування циліндрів ДВЗ.

3. Удосконалено метод параметричної ідентифікації показників ДВЗ, що відображає тягово-швидкісні характеристики конвертованого транспортного засобу; в процесі зняття характеристик використовується ММПЕ, який дозволив визначити функції відгуку, за допомогою яких отримані статичні характеристики показників без надувного двигуна з розподіленою подачею газу, які представлені у вигляді поліноміальних залежностей. Розбіжності між поліноміальними залежностями і залежностями, отриманими на підставі обробки експериментальних індикаторних діаграм не перевищують $\pm 3\%$.

4. Розроблено комплект математичних моделей автоматичного управління параметрами елементарних технічних систем подачі повітря, запалювання і подачі палива силової установки АТЗ, конвертованого для роботи на природному газі; комплект матмоделей дозволяє здійснювати над функціональними технічними системами різні види діагностування.

5. Отримав подальший розвиток діагностичний метод підвищення експлуатації конвертованих ЗТ для елементарних технічних систем конвертованого АТЗ, із застосуванням математичних методів суперпозицій (МСП) та функціональних рівнянь (МФР); МСП дозволяє відстежити поведінку перехідних процесів часових динамічних характеристик (ЧДХ) входять параметрів елементарної системи (елементарного ланки), а за допомогою МФР оцінюється технічний стан і динамічна стійкість параметрів окремих елементарних технічних систем засобів транспорту;

Методом порівняльного аналізу обрані найбільш досконалі схеми систем подачі повітря, запалювання і подачі палива ДВЗ.

Дано висновки і обґрунтовані рекомендації щодо застосування найбільш досконалих вузлів системи подачі повітря і запалювання, а також агрегатів подачі газу технічних систем при конвертації АТЗ з дизелем, під форсований газотурбінним наддувом газовий ДВЗ.

6. Отримав подальший розвиток метод оптимізації конструктивних і режимних параметрів (МОКіРП) газового ДВЗ, який базується: на критерії детонації і методі дослідження простору параметрів з використанням сіток І.М. Соболя та Р.Б. Статнікова. МОКіРП дозволив вирішити завдання оптимізації конструктивних і регульованих параметрів (α , θ , n , β , pk), отримати теоретично (розрахункові) характеристичні карти, за допомогою яких здійснюється управління робочим процесом ДВЗ з ГТН і РПГ.

Використання стендової СУ РПГ на двигуні 6ГЧН 13/14 дозволило підтримувати склад паливо-повітряної суміші α на всіх режимах експлуатації конвертованого АТЗ, який на 3 – 4% убожій, ніж в двигуні 6ГЧ 13/14 (без наддуву).

7. При випробуваннях вантажного транспортного засобу з газовим ДВЗ на паливну економічність на стендах з біговими барабанами (за методикою проф. Говоруценко Н. Я.) нормована експлуатаційна витрата палива вантажного автомобіля КраЗ-5401К2 зі стендової системою управління, склав 25,9 літрів на 100 км шляху .

8. Проведено порівняльні експериментальні дослідження по їздовим циклам вантажного дизельного автомобіля КрАЗ-5401 з базовим дизелем ЯМЗ-5362, і автомобіля КрАЗ-5401К2 з двома варіантами газових двигунів, перший мод.8212.10-321 - укомплектований зарубіжною серійною газо-паливною апаратурою (ГПА) фірми Bosch , а другий мод.8212.10-321 (дослідний) укомплектований вітчизняною ГПА. Їздові цикли АТЗ проводилися в міських і приміських умовах.

З результатів порівняльних випробувань обох варіантів газових двигунів мод.8212.10-321 з іноземним обладнанням і досвідченого зразка мод.8212.10-321 вітчизняної ГТА на відповідність нормативним вимогам шкідливих викидів. Обидва варіанти газових ДВЗ відповідають нормам ЄВРО-4.

РЕКОМЕНДАЦІЇ

Наукові дослідження створюють науково-технічну базу: для розробки нових методів оцінки технічного стану, моделювання і програмної оптимізації параметрів газового ДВЗ конвертованого АТЗ; наукового обґрунтування та вибору основних режимно-технічних параметрів і характеристик конвертованих ТТМ з поліпшеною паливною економічністю, екологічною безпекою та надійністю роботи на природному газі; - можуть використовуватися для підвищення ефективності експлуатації тягово-транспортних машин, конвертованих для роботи на природному газі, шляхом використання комплексних методів діагностування функціональних систем ДВЗ (місця використання сільськогосподарські підприємства, машинобудівні, машиноремонтні заводи та науково-дослідні інститути).

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Богомоллов В.А., Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., та ін. Экспериментальная установка для доводки систем зажигания и управления газовым двигателем 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Авто – Газо – Заправочный – Комплекс + Альтернативное топливо*. 2005. Вып.4 (25). С. 42–45.
2. Тропина А.А. Экспериментальная оценка процесса воспламенения неравновесной плазмой / А.А. Тропина, В.Ш. Аведян, А.С. Паникарский, В.С. Боженков // *Автомобильный транспорт*. – Х.: ХНАДУ. – 2008. – №23. – С.114-119.
3. Тропина А.А. Снижение токсичности двигателей путем совершенствования процесса воспламенения / А.А. Тропина, А.П. Кузьменко, В.И. Стаценко, Г.В. Майстренко// *Автомобильный транспорт*. – Харьков: ХНАДУ. – 2009. – Вып. 24. – С. 50-56.
4. Демченко О.Н. Пути уменьшения вредности отработавших газов карбюраторных двигателей / О.Н. Демченко. – М.: НИИНавтопром, 1966. – 235 с.
5. Жигалин О.И. Снижение токсичности автомобильных двигателей / О.И. Жигалин, П.Д. Лупачев. – М.: Транспорт, 1985. – 120 с.
6. Кульчицкий А.И. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. Учеб. пособие / Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2000. – 256 с.
7. Патент РФ RU2267618 С1. Способ очистки выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления / Мазлов Ю.А., Меренов А.В., Кобец В.А., Илюкович А.А. – № 2004113388/06; Заявл. 30.04.2004; Опубл. 10.01.2006, Бюл. №01.
8. Патент РФ RU2301348 С1. Способ уменьшения вредных выбросов с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания / Дураджи В.Н., Дураджи Ю.В. – № 2005134884/06; Заявл. 11.11.2005; Опубл. 20.06.2007, Бюл. №17.
9. Каталитические нейтрализаторы транспортных двигателей. / [Жегалин О.И., Панчишный В.И., Френкель А.М., Патрахальцев Н.Н.] – М.: Машиностроение, 1979. – 81 с.
10. Мерживська В.В. Забруднення атмосфери викидами транспортних засобів. Основні сполуки. Вплив каталітичних нейтралізаторів / В.В. Мерживська // *Автошляховик України: науково-виробничий журнал*. – 2006. – №3. – С.20-23.
11. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: Монографія / Ігор

- Володимирович Парсаданов – Х.: Видавничий центр НТУ „ХПІ” – 2003. – 244 с. – Російською мовою.
12. Harrison V.B., Cooper V.J., Wilkins A.J.-J. Control of Nitrogen Oxide Emissions from Automobile Engines // *Petrolieri International*. – 1981. – XXXVIII. – № 6. – P. 56-64.
 13. Панчишний В.И. Нейтрализация оксидов азота в отработавших газах дизелей / В.И. Панчишний // *Двигателестроение*. – 2005. – № 2 (220). – С. 35-42.
 14. Тропина А.А. Образование оксидов азота при диффузионном горении метановоздушной смеси / А.А. Тропина // *Всеукраинский научно-технический журнал «ДВС»*. – Х.: НТУ «ХПИ». – 2005. – №1. – С.30-35.
 15. Каніло П.М. Автомобіль та навколишнє середовище / Каніло П.М., Бей І.С., Ровенський О.І. – Х.: Прапор, 2000. – 304 с.
 16. Кавтарадзе Р.З. Влияние формы камеры сгорания на образование оксидов азота в газовом двигателе / Р.З. Кавтарадзе, А.В. Шибанов, А.И. Гайворонский // *Тезисы докладов конференции «3-и Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе»*. – М.: Изд-во МАДИ. – 2007. – С. 24-28.
 17. Матейчик В.П. Особливості моделювання утворення оксидів азоту в робочому процесі двигуна / В.П. Матейчик, І.С. Козачук, В.В. Яновський, М.С. Мошко // *Вісник Національного транспортного університету*. – Київ: НТУ 2011. – № 23. – С. 17-21.
 18. Paulo Bernardes-Silva. UK LNG Fast Ferry Program and Challenges. *Proceedings of US MarAd Workshop: Alternative Fuels for Ferries & Other Vessels*. – Naval Air Station Officer’s Club & Conference Centre. – Alameda, CA. – 2000. – 31 p.
 19. Кавтарадзе З.Р. Перспективы применения поршневых двигателей на альтернативных моторных топливах / З.Р. Кавтарадзе, Р.З. Кавтарадзе // *Транспорт на альтернативном топливе*. – 2010 – №1 – С.74-80.
 20. Газ природный топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания. Технические условия: ГОСТ 27577-2000.– Минск. – 8 с.
 21. Comparison of transport fuels / Report. Sidney: Australian greenhouse office, 2005. – 274 p.
 22. Мысник М.И. Анализ теплофизических свойств альтернативных топлив для двигателей внутреннего сгорания / М.И. Мысник, А.Е. Свистула // *Ползуновский вестник*. – 2009. – №1-2. – С. 37-43.
 23. Абрамчук Ф.И. Реализация возможностей сжатого природного газа при использовании его в качестве топлива / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов,

- С.В. Салдаев // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2005 – Вип. 17. – С. 61-66.
24. Коротков М.В. Оценка экологической эффективности применения различных видов моторного топлива в ДВС автотранспортных средств / М.В.Коротков, А.А. Филиппов // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008 – №1 – С.73-77.
25. Коротков М.В. Оценка экологической эффективности применения различных видов моторного топлива в ДВС автотранспортных средств / М.В. Коротков, А.А. Филиппов // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008 – №2 – С.72-75.
26. Клименко В.В. Мировая энергетика и климат планеты в XXI веке в контексте исторических тенденций / В.В. Клименко, А.Г. Терешин, О.В. Микушина // Российский химический журнал (Ж. Рос. хим. об-ва им. Д.И. Менделеева). – 2008. – т. LII, №6. – С. 11-17.
27. Клементьев А.С. Исследования экологической безопасности автомобиля ВАЗ–21213, работающего на КПП / А.С. Клементьев // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008 – №3 – с.70-72.
28. Волков В.С. Новое оборудование для использования метана в качестве моторного топлива / В.С. Волков, С.В. Каплун, А.В. Зеря // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008 – №1 – С.40-41.
29. Пронин Е.Н. Развитие мирового рынка использования КПП на автотранспорте в 2007 г / Е.Н. Пронин // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008. – №1. – с.11-13.
30. Лапушкин Н.А. Технологии использования природного газа в двигателях автотранспортных средств и силовых установках / Н.А. Лапушкин // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008 – №2 – С.47-50.
31. Матейчик В.П. Особливості використання природного газу як моторного палива для транспортних засобів / В.П. Матейчик, В.І. Захарчук, І.С. Козачук, О.В. Захарчук // Вісник Національного транспортного університету. – Київ: НТУ 2008. – № 16. – С. 127-130.
32. Туренко А.Н. Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания / А.Н. Туренко, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Пройда [и др.] // Автомобильный транспорт. – 2009. – №23. – С. 89-94.
33. Манойло В.М. Динамические структурные схемы многоконтурных систем газового ДВС транспортного назначения. *Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація*. 2018. С. 65–66.

34. Манойло В.М. Модель процесса течения свежего заряда, проходящего через сердцевину воздушного фильтра транспортного двигателя. *Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів»*. 2016. № 4. С. 243–249.
35. Манойло В.М. Модель регулирования процесса течения газо-воздушной смеси в горловине диффузора смесителя, системы топливоподачи автотракторного ДВС. *Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів»*. 2018. № 14. С. 169–173.
36. Манойло В.М. Регулирование процесса подачи смеси положением поворотной заслонки дроссельного узла системы воздухообеспечения транспортного двигателя. *Мир транспорта и технологических машин*. 2014. №3. С. 53–59.
37. Манойло В.М. Регулювання процесу подачі газу перепускним клапаном редуктора низького тиску системи паливоподачі транспортного двигуна. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. 2015. Вип. 1(25). С. 47-51.
38. Манойло В.М. Методика определения параметров электромеханической части электромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя. *Електронний журнал «Автомобіль і електроніка. Сучасні технології»*. 2015. Вип. 7. С. 6–11.
39. Манойло В.М. Методика определения параметров проточной части электромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя. *Вісник ХНТУСГ*. 2015. Вип.163. С. 221–227.
40. Манойло В.М. Матмодель газового двигателя, используемого в качестве привода мобильного транспортного средства. *World World Science. Warsaw: RS Global*. Выпуск. №9 (37). September. 2019. P. 15–25.
41. Манойло В.М. Управление дроссельной заслонкой системы воздухообеспечения транспортного двигателя. *Електронний журнал «Автомобіль і електроніка. Сучасні технології»*. 2018. Вип. 13. С. 36–41.
42. Манойло В.М. Безмоторный стенд для исследования электроуправляемых газовых дозаторов систем питания автотранспортных двигателей. *Вестник ХНАДУ*. 2018. Вып. 82. С. 131–136.
43. Манойло В.М. Дослідження характеристик автотранспортного двигуна 6ГЧН 13/14 з наддувом і розподіленою подачею газу. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природовикористання України. Серія техніка і енергетика АПК*. 2018. Випуск 296. С.143–147.
44. Богомолов В.А., Бажинов А.В., Манойло В.М., та ін. Экспериментальная стендовая электронная система управления газовым двигателем 6Ч 13/14

- с искровым зажиганием. *Автомобильный транспорт*. 2007. Вып. 20. С. 81–87.
45. Манойло В.М., Воронков А.И., Бороденко Ю.Н., та ін. Конструктивные особенности электронного датчика частоты вращения и положения приводного вала газового ДВС. *Вестник ХНАДУ*. 2008. Вып. 38. С. 327–335.
 46. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Опытный образец электромагнитного дозатора газа системы питания автотракторного двигателя 6ГЧН 13/14. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2012. №2/8 (56). С. 38–42.
 47. Лукшо В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С., та ін. Оценка эффективности применения компримированного природного газа в качестве топлива для автобусов с улучшенными экологическими и энергетическими характеристиками в полном жизненном цикле. *Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика*. 2015. С. 188–199.
 48. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. М.: Высшая школа, 1975. – 320с.
 49. Испытания двигателей внутреннего сгорания/ Стефановский Б.С., Скобцева К.А., Корси Е.К., и др.. – М.: Машиностроение, 1974. – 108 с.
 50. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 14846-81.– М. – 54 с.
 51. Газоанализаторы Инфракар М // паспорт ВЕКМ.413311.004.ПС. – М., 2009.– 24 с.
 52. Абрамчук Ф.И. Техническая реализация изменения степени сжатия малолитражного двигателя, который работает на природном газе / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Сб. науч. трудов. – 2010. – Вып 53. – С. 17-20.
 53. Пат. № 24970 Україна. МПК F02B 11/00 Спосіб конвертації дизеля в газовий двигун внутрішнього згорання з іскровим запалюванням / Захарчук В.І., Козачук І.С., Захарчук О.В.; власник Луцький державний технічний університет. – заявл. 08.02.2007; опубл. 25.07.2007, Бюл № 11.
 54. Пат. № 32397 Україна. МПК F02B 11/00 Спосіб конвертації дизеля в газовий двигун внутрішнього згорання з іскровим запалюванням / Захарчук В.І., Матейчик В.П., Захарчук О.В., Козачук І.С.; власник Луцький державний технічний університет. – заявл. 23.01.2008; опубл. 12.05.2008, Бюл № 9.

55. Attar A.A. Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine: PhD thesis: 115.01.02 / Attar Alireza Alizadeh. University of Calgary, 1997. – 248 p.
56. Yamin J.A. Performance simulation of a four-stroke engine with variable stroke-length and compression ratio / J.A. Yamin, M.H. Dado // Applied Energy. – 2004. – № 77 (4). – P. 447–463.
57. Абрамчук Ф.И. Критерий детонации в газовом двигателе с высокоэнергетической системой зажигания / Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Кузьменко А.П., Липинский М.С. // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ, 2011– Вып. 28. – С. 37-42.
58. Gao J. Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: 115.01.02 / Gao Juan. University of Calgary, 1993. – 230 p.
59. Bade Shrestha S.O. A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications / Bade Shrestha S.O., Karim G.A. – Calgary, CA: University of Calgary, 1999. – 18 p.
60. Стечкин Б.С., Генкин К.Н. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. М.: изво АН СССР 1960 – 196 с.
61. Абрамчук Ф.И. Многокритериальная оптимизация параметров процесса сгорания малолитражного автомобильного газового двигателя / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, М.С. Липинский // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – №2. – С. 8-13.
62. Соболев И.М. Выбор оптимальных критериев в задачах со многими параметрами / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М. : Наука, 2005. – 110 с.
63. Врублевский А.Н. Метод многокритериальной идентификации математической модели топливной системы / А.Н. Врублевский // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. Харьк. нац. авт.-дор. ун-та. – Вып. 23. – Харьков, 2008. – С.95-99.
64. Абрамчук Ф.И. Особенности конструкций электромагнитных дозаторов газа систем питания ДВС / Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, М.С. Липинский и др.// Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2010. – Вып. 27. – С.43–51.
65. Абрамчук Ф.И. Стенд для исследования рабочего процесса газового двигателя 6ГЧН 13/14 с искровым зажиганием и распределенной системой подачи газа / Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.Н. Кабанов и др.// Наукові нотатки. Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2012. – Вып. 36. – С. 4–9.

Додаток А – Патенти





УКРАЇНА

**ПАТЕНТ****НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ****№ 110618****ДРОСЕЛЬНИЙ ВУЗОЛ СИСТЕМИ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ
ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **25.10.2016**.

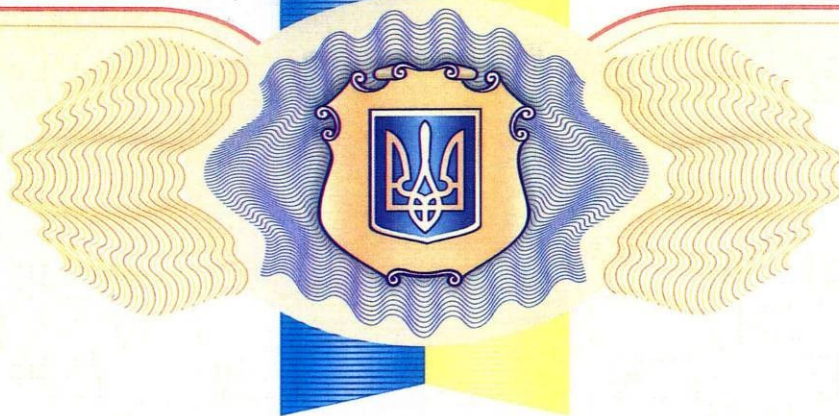
В.о. Голови Державної служби
інтелектуальної власності України

А.А.Малиш



УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 89683

СИСТЕМА РЕГУЛЮВАННЯ ГАЗОДИЗЕЛЯ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 25.02.2010.

Голова Державного департаменту
інтелектуальної власності

М.В. Паладій



УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 65905

**ЗАСТОСУВАННЯ ТІЛА РОЗЖАРЕННЯ ЛАМПИ
НАКАЛЮВАННЯ ЯК ТЕРМОЧУТЛИВОГО ЕЛЕМЕНТА
ШВИДКОДЮЧИХ ДАТЧИКІВ ТЕМПЕРАТУРИ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **26.12.2011.**

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

М.В. Паладій



УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 88054

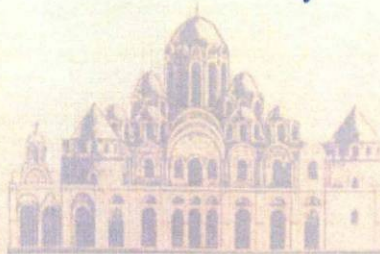
ДАТЧИК ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ І КУТА ПОЛОЖЕННЯ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 10.09.2009.

Голова Державного департаменту
інтелектуальної власності

М.В. Паладій



УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 87359

**СПОСІБ КЕРУВАННЯ ФОРСОВАНИМ ВКЛЮЧЕННЯМ
ЕЛЕКТРОМАГНІТА ВИКОНАВЧОГО ПРИСТРОЮ І
ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЙОГО ЗДІЙСНЕННЯ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
10.07.2009.

Голова Державного департаменту
інтелектуальної власності

М.В. Паладій







УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 97303

**ДВОПАЛИВНА ІНЖЕКТОРНА СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ ДЛЯ
ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ (ДВЗ)**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
25.01.2012.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

М.В. Паладій





УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА ВІНАХІД

№ 103249

**ГАЗОВИЙ ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ,
КОНВЕРТОВАНИЙ З ДИЗЕЛЯ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
25.09.2013.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

M.V. Koviya
М.В. Ковія











Додаток Б – Акти впровадження результатів дослідження

Міністерство аграрної політики та продовольства України

**ХАРКІВСЬКА ФІЛІЯ
ДЕРЖАВНОЇ НАУКОВОЇ УСТАНОВИ
«УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ
ПРОГНОЗУВАННЯ І ВИПРОБУВАННЯ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ
ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА
ІМЕНІ ЛЕОНІДА ПОГОРІЛОГО»**

/Харківська філія ДНУ УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого/
Поштова адреса: 61040, м. Харків, вул. Велика Панасівська, 236
Телефон/факс: (057) 712-90-72;
E-mail: hfukrndipvt@gmail.com

Затверджую
Директор Харківської філії
УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого
С.А. Лебедев
«16» травня 2018 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
Манойла Володимира Максимовича

Комісія Харківської філії Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого» в складі провідного наукового співробітника, кандидата технічних наук, доцента Коробко А.І., наукового співробітника Тетівника Г.О., молодшого наукового співробітника Мясущки М.С., інженера I категорії Козлова Ю.Ю. здійснили оцінку ефективності експлуатації та техніко-економічних і екологічних показників з використанням комплексних методів оцінки технічного стану функціональних систем трактора-тягача Т-155 (полкова землерийна машина) за обґрунтованою технологією діагностування наведеною у дисертації Манойла В.М. «Підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем конвертованих для роботи на природному газі».

Результати експериментальних досліджень. Експериментально доведено, що використання ГПА на газовому двигуні 6ГЧН 13/14 дозволило досягти показників потужності, які відповідають показникам потужності базового дизеля ($N_e=132$ кВт). На номінальному режимі роботи N_e газового двигуна 6ГЧН 13/14 в порівнянні з ефективною потужністю двигуна 6ГЧ 13/14 зросла на 26 % (з 108 кВт до 135 кВт). Частота обертання колінчастого вала, що відповідає максимальному крутному моменту зрушилася у бік менших частот обертання і дорівнює $n_{Me,max}=1400$ хв⁻¹. Максимальний ефективний крутний момент, відповідає даній частоті обертання, збільшився на 36 % (з 480 Н·м до

750 Н·м).

За результатами досліджень визначено, що збільшення N_e на 26 – 31 % відчутно зросло на всіх частотах обертання колінчастого вала, а крутний момент M_e збільшився на 35 – 41%, питома витрата палива теж дещо збільшилася – на 7 – 9%.

Збільшення коефіцієнту надлишку повітря α сприяє зниженню рівня температур продуктів згоряння в циліндрах двигуна на 5 – 10% на всіх режимах експлуатації конвертованого АТЗ. Зниження температури згоряння позитивно впливає на механізм виникнення викидів NO_x і призводить до зниження концентрації останніх в ВГ на 8 – 15 %. Викиди CO і CH в обох модифікаціях газових двигунів знаходяться практично на одному рівні.

Висновок про впровадження. Запропоновані здобувачем Манойло В.М. комплексні методи діагностування використовуються в Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого в практиці випробувань мобільної техніки з газовими двигунами.

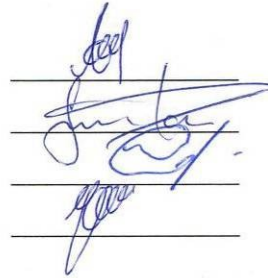
Члени комісії:

Провідний науковий співробітник,
к.т.н., доцент

Науковий співробітник

Молодший науковий співробітник

Інженер I категорії



Коробко А.І.

Тетівник Г.О.

Мясушка М.С.

Козлов Ю.Ю.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор технічний

ПрАТ «АвтоКрАЗ»

Є.О. Таран

4 листопада 2019 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
 Манойла Володимира Максимовича
 кандидата технічних наук, доцента Харківського національного технічного
 університету сільського господарства ім. Петра Василенка

Комісія у складі: голови – директора технічного Тарана Є.О., членів комісії: – заступника директора технічного з нової техніки, кандидата технічних наук Дунь С.В., головного конструктора Васечка С.В., визначила, що в практичній роботі ПрАТ «АвтоКрАЗ», а саме в розробці та випробуванні перспективних зразків вантажних автомобілів КрАЗ з газовими ДВЗ, були оцінені наукові результати, отримані в дисертаційній роботі на здобувача наукового ступеня доктора технічних наук Манойла В.М., а саме:

- газовий двигун внутрішнього згоряння, конвертований з дизеля;
- система регулювання газодизеля;
- двопаливна інжекторна система живлення для двигуна внутрішнього згоряння;

Зазначені результати прийняті для виконання при обґрунтуванні техніко-економічних вимог до перспективних зразків автомобільної техніки при розробці конструкторської документації на перспективні зразки автомобілів КрАЗ, конвертованих для роботи на природному газі.

Заступник директора технічного
 з нової техніки,
 кандидат технічних наук

С.В. Дунь

Головний конструктор

С.В. Васечек


ЗАТВЕРДЖУЮ
 Директор державного підприємства
 «Харківський автомобільний завод»
 О.Ф. Грабовець
 « 15 » жовтня 2019 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
 здобувача наукового ступеня доктора технічних наук
 Манойла Володимира Максимовича

Даний акт складений комісією у складі:

Ткаченко В.Г. – головний інженер державного підприємства «Харківський автомобільний завод»;

Лебедев А.Т. – д.т.н, проф., завідувач кафедри тракторів і автомобілів Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка;




Шуляк М.Л. - д.т.н, професор кафедри тракторів і автомобілів Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання державним підприємством «Харківський автомобільний завод» розробок здобувача Манойло Володимира Максимовича і встановила, що при конвертації вантажних дизельних автомобілів спеціального призначення у газові ДВЗ, можливо використовувати наукові результати дисертації, а саме:

- спосіб керування форсованим включенням електромагніта виконавчого пристрою і пристрій для його виконання;
- система регулювання газового двигуна;
- інжекторна система живлення для двигуна внутрішнього згорання;
- датчик частоти обертання та кута положення;
- система запалювання високої енергії;
- електромагнітний газовий дозатор системи живлення газового двигуна.

Результати дисертаційної роботи можуть використовуватися заводом при конвертації дизелів автомобілів спеціального призначення, переобладнаних для роботи на природному газі.

Члени комісії:


 _____ В.Г. Ткаченко

 _____ А.Т. Лебедев

 _____ М.Л. Шуляк



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної
роботи, канд. техн. наук

О.І. Алфьоров

19 вересня 2019 р.

АКТ

про використання в навчальному процесі результатів дисертаційної роботи
Манойла В.М. на тему «Підвищення ефективності експлуатації засобів
транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на
природному газі»

Ми, представники Харківського національного технічного університету
сільського господарства ім. П. Василенка (ХНТУСГ) в особі проректора з
науково-педагогічної роботи Алфьоров О.І., директора навчально-наукового
інституту механотроніки і систем менеджменту Власовця В.М., завідувача
кафедри тракторів і автомобілів Лебедева А.Т., склали акт про використання
дисертаційної роботи Манойла В.М. «Підвищення ефективності експлуатації
засобів транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на
природному газі» в навчальному процесі.

Результати наукових досліджень і рекомендації по підвищенню
ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем,
конвертованих для роботи на природному газі, включені до навчального
процесу на кафедрі тракторів і автомобілів ХНТУСГ під час викладання
автором курсів «Автомобільні двигуни», курс складає 30 годин лекцій і 30
годин практичних занять; «Трактори і автомобілі» загальний обсяг курсу
складає 15 годин лекцій і 15 годин лабораторних занять. Результати
дисертаційної роботи, що використовуються у навчальному процесі, складають
близько 12 % від загального обсягу матеріалу дисципліни. Під час проведення
практичних та лабораторних занять використовується вимірювально-керуючий
комплекс діагностування параметрів систем двигуна АТЗ, розроблений з
використанням досліджень дисертанта.

Керівник навчального відділу

О.С. Біляєва

Директор навчально-наукового
інституту механотроніки і систем
менеджменту, д.т.н., професор

В.М. Власовец

Завідувач кафедри
тракторів і автомобілів,
д.т.н., професор

А.Т. Лебедев

