

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ



МАНОЙЛО ВОЛОДИМИР МАКСИМОВИЧ

УДК 629.03

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАСОБІВ
ТРАНСПОРТУ ТА ЇХ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ,
КОНВЕРТОВАНИХ ДЛЯ РОБОТИ НА ПРИРОДНОМУ ГАЗІ**

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2020

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор,

Бажинов Олексій Васильович,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Н. Я. Говорущенка

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,

Грицук Ігор Валерійович,

Херсонська державна морська академія, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок

доктор технічних наук, доцент,

Кайдалов Руслан Олегович,

Національна академія Національної гвардії України, начальник кафедри бойового та логістичного забезпечення

доктор технічних наук, професор,

Кравченко Олександр Петрович,

Державний університет «Житомирська політехніка», професор кафедри автомобілів і транспортних технологій

Захист відбудеться «4» листопада 2020 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Автореферат розісланий «2» жовтня 2020 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої Ради



О.П. Смирнов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Конвертація засобів транспорту (ЗТ) для роботи на природному газі є одним з актуальних напрямів розвитку і вдосконалення транспортного машинобудування, що вирішує проблему поліпшення екологічної безпеки та підвищення ефективності експлуатації ЗТ в цілому. При цьому, конвертації, в основному, підлягає тільки обладнання функціональних систем подачі повітря, газу і запалювання двигунів ЗТ.

Проектувальники на стадії конвертації ЗТ в газобалонні автотранспортні засоби (АТЗ) не мають в своєму розпорядженні достатньо ефективних методів щодо вибору оптимальних параметрів для вже розроблених, або принципово нових технічних систем (ТС), які б забезпечили найбільш ефективну роботу ДВЗ в процесі експлуатації ЗТ.

Основними труднощами на етапі конвертації ЗТ є вибір найкращої функціональної схеми вузлів і агрегатів технічної системи ДВЗ, яка б забезпечила найбільш високі техніко-економічні та екологічні показники робочого процесу двигуна конвертованого АТЗ.

Для вирішення цієї проблеми необхідне отримання діагностичної інформації про параметри технічних систем не тільки на режимах номінальної потужності, але в широкому діапазоні зміни навантаження та частоти обертання колінчатого валу ДВЗ, які є показниками оцінки технічного стану функціональних систем конвертованих ЗТ на стадіях їх проектування, конвертації і експлуатації.

Для отримання такої діагностичної інформації необхідна розробка нових комплексних методів оцінки технічного стану окремих елементарних ланок ТС конвертованого ЗТ, що базуються на математичних методах, основаних на принципі суперпозиції і функціональних рівнянь, а в складних багатоланкових розімкнутих системах оцінка технічного стану визначається за допомогою перетворень Лапласа. Останній метод дозволяє вирішувати проблему оптимізаційного вибору найбільш ефективної функціональної схеми із декількох варіантів складних технічних систем двигуна. При застосуванні найбільш ефективної ТС можна підвищити ефективну потужність, поліпшити екологічні показники та паливну економічність двигуна конвертованого ЗТ.

Для вирішення проблеми оцінки технічного стану АТЗ необхідна розробка комплексних методів оцінки технічного стану параметрів елементарних і багатоланкових систем конвертованих ЗТ, які забезпечують вирішення прикладної проблеми підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту і їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. За темою дисертації за безпосередньою участю пошукача виконані дослідження з прикладних держбюджетних НДР МОН України: «Розроблення та дослідження автомобільного малолітражного екологічно чистого двигуна внутрішнього згоряння, що працює на стиснутому природному газі» (2007 – 2008 рр. ДР № 0107U007789), «Теоретичні основи конвертування дизеля в газовий двигун з розподільною подачею природного газу й газотурбінним наддуванням» (2011 – 2012 рр. ДР № 0110U001168).

Частина досліджень виконувалася з науково-технічного співтовариства між ХНАДУ і Харківським автомобільним ремонтним заводом № 126 «Конвертування дизеля ЯМЗ-236 у газовий двигун 6Ч 13/14 з іскровим запалюванням» (2003 – 2005 рр. м. Харків).

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, шляхом використання комплексних методів діагностування функціональних систем ДВЗ, які дозволяють покращити їх техніко-економічні і екологічні показники.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити та обґрунтувати актуальну невирішену проблему за вибраним напрямком дослідження;
- виконати математичне моделювання перехідних процесів параметрів елементарних і багатоланкових технічних систем подачі повітря, палива і запалювання двигуна АТЗ, конвертованого для роботи на природному газі;
- сформулювати концепцію оцінки технічного стану функціональних систем засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі;
- розробити методи оцінки технічного стану і динамічної стійкості елементарних технічних систем конвертованого АТЗ;
- розробити методологію оцінювання ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі;
- удосконалити метод параметричної ідентифікації експериментально отриманих залежностей оцінки параметрів газового ДВЗ конвертованого АТЗ;
- розвинути метод оптимізації конструктивних і режимних параметрів конвертованого АТЗ з газовим ДВЗ;
- розвинути методи експериментального дослідження діагностичних параметрів систем газового ДВЗ конвертованого АТЗ;
- синтезувати методологію підвищення паливної економічності засобів транспорту в умовах експлуатації;
- провести порівняльні експериментальні дослідження по їздовим циклам АТЗ з базовим дизелем і декількома варіантами газових ДВЗ.

Об'єкт дослідження – процес підвищення функціонування засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі.

Предмет дослідження – підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі.

Методи дослідження. Теоретичні та експериментальні дослідження, проведені в роботі, базуються на загальнонаукових методах системного аналізу і синтезу складних технічних систем для створення ефективних способів регулювання процесів, що виникають в них. Для ідентифікації численних математичних моделей ТС і програмної оптимізації режимних і конструктивних параметрів ТС використовується метод дослідження простору параметрів на основі сіток проф. І.М. Соболя та проф. Р.Б. Статнікова. Метод підвищення експлуатації конвертованих ЗТ з елементарними ТС, базується на математичних методах, основаних на принципі суперпозиції і функціональних рівнянь.

Фундаментальною базою діагностичного методу розімкнених багатоланкових технічних систем АТЗ є використання складних передавальних функцій, з застосуванням операційного методу прямого та зворотного перетворення Лапласа.

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше:

– запропоновано *концепцію* оцінки технічного стану функціональних систем засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, яка на відміну від відомих базується на аналізі характеристик їх перехідних процесів;

– розрахунково-функціональним моделюванням елементарних ланок газових ДВЗ розроблено *методологію* оцінки їх динамічної стійкості, яка відрізняється від існуючої реалізацією нестабільності вхідних параметрів функціональних систем, обумовлених їх технічним станом;

– на основі аналізу структурних зв'язків багатоланкових функціональних систем засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, сформовано *основні положення їх синтезу*, які відрізняються від існуючих реалізацією заданих їх властивостей при зміні технічного стану.

Отримали подальший розвиток:

– метод спільного управління функціональними системами газового ДВЗ, що на відміну від існуючих коригується відповідно до показань інформаційної системи транспортного засобу;

– метод параметричної ідентифікації показників газового ДВЗ, який дозволив визначити статичні характеристики діагностичних показників його функціональних систем, який на відміну від відомого базується на тягово-швидкісних характеристиках конвертованого транспортного засобу.

Удосконалено:

– теорія конвертованих засобів транспорту для роботи на природному газі, що на відміну від існуючої враховує технічний стан функціональних систем;

– теорія паливної економічності транспортного засобу з газовим ДВЗ, яка на відміну від існуючої враховує різні їздові цикли.

Практична цінність отриманих результатів. Дисертаційні дослідження створюють теоретичну 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 АТЗ з поліпшеною паливною економічністю, екологічною безпекою та надійністю роботи на природному газі.

Запропоновані в дисертації основні наукові розробки і рекомендації впровадженні на виробничих підприємствах та у наукових установах, а саме:

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

– на 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 навчальному процесі підготовки бакалаврів, спеціалістів та магістрів за напрямками (спеціальностями) 27 Транспорт, 274 Автомобільний транспорт.

Особистий внесок пошукача. Результати теоретичних і експериментальних досліджень, які виносяться на захист, отримані особисто автором.

У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать:

– методи підвищення техніко-економічних показників ЗТ конвертованих з дизеля, в газові двигуни з іскровим запалюванням [3, 4, 5 і 42];

– систематизовані дані про особливості експериментальної установки для проведення досліджень конвертованих безнадувних газових ДВЗ, а також двигунів з наддувом [6, 7, 11, 20, 24, 29, 37 і 44];

– відомості про оцінку теплового стану елементів головки циліндрів газового двигуна [9];

– систематизовані дані про доцільність використання на конвертованому двигуні мікропроцесорної системи управління [2, 30, 35, 36, 39, 40, 41, 47, 50 і 54-55], структурний синтез системи управління розподіленої подачею газу [13, 23, 25, 53 і 60] та захисного електронного екрану [32-34] для МПСУ;

– систематизовані дані про доцільність використання на конвертованому двигуні електронної системи запалювання [8, 46, 48 і 49] та реалізацію методу «Pick & Hold» в системі розподіленої подачі газу в ДВЗ [22];

– систематизовані дані про доцільність використання на конвертованому двигуні в функціональних системах високоефективних вузлів [10, 14, 18, 19, 51, 52, 61 і 62];

– вибір і обґрунтування способу стабілізації процесу подачі палива транспортного газового двигуна [12];

– математичні методи регулювання процесу руху робочого тіла в вузлах подачі повітря і в агрегатах паливоподачі ДВЗ [15- 17, 25-28, 35, 45];

– розроблені динамічні структурні схеми ТС конвертованого АТЗ, переобладнаного для роботи на природному газі [43].

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивну оцінку на: XI-й Міжнародній науково-технічній конференції «Транспорт, екологія – устойчиво развитие» (Болгарія, Варна, Технічний університет, 4-5 квітня 2005 р.); Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення» (Первомайськ, ППІ НУК, 23-24 травня 2007 р., 21-22 травня 2009 р.); Науково-технічній та науково-методичній конференції університету присвяченій 80-річчю ХНАДУ (Харків, ХНАДУ, 15-16 вересня 2010 р.); Міжнародній науково-технічній конференції кафедр академії, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств і організацій України та інших країн (Харків, УкрДАЗТ, 21-23 квітня, 2010 р.); XVIII-й Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, НТУ «ХПІ», 12-13 травня, 2010; 1-3 червня, 2011; 15-17 травня 2012 р.р.); Міжнародній науково-

практичній конференції, присвяченій 85-річчю академіка Аніловича В.Я. «Проблеми надійності машин і засобів механізації сільського господарства» (Харків, ХНТУСГ, 14-15 травня 2015 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація», (Харків, ХНТУСГ, 24-25 травня, 2018 р.).

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 62 наукові праці, у тому числі: 35 статті у наукових (зокрема 2 електронних) фахових виданнях України та 9 інших держав (з них 4 публікації у періодичних виданнях, що входять до наукометричної бази Scopus та 11 публікацій у виданнях, які включені до інших міжнародних наукометричних баз). За матеріалами досліджень опубліковано 8 тез у збірниках доповідей міжнародних та всеукраїнських наукових конференціях, отримано 8 патентів України на винахід та 9 патентів України на корисну модель.

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел. Загальний обсяг дисертації становить 434 аркушів друкованого тексту. Обсяг основного тексту дисертаційної роботи становить 298 сторінки, у тому числі 134 рисунка і 9 таблиць, список використаних джерел містить 258 найменувань на 25 аркушах.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступній частині** обґрунтовано актуальність теми, дана загальна характеристика роботи, сформульовані мета і завдання, визначено об'єкт і предмет досліджень, описані методи досліджень і зв'язок роботи з науковими програмами та планами. Викладені положення, які визначають наукову новизну і практичну цінність роботи, наведено відомості про особистий внесок автора, апробацію, аналіз публікацій і структуру дисертації.

У **першому розділі** проаналізовано тенденції розвитку засобів транспорту та обґрунтовано напрямок подальшого поліпшення їх техніко-економічних і екологічних показників.

Деякі аспекти порушеної проблеми досліджувалися фахівцями в різних науково-технічних сферах.

Способи конвертації ЗТ з дизелями в газові автотранспортні засоби наведені в роботах В.М. Луканіна, А.С. Хачіяна, В.І. Захарчука, І.С. Козачука, І.С. Захарчука, а в роботах А.М. Туренка, О.П. Кравченка, І.В. Грицука, В.Д. Мигалья, розглянута технічна експлуатація та діагностика АТЗ сучасних бензинових та дизельних автотракторних двигунів з електронним управлінням.

Напрямки робіт по конвертації дизелів вантажних автомобілів для роботи на природному газі є пріоритетними для зарубіжних фірм. Наприклад, компанії Volvo Trucks (Швеція), FPT (Італія), MAN SE (Німеччина), Daimler AG (Німеччина), PSA (Франція), John Deere (США) та ін. прийшли до висновку, що у плані впливу на навколишнє середовище найкращім чином відповідає природній газ.

Наведений аналіз стану проблеми конвертації дизельних ЗТ в газобалонні показав, що існуючі способи конвертації і сучасні методи оцінки ефективності

експлуатації АТЗ не надають необхідних можливостей для повноцінного вирішення даної проблеми. Необхідно розробити комплексні методи підвищення ефективності експлуатації газового ДВЗ конвертованого АТЗ для роботи на природному газі.

Важливе наукове і практичне значення набуває: подальший розвиток методів підвищення ефективності експлуатації конвертованих ЗТ з елементарними ТС, розроблених керуючись принципом суперпозиції та методом функціональних рівнянь, а також розробка методу підвищення експлуатації конвертованих АТЗ зі складними багатоланковими роз'єднаними ТС.

З урахуванням проведеного аналізу стану проблеми визначена мета, поставлені завдання і обґрунтована методологія досліджень.

У другому розділі обґрунтовано і удосконалено метод спільного управління розподіленою подачею газу і системою запалювання газового ДВЗ конвертованого АТЗ.

На початку розділу наведено аналітичний огляд принципів регулювання робочого процесу ДВЗ з подачею палива у впускний колектор.

Проаналізовано переваги та недоліки найбільш використовуваних систем впорскування палива, таких як: L-Jetronic, LH-Jetronic, а також системи впорскування фірми «Bendix» та вітчизняної системи «АВТЕ».

Проаналізовано особливості конструкції і принцип роботи сучасних електромагнітних дозаторів газу (ЕДГ) систем подачі газу в ДВЗ іноземного виробництва. В ході експериментальних досліджень встановлено, що згадані модифікації дозаторів не здатні забезпечити задану витрату газу для ДВЗ з літровим об'ємом вище 3 л. Тому виникла необхідність в розробці вітчизняного 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 16 літрів.

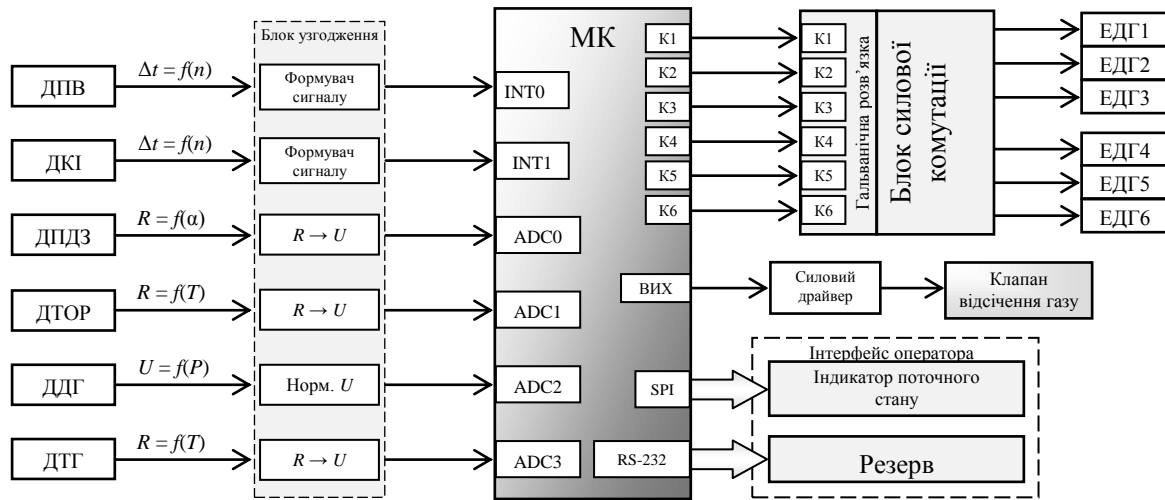
Виконаними дослідженнями встановлено, що конструкція рухомих частин дослідного зразка ЕДГ не забезпечує необхідної швидкодії клапана-сердечника для розробки перспективних систем подачі газу в ДВЗ з великим робочим об'ємом.

Отримання необхідних динамічних показників ЕДГ, шляхом удосконалення тільки конструкції дозатора без використання методів форсування струму неможливо.

Для вирішення цієї проблеми був розвинутий метод електронного управління розподіленою подачею газу і системою запалювання, який складається, по-перше, з реалізації методу форсування «Pick & Hold», останній дозволив підвищити швидкодію електромагнітного виконавчого механізму та зберегти його теплову стабільність і надійність. 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. По-друге, це дозволило розробити структурну схему системи управління процесом подачі палива в газовому двигуні при конвертації з дизеля.

До завдань системи управління розподіленою 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. 1.



ДПВ – датчик повороту колінчатого валу; ДКІ – датчик кутових імпульсів;
 ДППЗ – датчик повороту осі дросельної заслінки; ДТОР – датчик температури охолоджувальної рідини; ДДГ – датчик тиску газу; ДТГ – датчик температури газу

Рисунок 1 – Структурна схема СУ РПГ

При реалізації розподіленої подачі палива кожен ЕДГ спрацьовує один раз за цикл роботи двигуна. ЕДГ для такого класу ДВЗ має досить велику продуктивність (від 7 – 8,2 м³/год.). Дослідження по зняттю характеристик ЕДГ проводилися за допомогою малогабаритного стенда на найбільш характерних експлуатаційних режимах роботи для газових двигунів. Загальний вигляд малогабаритного стенда показаний на рис. 2, а, а поперечний розріз дослідного зразка ЕДГ КЕГ-001 наведено на рис. 2, б.

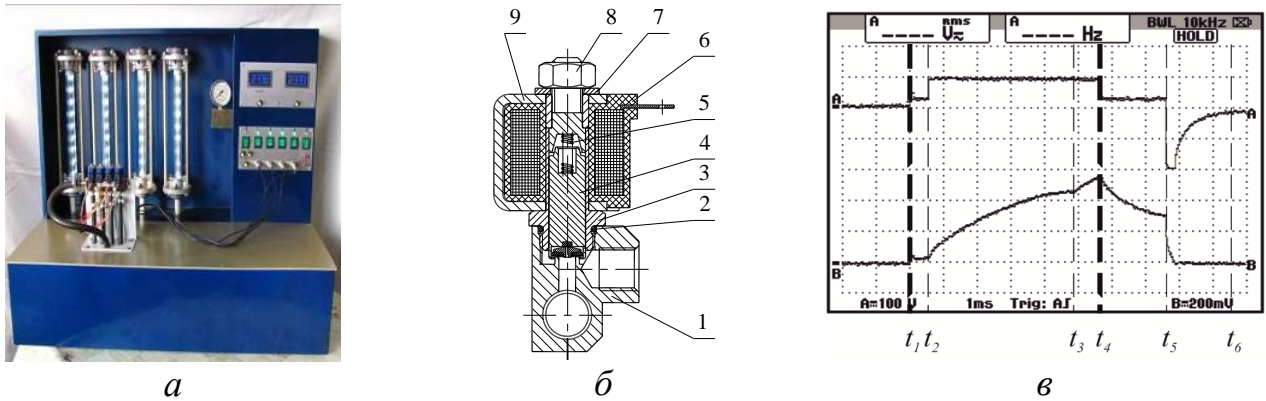
Для мікроконтролера обрана мікросхема ATmega 328 фірми Atmel.

У системі управління (СУ) реалізований метод форсування струму, який отримав назву «Pick & Hold», з двома рівнями керуючих напруг. Осцилограма напруги (А) і струму (В) при форсуванні струму ЕДГ показана на рис. 2, в. Де: t_1 – час затримки відкриття підйому клапана ЕДГ; t_2 – повний час затримки відкриття клапана ЕДГ; t_3 – час відкритого стану клапана ЕДГ; t_4 – час затримки закриття клапана ЕДГ; t_5 – тривалість імпульсу управління часом затримки моменту початку закриття клапана ЕДГ; t_6 – час кінця закриття клапана ЕДГ.

По-третє, для узгодження циклової подачі з системою запалювання встановлені датчики початку відліку і кутових імпульсів (ДПВ і ДКІ) – індуктивні датчики положення (BERO 3RG40 12-0AB00). Знімається сигнал зі спеціального маркерного диска (рис. 3, а), який встановлений на вал приводу паливного насосу високого тиску (ПНВТ) і дозволяє синхронізувати роботу ЕДГ з фазами роботи двигуна та системою запалювання.

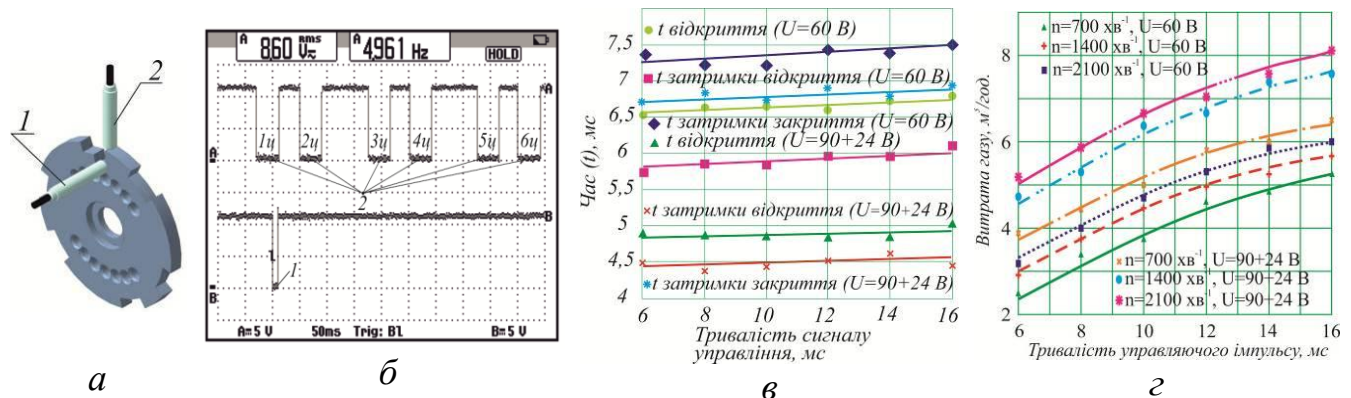
Як видно з рис. 3, б реалізація форсування струму дозволяє підвищити динамічні якості ЕДГ. Час спрацювання зменшився на $\approx 22\%$, час відпускання – на

$\approx 10\%$, на всьому діапазоні імітаційних режимів роботи ДВЗ. Для газового двигуна БГЧН 13/14, це: режими холостого ходу, малих навантажень; режими максимального крутного моменту і номінальної потужності.



a – безмоторний стенд для дослідження характеристик електромагнітного дозатора газу; *б* – поперечний розріз електромагнітного клапана КЕГ-001: 1 – корпус клапана; 2 – кільце ущільнювача; 3 – корпус електромагніта; 4 – клапан-сердечник; 5 – пружина; 6 – котушка електромагніта; 7 – шайба; 8 – гайка; 9 – скоба; *в* – осцилограма напруг (*A*) і струму (*B*) при форсуванні струму електромагнітного дозатора газу

Рисунок 2 – Безмоторне стендове обладнання з об'єктом діагностування



a – зовнішній вигляд датчиків ДПВ 1 і ДКІ 2; *б* – осцилограма сигналів з датчиків ДПВ (*A*) і ДКІ (*B*); *в* – часові характеристики динаміки спрацьовування ЕДГ при реалізації форсування струму за методом «Pick & Hold»; *г* – характеристики витрати природного газу в залежності від способу управління роботою ЕДГ

Рисунок 3 – Маркерний диск (МД) та діагностичні характеристики МД і ЕДГ

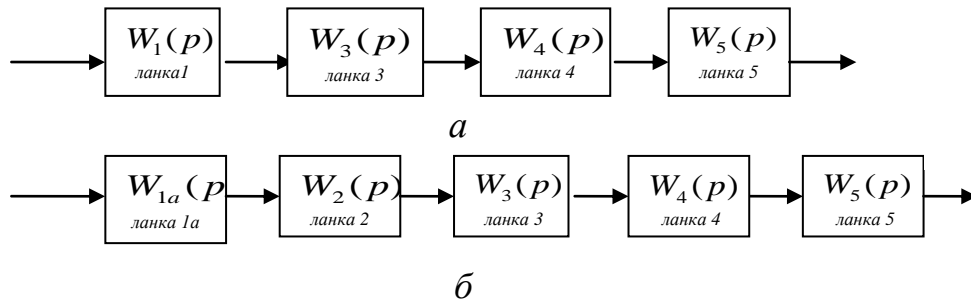
Тривалість імпульсу управління ЕДГ змінювалася від 4 до 16 мс, з кроком в 2 мс, на всіх імітаційних режимах роботи (рис. 3, *в*). Характеристики витрати газу в залежності від способу управління роботою ЕДГ наведені на рис.3, *г*.

У третьому розділі сформульовано концепцію оцінки технічного стану функціональних систем АТЗ, конвертованих для роботи на природному газі. Розроблена методологія оцінювання ефективності АТЗ та їх елементарних функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі. На підставі методології сформовано основні положення їх синтезу та удосконалені базові основи теорії автоматичного управління з різними роз'єднаними багатоланковими

технічними системами повітропостачання, запалювання і подачі палива ДВЗ АТЗ, конвертованого для роботи на природному газі.

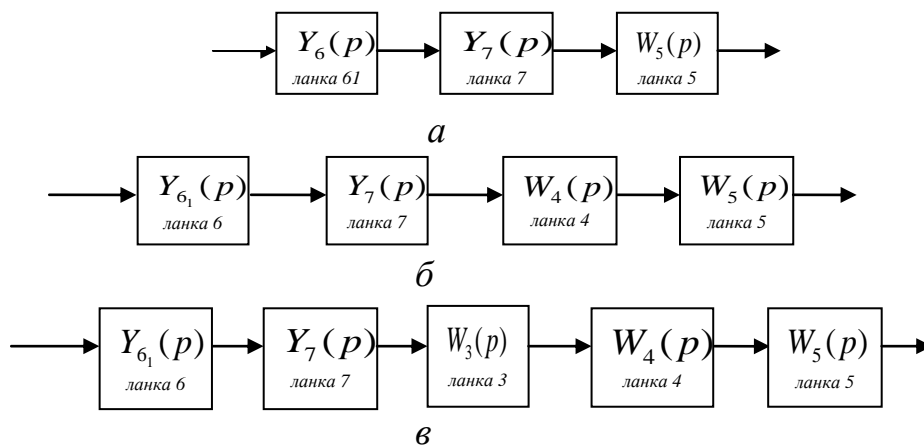
Також розроблено різні варіанти динамічних структурних схем розімкнутих технічних систем подачі повітря, запалювання і агрегатів газопаливної системи (ГПС) ДВЗ конвертованого АТЗ.

На рис. 4 і 7 приведені різні варіанти динамічних структурних схем (або схематичного представлення процесу визначення технічного стану) розімкнутих багатоланкових технічних систем вузлів подачі повітря і запалювання, а на рис. 5 і 6 відповідно агрегатів ГПС газового ДВЗ конвертованого АТЗ.



a – для центральної, розподіленої і безпосередньої подачі газу в ДВЗ; *б* – для стандартного газобалонного обладнання (ГБО); 1 – повітряний фільтр; 2 – дифузор змішувача; 3 – дросельний вузол поворотної заслінки; 4 – впускний колектор; 5 – ДВЗ

Рисунок 4 – Динамічні структурні схеми розімкнутих систем повітропостачання газового двигуна



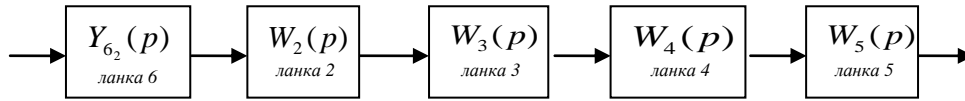
a – з безпосередньою подачею газу (БПГ) в ДВЗ; *б* – з розподіленою подачею газу (РПГ) в ДВЗ; *в* – з центральною (моно) подачею газу (ЦПГ) в ДВЗ; 6 – газовий редуктор низького тиску (ГРНТ) для БПГ; 6_I – ГРНТ для РПГ і ЦПГ; 7 – електромагнітний дозатор газу (ЕДГ)

Рисунок 5 – Динамічні структурні схеми розімкнутих систем подачі газу в ДВЗ

Так, наприклад можна здійснити ці математичні процедури (операції) над ланкою 5. Ланка 5, представлена рівнянням (1) в операторній формі запису

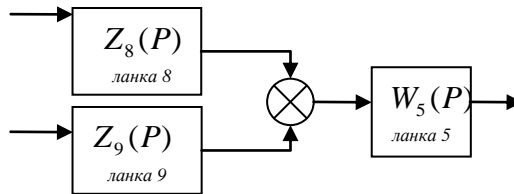
$$(T_d \cdot p + 1) \cdot \bar{\omega} = k_g \cdot \bar{q}_c + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a, \quad (1)$$

що описує процес змінення кутової швидкості обертання колінчастого вала ДВЗ конвертованого автотранспортного засобу.



δ_2 – ГРНТ для штатного ГБО

Рисунок 6 – Динамічна структурна схема розімкнутої системи подачі газу в двигун зі стандартним ГБО



8 і 9 – теплові енергії в ємнісному і індуктивному зарядах на електродах свічки

Рисунок 7 – Динамічна структурна схема розімкнутого свічкового вузла системи запалювання ДВЗ

Для спрощення рішення диференціальних рівнянь в теорії автоматичного управління (ТАУ) технічними об'єктами автомобілів і тракторів (ТАУТОАТ), в автоматичному регулюванні ДВЗ і в автоматичній авіаційних та ракетних силових установок (ААРСУ) широко використовується операційний метод, або прямі та зворотні лінійні перетворення Лапласа.

При символічній формі записи диференціальних рівнянь (ДР) в операторній формі необхідно перейти від ДР до алгебраїчних (операторних) рівнянь шляхом формальної операції над символом $p \rightarrow d/dt$, де t – незалежна змінна.

Вільними коефіцієнтами елементарної ланки 5 є наступні:

$$\text{де } T_d = \frac{J}{\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{y0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega}}, \quad K_v = \frac{\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial V_a}}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{y0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)}$$

постійна часу двигуна та безрозмірний коефіцієнт, що характеризує вплив зміни швидкості руху транспортного засобу на збільшення кутової швидкості обертання КВ ДВЗ;

$$K_\beta = \frac{K \cdot q_{y0} \cdot \eta_{i0} \cdot \beta_0 \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \beta}}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{y0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)}, \quad K_g = \frac{K \cdot \eta_{m0} \cdot q_{y0} \cdot \left(\eta_{i0} - \frac{8,314 \cdot p_i \cdot V_h \cdot \mu}{H_u \cdot q_{y0} \cdot R} \right)}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{y0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)}$$

– безрозмірні коефіцієнти, що характеризують вплив зміни кутового положення дросельної заслінки та циклової подачі палива на збільшення швидкості обертання КВ ДВЗ;

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

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

Відносні координати представлені у вигляді

$$\bar{\omega} = \frac{\Delta \omega}{\omega_0}; \quad \bar{g}_u = \frac{\Delta g_u}{g_{u0}}; \quad \bar{V}_a = \frac{\Delta V_a}{V_{a0}}; \quad \bar{p}_a = \frac{\Delta(p_a)}{\Delta p_{a0}}, \quad (2)$$

де $\bar{\omega}$ – безрозмірна зміна кутової швидкості обертання валу ДВЗ; \bar{g}_u – 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 частинної похідної у вільних коефіцієнтах диференціального рівняння.

Далі, застосуємо пряме перетворення Лапласа, до всіх вище наведених типових елементарних ланок системи подачі повітря, запалювання і подачі палива. Так, наприклад знову візьмемо операторне рівняння (3) ланки 5 і застосуємо до неї прямі лінійні перетворення Лапласа, тоді отримаємо

$$L_5(p) = [(T_d \cdot p + 1) \cdot \bar{\omega}] \cdot (Z_5(p)) = [k_g \cdot \bar{q}_u + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a] \cdot (X_5(p)). \quad (3)$$

Після перетворень Лапласа операторне рівняння перетворюється в передавальну функцію (4) ланки 5, що описує процес зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала ДВЗ, наведена в наступному вигляді

$$W_5(p) = \frac{Z_5(p)}{X_5(p)} = \frac{k_g \cdot \bar{q}_u + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a}{T_d \cdot p + 1}, \quad (4)$$

де $X_5(p)$ і $Z_5(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДР.

Після перетворень отримаємо передавальну функцію (5) для ланки 1, яка описує регулювання процесу витікання робочого тіла, що проходить крізь серцевину повітряного фільтра ДВЗ, встановленого на серійному ГБО

$$W_{1a}(p) = \frac{Z_{1a}(p)}{X_{1a}(p)} = \frac{K_{оп} \cdot \bar{p}_{оп.ф} + Q_{нов.засл} \cdot \bar{\beta} - Q_{оф} \cdot \bar{p}_{оф}}{T_{нов.ф} \cdot p + 1}. \quad (5)$$

Передавальна функція (6) ланки 1а, яка описує регулювання процесу витікання робочого тіла, що проходить крізь повітряний фільтр ДВЗ з моно-, розподіленою і безпосередньою подачею палива, має такий вигляд

$$W_1(p) = \frac{Z_{1a}(p)}{X_1(p)} = \frac{K_{оп.ф} \cdot \bar{p}_{оп.ф} + Q_{1нов.засл} \cdot \bar{\beta}}{T_{нов.ф} \cdot p + 1}. \quad (6)$$

Передавальна функція (7) ланки 2, яка описувала регулювання процесу витікання газоповітряної суміші, що проходить крізь дифузор змішувача, представлена вираженням

$$W_2(p) = \frac{Z_2(p)}{X_2(p)} = \frac{K_{оп.ф} \cdot \overline{p_{оп.ф}} + Q_{засл} \cdot \overline{\beta} + Q_{р.з} \cdot \overline{p_{др.засл}}}{T_{др.засл} \cdot p + 1}. \quad (7)$$

Передавальна функція (8) ланки 3, яка описує регулювання положення поворотної заслінки в дросельному вузлі, наведена у вигляді співвідношення

$$W_3(p) = \frac{Z_3(p)}{X_3(p)} = \frac{Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} + P_{зусл}}{T_{др.засл}^2 \cdot p^2 + T_{к.засл} \cdot p + K_{др.засл}}. \quad (8)$$

Передавальна функція (9) ланки 4, що описує регулювання процесу витікання газоповітряної суміші у впускному колекторі, описується рівністю

$$W_4(p) = \frac{Z_4(p)}{X_4(p)} = \frac{k_{гн} \cdot \overline{q_{цн}} + k_{\beta н} \cdot \overline{\beta} - k_{IH} \cdot \overline{I_n} + k_{рн} \cdot \overline{p_k}}{T_{дн} \cdot p + 1}. \quad (9)$$

Передавальна функція (10) ланки, що описує регулювання процесу руху клапана подачі 2-го ступеня ГРНТ, представлена вираженням

$$Y_6(p) = \frac{Z_6(p)}{X_6(p)} = \frac{K_{рк} \cdot \overline{p_k} + K_{\beta} \cdot \overline{\beta} - K_{\epsilon 2} \cdot \overline{p_{\epsilon 2}}}{T_{p2}^2 \cdot p^2 + T_{p1} \cdot p + 1}. \quad (10)$$

Для ланок b_1 і b_2 передавальні функції в даній роботі не наводяться.

Передавальна функція (11) ланки 7, яка описує регулювання процесу руху клапана-сердечника ЕДГ, записується співвідношенням

$$Y_7(p) = \frac{Z_7(p)}{X_7(p)} = \frac{K_{рк} \cdot \overline{p_k} + K_{\beta} \cdot \overline{\beta} - K_{\epsilon 2} \cdot \overline{p_{\epsilon 2}}}{T_{dg1}^2 \cdot p^2 + T_{kd1} \cdot p + K_{mg1}}. \quad (11)$$

Передавальна функція (12) ланки 8, яка описує регулювання процесу виділення теплової енергії в ємнісному заряді на електродах свічки вузла, визначається залежністю

$$Z_8(p) = \frac{\left(A_{III} - \frac{C_{cb} \cdot U_0}{2} \right)}{i^2} = \frac{R_{III}}{p}. \quad (12)$$

Передавальна функція (13) ланки 9, яка описує регулювання процесу виділення теплової енергії в індуктивному заряді на електродах свічки вузла, визначається залежністю

$$Z_9(p) = \frac{A_{up}}{i_2} = \frac{U_{up}}{p}. \quad (13)$$

На підставі аналізу структурних зв'язків багатоланкових функціональних систем засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, сформульовані основні положення їх синтезу.

Для дослідження розімкнутих динамічних багатоланкових систем повітропостачання газового ДВЗ, наведених на рис. 4 і 7, були складені наступні варіації узагальнених багатоланкових передавальних функцій:

$$W_{345}(p) = W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p) = \left[\left(\frac{Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} + P_{зусл}}{T_{др.засл}^2 \cdot p^2 + T_{к.засл} \cdot p + K_{др.засл}} \right) \cdot \left(\frac{k_{Во} \cdot \overline{\omega} - k_{В\beta} \cdot \overline{\beta}}{T_B \cdot p + 1} \right) \right] \cdot \left[\left(\frac{k_g \cdot \overline{q_{ц}} + k_{\beta} \cdot \overline{\beta} - k_v \cdot \overline{V_a} + k_p \cdot \overline{p_a}}{T_d \cdot p + 1} \right) \right] - \text{для ланок 3, 4 і 5};$$

$W_{1345}(p) = W_1(p) \cdot W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p)$ – для центральної, розподіленої і безпосередньої подачі газу в двигун;

$W_{2345}(p) = W_2(p) \cdot W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p)$ – для ланок 2, 3, 4 і 5;

$W_{1a2345}(p) = W_{1a}(p) \cdot W_2(p) \cdot W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p)$ – для стандартної ГБО з подачею природного газу у впускний тракт двигуна за допомогою дифузора змішувача. Де: $W_1(p)$, $W_{1a}(p)$, $W_2(p)$, $W_3(p)$, $W_4(p)$, $W_5(p)$ – передавальні функції відповідно 1, 1a, 2, 3, 4 і 5-ї ланок (були приведені раніше).

Застосувавши зворотнє перетворення Лапласа до узагальнених передавальних функцій $W_{345}(p)$, $W_{1345}(p)$, $W_{2345}(p)$ і $W_{12345}(p)$, отримаємо характеристичні поліноми розімкнутих багатоланкових систем подачі повітря.

Для розімкнутої багатоланкової системи, що складається з ланок 3, 4 і 5, характеристичний поліном (14) має наступний вигляд

$$A345_0 \cdot p^4 + A345_1 \cdot p^3 + A345_2 \cdot p^2 + A345_3 \cdot p + A345_4 = 0, \quad (14)$$

де, вільні коефіцієнти полінома, відповідно рівні:

$$A345_0 = T_D \cdot T_{др.засл}^2 \cdot T_B;$$

$$A345_1 = T_D \cdot T_{др.засл}^2 \cdot \overline{p_a} + T_D \cdot T_{к.засл} \cdot T_B + T_{др.засл}^2 \cdot T_B;$$

$$A345_2 = T_D \cdot T_{к.засл} \cdot \overline{p_a} + T_D \cdot T_{др.засл} \cdot \overline{\beta} \cdot T_B + T_{др.засл}^2 \cdot \overline{p_a} + T_{к.засл} \cdot T_B;$$

$$A345_3 = T_D \cdot K_{др.засл} \cdot \overline{p_a} \cdot \overline{\beta} + T_{к.засл} \cdot \overline{p_a} + K_{др.засл} \cdot \overline{\beta} \cdot T_B;$$

$$A345_4 = K_{др.засл} \cdot \overline{\beta} \cdot \overline{p_a} + k_q \cdot \overline{q_{ц}} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\beta} - k_q \cdot \overline{q_{ц}} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} +$$

$$+ k_q \cdot \overline{q_{ц}} \cdot \overline{p_{зусл}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\beta} + k_q \cdot \overline{q_{ц}} \cdot \overline{p_{зусл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_{\beta} \cdot \overline{\beta}^2 \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\beta} +$$

$$+ k_{\beta} \cdot \overline{\beta} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_{\beta} \cdot \overline{\beta}^2 \cdot \overline{p_{зусл}} \cdot k_{B\beta} + k_{\beta} \cdot \overline{\beta} \cdot \overline{p_{зусл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} +$$

$$+ k_v \cdot \overline{V_a} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\beta} - k_v \cdot \overline{V_a} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} +$$

$$+ k_v \cdot \overline{V_a} \cdot \overline{p_{зусл}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\omega} + k_v \cdot \overline{V_a} \cdot \overline{p_{зусл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_p \cdot \overline{p_a} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\beta} +$$

$$+ k_p \cdot \overline{p_a} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_p \cdot \overline{p_a} \cdot \overline{p_{зусл}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\omega} + k_p \cdot \overline{p_a} \cdot \overline{p_{зусл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega}$$

Для поліномів, наведених нижче, громіздкі вільні коефіцієнти в даній роботі не наводяться.

Далі наведені різні варіанти характеристичних поліномів систем подачі повітря:

$$A1345_0 \cdot p^5 + A1345_1 \cdot p^4 + A1345_2 \cdot p^3 + A1345_3 \cdot p^2 + A1345_4 \cdot p + A1345_5 = 0 \quad (15)$$

– для центральної, розподіленої і безпосередньої подачі газу в двигун;

$$A2345_0 \cdot p^5 + A2345_1 \cdot p^4 + A2345_2 \cdot p^3 + A2345_3 \cdot p^2 + A2345_4 \cdot p + A2345_5 = 0 \quad (16)$$

– для ланок 2, 3, 4 і 5;

$$A12345_0 \cdot p^6 + A12345_1 \cdot p^5 + A12345_2 \cdot p^4 + A12345_3 \cdot p^3 +$$

$$+ A12345_4 \cdot p^2 + A12345_5 \cdot p + A12345_6 = 0 \quad (17)$$

– для стандартної ГБО з подачею газу у двигун через дифузор змішувача.

Для дослідження розімкнутих динамічних багатоланкових систем подачі палива газового ДВЗ, наведених на рис. 5 і рис. 6, були розроблені наступні узагальнені передавальні функції:

$$W_{675}(p) = Y_6(p) \cdot Y_7(p) \cdot W_5(p),$$

$$W_{6745}(p) = Y_6(p) \cdot Y_7(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p),$$

$W_{67345}(p) = Y_6(p) \cdot Y_7(p) \cdot W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p)$ – для розімкнутих систем подачі палива газу в двигуни з безпосередньою, розподіленою і центральною (моно-) подачею газу в ДВЗ;

$W_{62345}(p) = Y_6(p) \cdot W_2(p) \cdot W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p)$ – для розімкнутих систем подачі палива газу в двигун, оснащених стандартної ГБО.

Після зворотного перетворення узагальнених передавальних функцій $W_{675}(p)$, $W_{6745}(p)$, $W_{67345}(p)$ і $W_{62345}(p)$, отримані характеристичні поліноми розімкнутих багатоланкових систем подачі газу, які мають наступний вигляд:

$$A675_0 \cdot p^5 + A6745_1 \cdot p^4 + A6745_2 \cdot p^3 + A6745_3 \cdot p^2 + A6745_4 \cdot p + A6745_5 = 0 \quad (18)$$

– з безпосередньою подачею газу в ДВЗ;

$$A6745_0 \cdot p^6 + A6745_1 \cdot p^5 + A6745_2 \cdot p^4 + A6745_3 \cdot p^3 + A6745_4 \cdot p^2 + A6745_5 \cdot p + A6745_6 = 0 \quad (19)$$

– з розподіленою подачею газу в ДВЗ;

$$A67345_0 \cdot p^8 + A67345_1 \cdot p^7 + A67345_2 \cdot p^6 + A67345_3 \cdot p^5 + A67345_4 \cdot p^4 + A67345_5 \cdot p^3 + A67345_6 \cdot p^2 + A67345_7 \cdot p + A67345_8 = 0 \quad (20)$$

– з центральною (моно-) подачею газу в ДВЗ;

$$A62345_0 \cdot p^7 + A62345_1 \cdot p^6 + A62345_2 \cdot p^5 + A62345_3 \cdot p^4 + A62345_4 \cdot p^3 + A62345_5 \cdot p^2 + A62345_6 \cdot p + A62345_7 = 0 \quad (21)$$

– для ДВЗ, оснащених стандартної ГБО.

Для дослідження розімкнутого свічкового вузла системи запалювання газового ДВЗ, наведеного на рис. 7, була розроблена наступна узагальнена передавальна функція $W_{895}(p) = [Z_8(p) + Z_9(p)] \cdot W_5(p)$ – для штатної контактної і безконтактної транзисторної систем запалювання (одна для обох систем).

Після зворотного перетворення узагальненої передавальної функції $W_{895}(p)$, отримано характеристичний поліном свічкового вузла системи запалювання, який представлений таким співвідношенням

$$A895_0 \cdot p^3 + A895_1 \cdot p^2 + A895_2 \cdot p + A345_3 = 0. \quad (22)$$

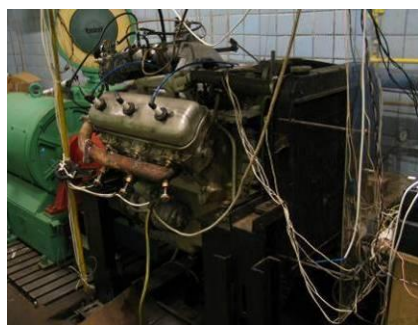
Далі визначаються корені узагальнених операторних поліномів і підставляються в рівняння Віста, після чого визначаються узагальнені перехідні функції розімкнутих багатоланкових систем. Ці математичні процедури будуть приведені у другій частині розділу 5.

Четвертий розділ складається з двох частин. У першій частині розділу наведений розвинутий метод експериментального дослідження діагностичних параметрів технічних систем подачі повітря і газу у впускний тракт двигуна конвертованого АТЗ, який передбачає: розробку методики дослідження, підбір вимірювальної апаратури і відстежуючо-реєструючого комплексу для індиціювання параметрів в циліндрах двигуна; розробку методики зняття і обробки результатів витратних і техніко-економічних параметрів конвертованого газового ДВЗ; використання методу математичного планування експериментальних (ММПЕ) даних для вирішення рівнянь елементарних ланок технічних систем ДВЗ.

Дослідження конвертованого безнадувного газового ДВЗ і двигуна з ГТН проводилися на розгорнутих експериментальних стендах, наведених на рис. 8, а і

8, б, а діагностичний комплекс АСДД (автоматизована система дослідження і діагностування) автотракторних двигунів показаний на рис.8, в.

Для зниження обсягу експериментальних досліджень використовувався ММПЕ. 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 діагностичних показників робочого процесу безнадудного газового ДВЗ з РПГ.



а



б



в

а – розгорнутий стенд для випробування безнадудних газових ДВЗ конвертованих ЗТ; б – пульт управління і експериментальний стенд для випробувань газових ДВЗ з ГТН і комплексом АСДД; в – комп'ютерно-діагностичний комплекс АСДД для дослідження газового ДВЗ 6ЧГ13/14

Рисунок 8 – Загальний вигляд стендів ДВЗ з наддувом і без наддуву

Зняті три швидкісні характеристики: на режимах холостого ходу (режим 1); на режимах середніх навантажень, близьких до режимів максимального крутного моменту (режим 2) і режимах зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ, режим 3).

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

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, в; 3, б; 3, в; 3, г.

Числові значення отриманих поліноміальних функцій є вихідними даними для визначення числових значень вільних коефіцієнтів операторних рівнянь елементів (елементарних ланок) функціональних технічних систем конвертованого газового ДВЗ АТЗ, приведені вище у третьому розділі.

У п'ятому розділі розроблені методи оцінки технічного стану і динамічної стійкості елементарних технічних систем конвертованого АТЗ із застосуванням математичних методів, заснованих на принципах суперпозиції і функціональних рівнянь та методі оцінки технічного стану складних багатоланкових роз'єднаних систем з використанням операційного методу прямого і зворотного перетворень Лапласа.

Для дослідження часових динамічних характеристик перехідних процесів елементарних ланок 1, 1_a, 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, використовується метод оцінки технічного стану елементарних ланок, залежний від впливу вхідних параметрів функціональних систем конвертованих ЗТ, заснований на математичному методі, який базується на принципі суперпозиції. Метод дозволяє проводити розрахунково-експериментальне дослідження, за оцінкою впливу (у відсотках) окремих вхідних елементарних впливів (ВЕВ) на характер (поведінку) протікання перехідних процесів часових динамічних характеристик (ЧДХ) вихідних параметрів досліджуваних ланок 1 – 9.

На всіх режимах корені характеристичних рівнянь усіх досліджуваних ланок мають негативні значення, отже, всі системи (елементарні ланки) є стійкими і являють собою аперіодичні (інерційні) ланки (окрім ланок 8 і 9, останні, це – ідеальні інтегральні ланки). Виконаними дослідженнями встановлено, що у ланці 1 (серцевині фільтруючого елемента повітряного фільтра ДВЗ) найбільший ВЕВ чине кутове переміщення осі поворотної заслінки β , коефіцієнт впливу K_g^β складає 78 %; від опору фільтру $p_{он.ф}$, $K_g^{он.ф} = 15$ %; а від опору дифузора $p_{дф}$, $K_g^{\partial\phi} = 7$ %.

У ланці 2 (горловині дифузора змішувача) найбільший ВЕВ чине теж β , K_g^β дорівнює 76 %, від тиску свіжого заряду $p_{с.з}$, $K_g^{с.з} = 8$ %; а від $p_{он.ф}$, $K_g^{он.ф} = 16$ %.

У ланці 3 (поворотній заслінки дросельного вузла) коефіцієнт впливу від ВЕВ розподіляється в такому співвідношенні: від $\bar{\beta}$ $K_g^\beta = 15$ %, а від зусилля, яке приложено на важіль (педаля) управління $\overline{p_{зусил}}$ подачі палива $K_g^{зусил} = 85$ %.

У ланці 4 коефіцієнт впливу від ВЕВ розподіляється наступним чином: від $\bar{\beta}$, $K_g^\beta = 54$ %, а від частоти обертання $\bar{\omega}$ колінчатого вала ДВЗ, $K_g^\omega = 46$ %.

У ланці 5 коефіцієнт впливу від ВЕВ розподіляється таким чином: від швидкості руху \bar{V}_a завантаженого АТЗ, $K_g^{V_a} = 90,6$ %; від тиску (розрідження) робочого тіла \bar{p}_a , $K_g^{P_a} = 7$ %, що надходить у двигун; від $\bar{\beta}$, $K_g^\beta = 2,3$ % і від циклової подачі палива \bar{q}_u , $K_g^{q_u} = 0,1$ %.

У ланці 6₂ (перепускному клапані 2-го ступеня ГРНТ) коефіцієнт впливу від ВЕВ розподіляється в наступному вигляді: від \bar{p}_a , $K_g^{P_a} = 61$ %; від тиску газу \bar{p}_{22} у 2-й ступені ГРНТ для стандартного ГБО, $K_g^{P_{22}} = 18$ %, а також від $\bar{\beta}$, $K_g^\beta = 21$ %.

У ланці 6₁ (перепускному клапані 1-го ступеня ГРНТ) K_g від ВЕВ

розподіляється таким чином: від $\overline{p_a}$, $K_g^{p_a} = 61\%$; від тиску газу $\overline{p_{c1}}$ у 1-ій ступені ГРНТ для РПГ, $K_g^{p_{c1}} = 19\%$, а також від $\overline{\beta}$, $K_g^{\beta} = 20\%$.

У ланці 7 коефіцієнт впливу K_g від ВЕВ розподіляється наступним співвідношенням: від ВЕВ тиску РТ $\overline{p_3}$ в газовій рампі дозатора, $K_g^{p_3} = 71\%$; від щільності газу $\overline{\rho_g}$, $K_g^{\rho_g} = 17\%$, яка діє на торцеву поверхню клапана-сердечника ЕДГ; від попередньо стиснутої пружини $\overline{b_{pr}}$, $K_g^{b_{pr}} = 11\%$ і сили тертя $F_{тер}$, $K_g^{F_{тер}} = 1\%$, яка виникає між корпусом і клапаном-сердечником дозатора.

На рис. 9 у ланках 8 і 9 з безконтактно-транзисторною системою запалювання (БТСЗ) і штатною контактно транзисторною системою запалювання (КТСЗ) найбільший вплив на перехідний процес надає ВЕВ напруги пробою (для БТСЗ, крива 4, $K_g^{U_{pt}} = 62\%$, а для КТСЗ, крива 3, $K_g^{U_{pt}} = 57\%$) і дещо менший, проте, досить відчутний вплив чинить опір повітряного зазору (для БТСЗ, крива 2, $K_g^{R_{pt}} = 38\%$, а для КТСЗ, крива 1, $K_g^{R_{pt}} = 43\%$) на електродах свічного вузла.

Для дослідження параметрів перехідних процесів елементарних ланок системи запалювання, подачі повітря і палива, представлених на рис. 9 – 10, застосовувався метод оцінки технічного стану елементарних ланок, заснований на математичній моделі функціональних рівнянь, на підставі яких оцінюється технічний стан і динамічна стійкість елементарних функціональних систем АТЗ.

Метод дозволяє оцінити сумарний вплив всіх вхідних елементарних впливів на характер (поведінку) протікання перехідних процесів часових динамічних характеристик (ЧДХ) вихідних параметрів досліджуваних ланок 1 – 9.

На рис. 9 наведені результати досліджень систем запалювання. З рис. 9 видно, що час реакції БТСЗ кращий, та складає $t_{36} = 0,00058$ с, а КТСЗ – $t_3 = 0,00060$ с.

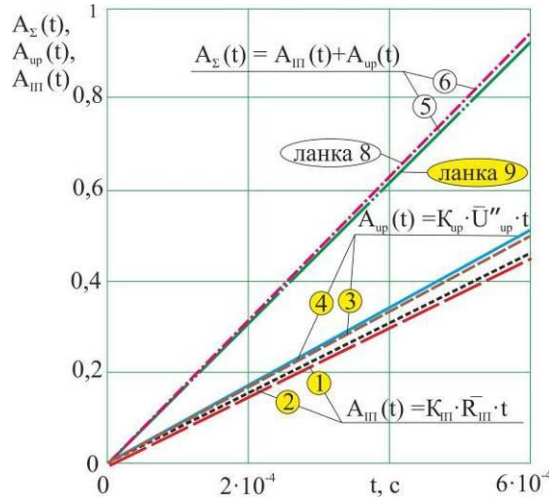
З результатів досліджень системи подачі повітря, наведеної на рис. 10, а видно, що самою інерційною ланкою є ДВЗ (ланка 5). Інтервал зміни (часу реакції) перехідних процесів зміни кутової швидкості колінчастого ДВЗ на режимах ЗШХ становить близько $t_{л53} = 5,0 - 5,2$ с, а на середніх (до 40%) часткових швидкісних характеристиках (ЧШХ) відповідно дорівнює $t_{л52} = 1,9 - 2,1$ 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 $\overline{V_a}$.

Після двигуна, менш інерційною ланкою є поворотна заслінка дросельного вузла (ланка 3), тривалість перехідного процесу заслінки становить близько $t_{л3} = 1,75$ с (режим 3, ЗШХ).

Незважаючи на те, що перехідні процеси в елементарних ланках протікають дуже швидко, а саме: у дифузорі змішувача $t_{л2} = 0,0002$ с (ДЗ, ланка 2); у впускному колекторі $t_{л4} = 0,001$ с (ВК, ланка 4) та у фільтрувальному елементі повітряного фільтра $t_{л1} = 0,002$ с (ФЕПФ, ланка 1), останні відносяться до інерційно-гальмових ланок системи подачі повітря.

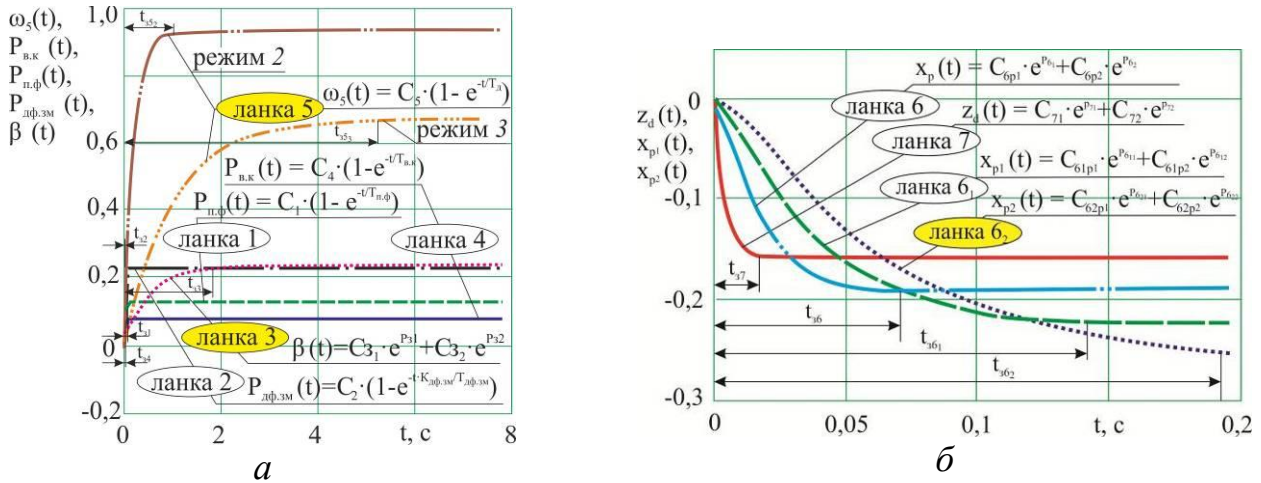
З рис.10, б видно, що на режимі роботи двигуна по ЗШХ (при 100 %

навантаженні) перехідний процес поступального руху штока перепускного клапана в ЕДГ здійснюється дуже швидко в інтервалі $t_{л7} = 0,025 - 0,030$ с, а поступального руху штока мембрани вторинної камери ГРНТ змінюється в діапазоні $t_{л62} = 0,18 - 0,22$ с, відповідно аналогічний процес в первинній камері ГРНТ (для РПГ і МПГ) змінюється в діапазоні від $t_{л61} = 0,1$ до $0,14$ с. А перехідний процес поступального руху штока клапана 1-ої камери ГРНТ для БПГ здійснюється в інтервалі часу близько $t_{л6} = 0,05 - 0,06$ с.



виділення теплової енергії на електродах свічкового вузла: для ємнісного заряду 1 – з КТСЗ; 2 – з БТСЗ; для індуктивного заряду 3 – з КТСЗ; 4 – з БТСЗ; сумарне виділення тепла на електродах свічкового вузла 5 – з КТСЗ; 6 – з БТСЗ

Рисунок 9 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки елементарних ланок 8 і 9 з БТСЗ і штатною КТСЗ при виділенні теплової енергії на електродах свічкового вузла



а – елементарні ланки 1, 2, 3, 4 і 5 системи подачі повітря газового ДВЗ з РПГ та штатною ГБО на зовнішніх швидкісних режимах роботи АТЗ;

б – елементарні ланки 6, 6₁, 6₂ і 7 системи подачі палива безнадувного ДВЗ зі штатним ГБО та системами БПГ і РПГ на режимі 3 АТЗ

Рисунок 10 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки елементарних ланок

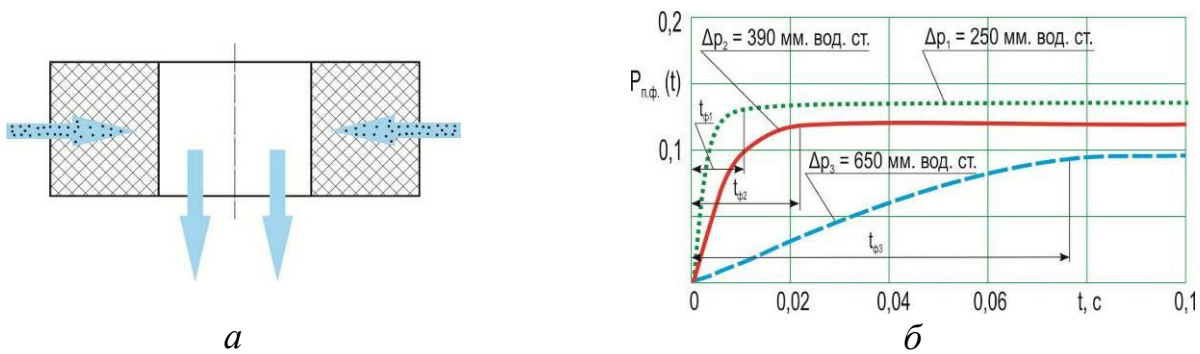
Шток мембрани вторинної камери ГРНТ ланка 6₂ є найбільш інерційною ланкою в системі подачі палива газового двигуна (має самий низький технічний

стан). Перехідний процес штока мембрани в 2-й камері редуктора для серійного ГБО зтягується в часі приблизно в $t_{л7}/t_{л62} = 7,2 - 7,3$ рази по відношенню до перехідного процесу в ЕДГ.

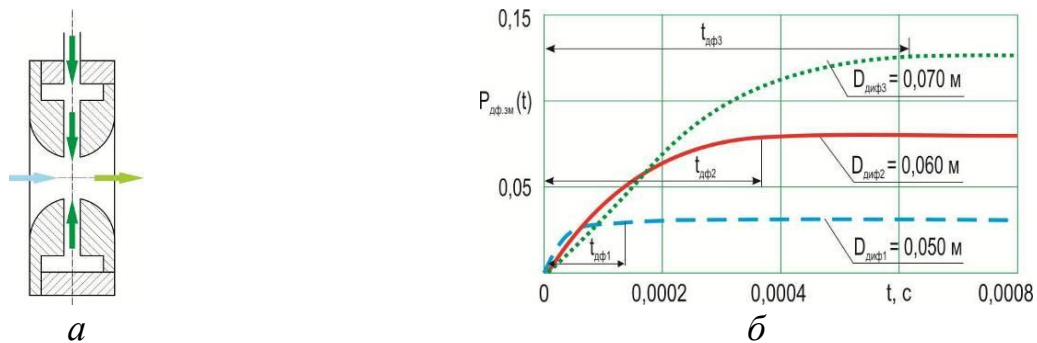
Відповідно перехідний процес руху штока мембрани в 1-й камері (ланка b_1) редуктора для РПГ і МПГ зтягується у часі в $t_{л7}/t_{л61} = 4,66 - 4,0$ рази по відношенню до перехідного процесу в ЕДГ. А, перехідний процес штока мембрани в 1-й камері ГРНТ для БПГ зтягується у часі в $t_{л7}/t_{л6} = 2,0 - 2,5$ рази по відношенню до ЕДГ. Відставання часу реакції клапанів редукторів пов'язано з інерційністю механо-важільних елементів пневмо-механічної частини ГРНТ.

Оцінка технічного стану та визначення межі працездатності вузлів системи подачі повітря (ланок 1 – 5), подачі палива (ланок 6, b_1 , b_2 і 7), а також запалювання (ланок 8 і 9) двигуна відслідковувалися на протязі всього терміну експлуатації АТЗ, та здійснювалася за допомогою методу функціональних рівнянь.

Аеродинамічний опір абсолютно нового фільтрувального паперу ФЕПФ (рис. 11, а) складає $\Delta P_1=250$ мм вод. ст., а повністю забрудненого – $\Delta P_3=650$ мм вод. ст.; папір, що знаходиться в експлуатації та на 30% забруднений, опір якого дорівнює $\Delta P_2=390$ мм вод. ст.



а – спрощена схема ФЕПФ; б – основні діагностичні ознаки технічного стану ФЕПФ в залежності від підвищення аеродинамічного опору
Рисунок 11 – Фільтруючий елемент повітряного фільтра (ФЕПФ)

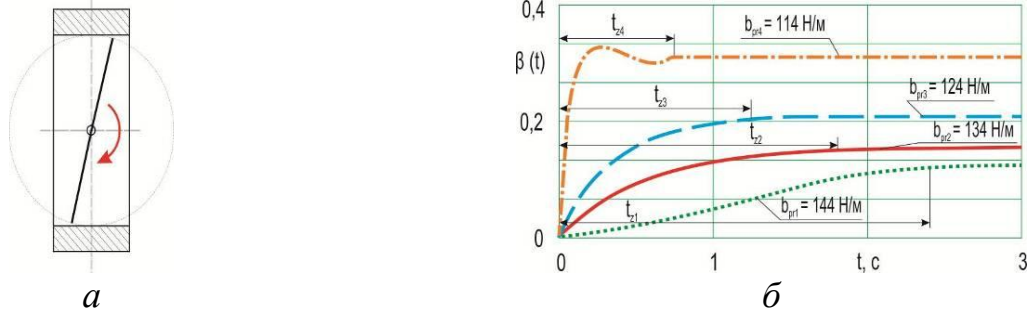


а – спрощена схема газового змішувача; б – основні діагностичні ознаки технічного стану газового змішувача в залежності від зміни діаметру горловини дифузора
Рисунок 12 – Газовий змішувач

З підвищенням аеродинамічного опору, засміченням ФЕПФ (рис. 11, б) час реакції вузла зтягується з $t_{ф1} = 0,011$, $t_{ф2} = 0,019$ до $t_{ф3} = 0,077$ с, а технічний стан та динамічна стійкість елементарної ланки погіршується ($t_{ф3}/t_{ф1}=0,077/0,011$) у 7 разів.

Найбільш раціональним є газовий змішувач з діаметром горловини $D_{\text{оуф}2} = 0,06$ м (рис. 12, а), при ньому відбувається одночасно найбільш ефективний процес подання газу у ДВЗ, з достатньо високим коефіцієнтом надлишку повітря α в циліндрах ДВЗ. Час реакції вузла (рис. 12, б) складає $t_{\text{оф}2} = 0,00035$ с.

Експериментом встановлено, що найбільш адаптованим варіантом є дросельна заслінка (рис. 13, а) із зовнішнім діаметром $D_{\text{зас}2} = 0,072$ м.



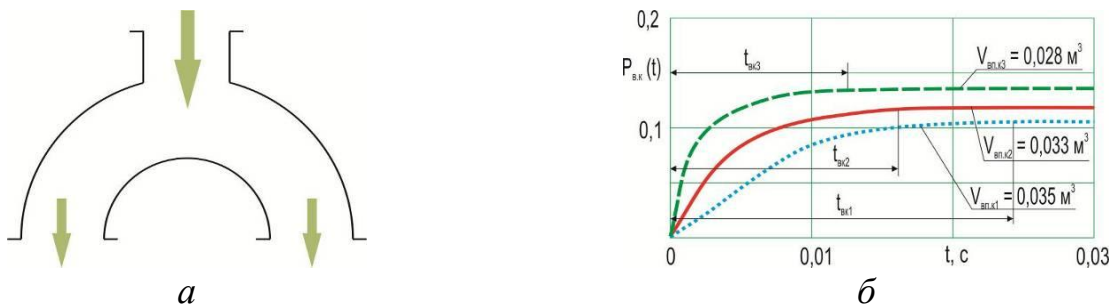
а – спрощена схема дросельної заслінки; б – основні діагностичні ознаки технічного стану дросельної заслінки в залежності від зміни жорсткості пружини

Рисунок 13 – Дросельна заслінка

В процесі експлуатації вузла жорсткість спіралеподібної пружини вузла $b_{\text{пр.з}}$ змінюється від 144 до 114 Н/м. Встановлено (рис. 13, б), що з підвищенням жорсткості пружини час реакції вузла змінюється від $t_{z1} = 0,75$, $t_{z2} = 1,55$, $t_{z3} = 1,75$ до $t_{z4} = 2,35$ с, а динамічна стійкість та технічний стан вузла погіршується ($t_{z4}/t_{z1} = 2,35/0,75$) у 3,13 рази.

На стадії конвертування виготовлено три варіанти (рис. 14, а) впускних колекторів з об'ємами $V_{\text{вн.к}1} = 0,035$ м³, $V_{\text{вн.к}2} = 0,033$ м³ та $V_{\text{вн.к}3} = 0,028$ м³. Експериментом встановлено (рис. 14, б), що саме серійно виготовлений вузол $V_{\text{вн.к}3} = 0,028$ м³, має найменший час реакції, який складає $t_{\text{в.к}3} = 0,013$ с.

Технічний стан вузла поліпшується ($t_{\text{в.к}1}/t_{\text{в.к}3} = 0,024/0,013$) у 1,85 рази.



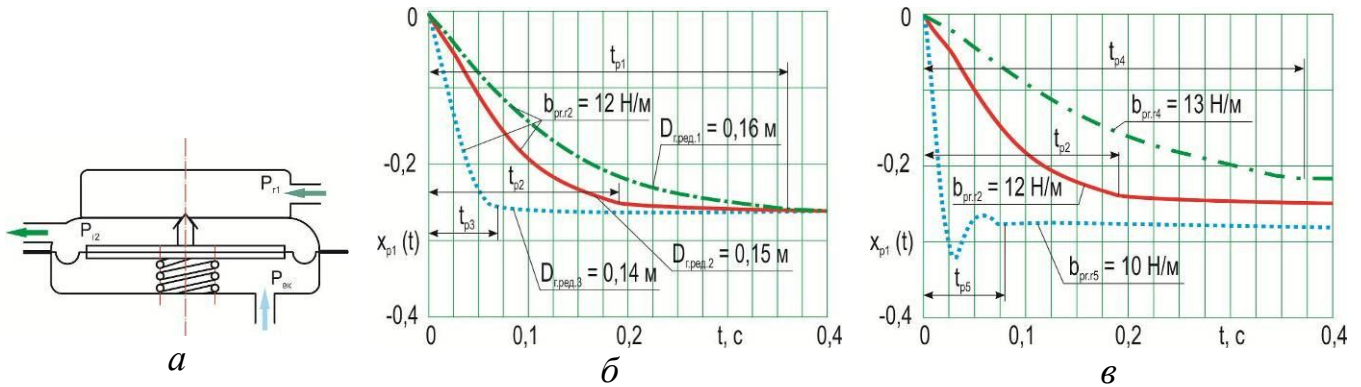
а – спрощена схема впускного колектору; б – основні діагностичні ознаки технічного стану впускного колектору від зміни внутрішнього об'єму

Рисунок 14 – Впускний колектор ДВЗ

Зі зменшенням діаметру рухомої діафрагми ГРНТ від $D_{z.\text{ред}1} = 0,16$, $D_{z.\text{ред}2} = 0,15$ до $D_{z.\text{ред}3} = 0,14$ м (рис. 15, а), час реакції вузла (рис. 15, б) зменшується від $t_{p1} = 0,362$, $t_{p2} = 0,180$ до $t_{p3} = 0,081$ с, а динамічна стійкість і технічний стан поліпшується ($t_{p1}/t_{p3} = 0,362/0,081$) у 4,47 рази.

Найбільш адаптованим редуктором для даного класу ДВЗ є пристрій з $D_{z.\text{ред}2} = 0,15$ м, час реакції якого складає $t_{p2} = 0,18$ с.

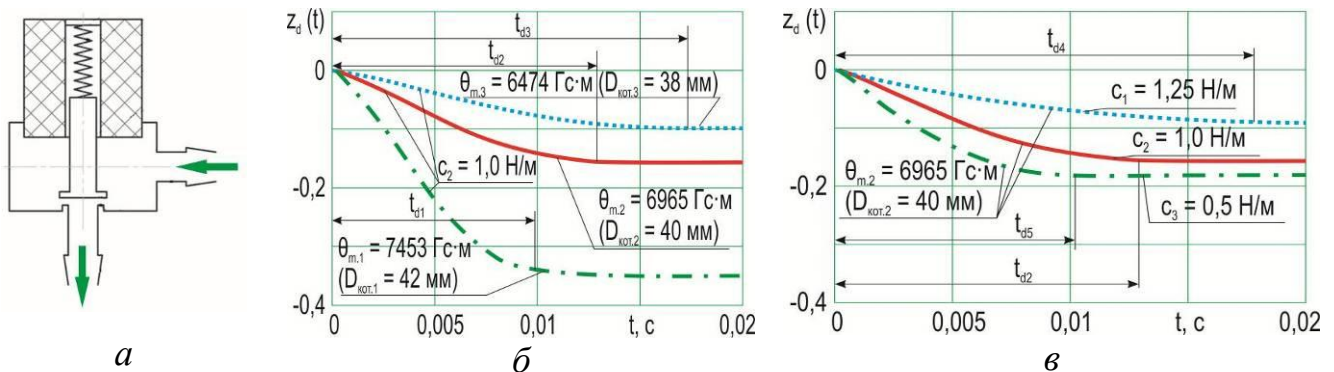
При експлуатації вузла жорсткість конусоподібної пружини $b_{pr.r}$ зменшується від 13 до 10 Н/м (рис. 15, в), при цьому час реакції вузла теж зменшується від $t_{p4} = 0,374$, $t_{p2} = 0,180$ до $t_{p5} = 0,077$ с, та при $b_{pr.r5} = 10$ Н/м відбувається не стійка робота клапана перепуску газу в ГРНТ. З підвищенням жорсткості пружини та збільшенням діаметру рухомої діафрагми редуктора динамічна стійкість та технічний стан вузла погіршується (t_{p4}/t_{p5}) у 4,86 рази.



а – спрощена схема ГРНТ; основні діагностичні ознаки: б – від зміни діаметру рухомої діафрагми ГРНТ; в – від зміни жорсткості спіралеподібної пружини вузла

Рисунок 15 – Газовий редуктор низького тиску (ГРНТ)

З підвищенням кількості витків у електромагнітній котушці ЕДГ (рис. 16, а) від $D_{ком3} = 38$ мм, $D_{ком2} = 40$ мм і $D_{ком1} = 42$ мм, магнітовтягувальна сила клапана-осереддя (рис. 16, б) підвищується від $\theta_{m3} = 6474$, $\theta_{m2} = 6965$ до $\theta_{m1} = 7459$ Гс·м.



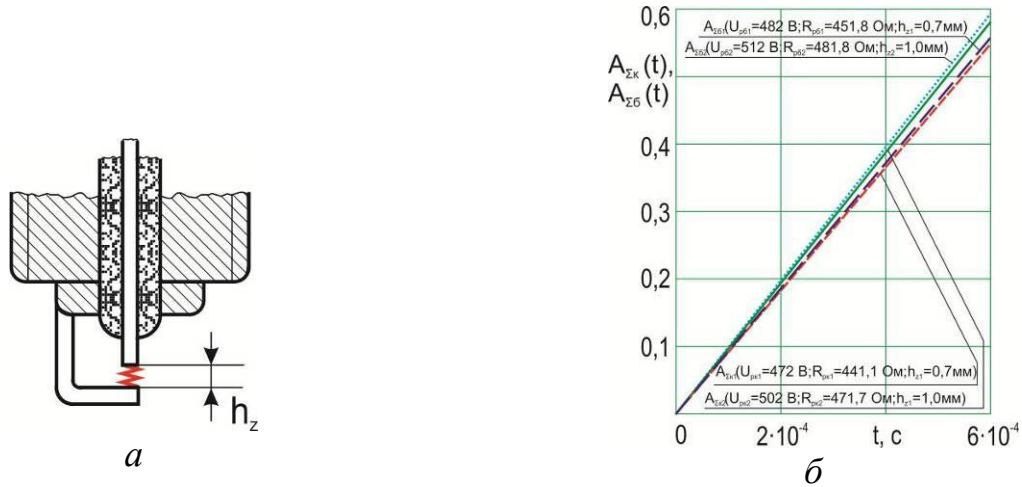
а – спрощена схема ЕДГ; основні діагностичні ознаки: б – від зміни кількості витків у електромагнітній котушці ЕДГ; в – від зміни жорсткості пружини вузла

Рисунок 16 – Електромагнітний дозатор газу (ЕДГ)

Час реакції вузла скорочується від $t_{z3} = 0,0165$, $t_{z2} = 0,0132$ до $t_{z1} = 0,0098$ с, а технічний стан і динамічна стійкість вузла поліпшується (t_{z3}/t_{z1}) у 1,68 рази. З підвищенням жорсткості пружини від $c_1 = 0,5$; $c_2 = 1,0$ до $c_3 = 1,25$ Н/м (рис. 16, в) клапана-осереддя (з серійною котушкою $D_{ком2} = 40$ мм), час реакції погіршується з $t_{z5} = 0,011$, $t_{z2} = 0,0132$ до $t_{z4} = 0,0181$ с, динамічна стійкість і технічний стан вузла погіршується (t_{z4}/t_{z5}) у 1,64 рази.

При експлуатації ДВЗ у свічок запалювання (рис. 17, а) вигорає центральний електрод. Нормативний зазор між центральним і боковим електродами дорівнює $D_{z1} = 0,7$ мм. При збільшенні зазору (при вигорянні) в процесі експлуатації від 0,7 до 1,0 мм (рис. 17, б) напруга пробую між електродами при на коротко замкненому

іскровому зазорі свічки (для КТСЗ) складає $U_{pk1} = 472$ В, а для (БТСЗ) – $U_{p\delta1} = 482$ В (рис. 17, б), відносно опору іскрового розряду цих систем запалювання дорівнюють $R_{pk1} = 441,7$ Ом і $R_{p\delta1} = 451,8$ Ом.



а – спрощена схема свічного вузла; б – основні діагностичні ознаки технічного стану від зміни ємкісного і індуктивного зарядів свічного вузла

Рисунок 17 – Свічний вузол системи запалювання

На рис. 17, а і 17, б при вигорянні зазору (у 1,42 рази), який дорівнює $h_{z2} = 1,0$ мм; напруга пробію між електродами теж підвищується (у 1,06 рази) і складає: $U_{pk2} = 502$ В та $U_{p\delta2} = 512$ В, а опори іскрового розряду відповідно зростають (у 1,07 рази) до $R_{pk2} = 471,7$ Ом і $R_{p\delta2} = 481,8$ Ом. При збільшенні зазору (тобто електроерозійному вигорянні) між електродами підвищуються навантаження напруги та струму у витках електромагнітної котушки запалювання, вона починає додатково нагріватися.

За даними діагностичних параметрів ЧДХ окремих ланок систем подачі повітря, палива і запалювання досліджуються узагальнені багатоланкові автономні системи.

Узагальнені перехідні функції розімкнутих систем подачі повітря представлені такими співвідношеннями:

$$\omega_{345}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t} + e^{p_3 t} \quad (23)$$

– для ланок 3, 4 і 5;

$$\omega_{1345}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t} + e^{p_3 t} + e^{p_4 t} \quad (24)$$

– для центральної, розподіленої і безпосередньої подачі газу в двигун; тут $p_0 \dots p_5$ – корені рівнянь; t – інтервал часу протягом якого здійснюються перехідні процеси.

$$\omega_{2345}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t} + e^{p_3 t} + e^{p_4 t} \quad (25)$$

– для ланок 2, 3, 4 і 5;

$$\omega_{12345}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t} + e^{p_3 t} + e^{p_4 t} + e^{p_5 t} \quad (26)$$

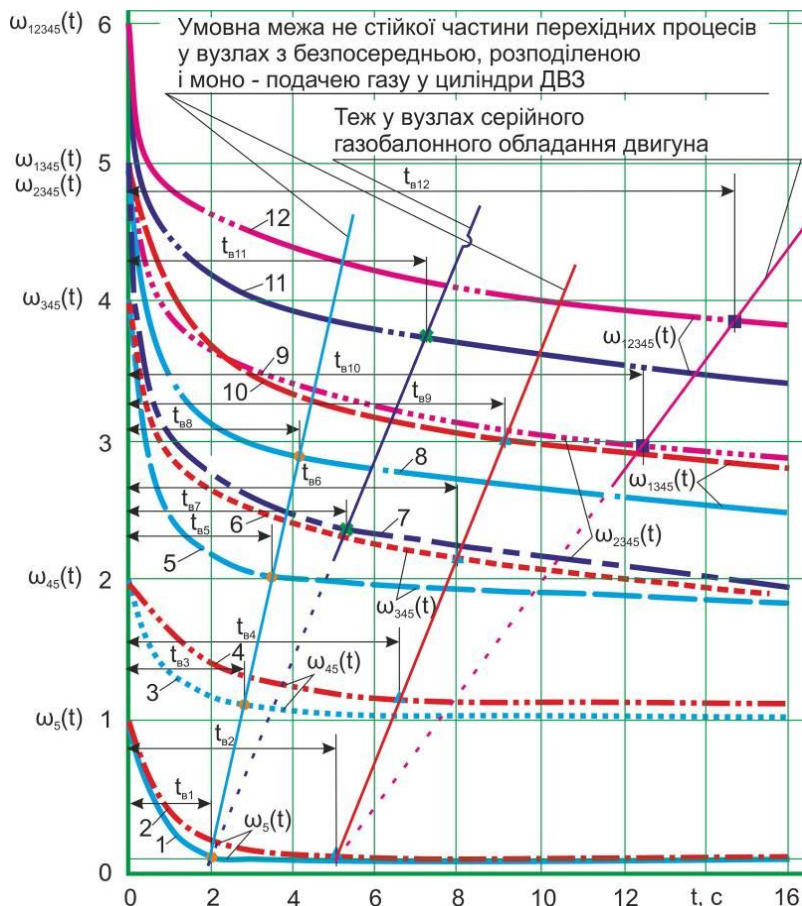
– для стандартної ГБО з подачею газу в двигун через дифузور змішувача.

За допомогою узагальнених перехідних функцій будуються ЧДХ розімкнутих систем повітропостачання газового ДВЗ, які наведені на рис. 4.

Дослідження ЧДХ розімкнених багатоланкових систем повітропостачання, паливоподачі і запалювання ДВЗ здійснюється методом оцінки технічного стану багатоланкових вузлів, з використанням прямого і зворотного перетворення

Лапласа, де із k -го числа розімкнених багатоланкових систем, кожна із яких складається з i -го числа елементарних ланок. За допомогою графоаналітичного зрівняння (конфігурацій ліній) перехідних процесів ЧДХ параметрів, які входять до системи, оцінюється технічний стан кожної системи АТЗ та визначається найбільш динамічне стійкий, і відповідно, самий інерційний параметр, що надходить з багатоланкових технічних систем засобів транспорту.

З графічних залежностей, наведених на рис. 18 видно, що саму стійку ЧДХ перехідного процесу (з багатоланкових систем) має ланка 5 (ДВЗ).



ЧДХ $\omega_5(t)$ – елементарної ланки 5 (ДВЗ), криві 1 і 2 – для швидкісних режимів (режим 2 і 3); ЧДХ $\omega_{45}(t)$ – вузла, що складається з ланок 4 (ВК) і 5 (ДВЗ), криві 3 і 4 – для швидкісних режимів (режим 2 і 3); ЧДХ $\omega_{345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ), криві 5 і 6 – для швидкісних режимів (режим 2 і 3); ЧДХ $\omega_{2345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 2 (ДЗ), 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ), криві 7 і 8 – для швидкісних режимів (режим 2 і 3); ЧДХ $\omega_{1345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 1 (ФЕПФ), 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ), криві 9 і 10 – для швидкісних режимів (режим 2 і 3); ЧДХ $\omega_{12345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 1 (ФЕПФ), 2 (ДЗ), 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ), криві 11 і 12 – для швидкісних режимів (режим 2 і 3)

Рисунок 18 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки розімкнених багатоланкових систем повітропостачання газового ДВЗ

Час реакції $t_{в1}$ перехідного процесу газового ДВЗ $\omega_5(t)$ на частково швидкісному режимі (режим 2) триває протягом 2,1 с, а на режимі ЗШХ (режим 3)

t_{n2} зтягується до 5,1 с. Крива перехідного процесу є монотонно-спадаючою (еталонною) функцією.

Час реакції t_{n3} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{45}(t)$, що складається з елементарних ланок 4 і 5, та включає, впускний колектор (ВК) і ДВЗ, на частковому швидкісному режимі (режим 2) триває протягом 2,8 с, а на режимі ЗШХ (режим 3) t_{n4} зтягується до 6,7 с.

Час реакції t_{n5} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{345}(t)$, що складається з елементарних ланок 3, 4 і 5, яка включає, дросельну заслінку (ДрЗ), ВК і ДВЗ, на частковому швидкісному режимі (режим 2) триває протягом 3,5 с, а на режимі ЗШХ (режим 3) t_{n6} досягає 8,0 с.

Час реакції t_{n7} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{2345}(t)$, що складається з елементарних ланок 2, 3, 4 і 5, що включає, дифузор змішувача (ДЗ), ДрЗ, ВК і ДВЗ, на частковому швидкісному режимі (режим 2) триває протягом 5,4 с, а на режимі ЗШХ (режим 3) t_{n10} досягає 12,2 с. Звужуюча горловина ДрЗ створює додатковий опір в системі подачі повітря і погіршує при експлуатації ДВЗ процес наповнення циліндрів двигуна.

Час реакції t_{n8} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{1345}(t)$, що складається з елементарних ланок 1, 3, 4 і 5, що включає, фільтруючий елемент повітряного фільтра (ФЕПФ), ДрЗ, ВК і ДВЗ, на частковому швидкісному режимі (режим 2) триває протягом 4,1 с, а на режимі ЗШХ (режим 3) t_{n9} досягає 8,3 с.

В даний час такими багатоланковими вузлами обладнуються системи подачі повітря сучасних ДВЗ з моно-, розподіленою і безпосередньою подачею палива. ФЕПФ створює досить великий опір, в процесі фільтрації повітря, в результаті чого, виникають пульсуюче-затухаючі коливальні хвилі розрядження у впускній системі ДВЗ, які збільшують тривалість перехідного процесу.

Час реакції t_{n11} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{12345}(t)$, що складається з елементарних ланок 1, 2, 3, 4 і 5, що включає, ФЕПФ, ДЗ, ДрЗ, ВК і ДВЗ, на частковому швидкісному режимі (режим 2) триває протягом 7,3 с, а на режимі ЗШХ (режим 3) t_{n12} досягає 14,4 с. Такими багатоланковими вузлами обладнуються системи подачі повітря газових ДВЗ із застарілим серійним ГБО (другого покоління).

З графічних залежностей видно, що зі збільшенням режимів навантаження АТЗ стійкість всіх розглянутих багатоланкових систем погіршується.

У системах подачі повітря на режимі 2 перехідний процес для систем з БПГ, РПГ і МПГ здійснюється при $t_{n8} = 4$ с, а на режимі 3 триває протягом $t_{n9} = 8,3$ с. Збільшення навантаження і швидкісного режиму АТЗ розтягує перехідний процес в $t_{n9}/t_{n8} = 8,3/4,0 = 2,21$ рази.

У системах подачі повітря на режимі 2 перехідний процес для ДВЗ, обладнаних серійним ГБО здійснюється протягом $t_{n11} = 7,3$ с, а на режимі 3 розтягується до $t_{n12} = 14,4$ с. Збільшення навантаження і швидкісного режиму АТЗ зтягує перехідний процес в $t_{n12}/t_{n11} = 14,4/7,3 = 1,97$ рази.

Зтягування перехідного процесу ДВЗ, обладнаного БПГ, РПГ або МПГ по відношенню до перехідного процесу чисто газового двигуна збільшується в $t_{n9}/t_{n1} = 8,3/5,1 = 1,69$ рази (режим 3).

Затягування перехідного процесу ДВЗ, обладнаного штатним ГБО по відношенню до перехідного процесу чисто ДВЗ збільшується в $t_{n12}/t_{n1} = 14,4/5,1 = 2,93$ рази (режим 3).

Узагальнені перехідні функції систем подачі палива наведені такими залежностями:

$$\omega_{675}(t) = e^{p_0 \cdot t} + e^{p_1 \cdot t} + e^{p_2 \cdot t} + e^{p_3 \cdot t} + e^{p_4 \cdot t} \quad (27)$$

– для двигунів з безпосередньою подачею газу в ДВЗ;

$$\omega_{6745}(t) = e^{p_0 \cdot t} + e^{p_1 \cdot t} + e^{p_2 \cdot t} + e^{p_3 \cdot t} + e^{p_4 \cdot t} + e^{p_5 \cdot t} \quad (28)$$

– для двигунів з розподіленою подачею газу в ДВЗ;

$$\omega_{67345}(t) = e^{p_0 \cdot t} + e^{p_1 \cdot t} + e^{p_2 \cdot t} + e^{p_3 \cdot t} + e^{p_4 \cdot t} + e^{p_5 \cdot t} + e^{p_6 \cdot t} \quad (29)$$

– для двигунів з центральною подачею газу в ДВЗ;

$$\omega_{62345}(t) = e^{p_0 \cdot t} + e^{p_1 \cdot t} + e^{p_2 \cdot t} + e^{p_3 \cdot t} + e^{p_4 \cdot t} + e^{p_5 \cdot t} + e^{p_6 \cdot t} \quad (30)$$

– для розімкнутих систем подачі палива газу в ДВЗ, оснащених стандартною ГБО.

На підставі узагальнених перехідних функцій побудовані ЧДХ розімкнутих систем подачі газу в ДВЗ, які наведені на рис. 5 і 6. Дослідження багатоланкових систем виконувалось тільки на режимі ЗШХ (режим 3).

З графічних залежностей, наведених на рис. 19 видно, що саму стійку часову динамічну характеристику перехідного процесу має елементарна ланка (ДВЗ). Час реакції t_{21} перехідного процесу газового ДВЗ $\omega_3(t)$ триває протягом 4,9 с.

Дещо затяжний перехідний процес має функція $\omega_{45}(t)$. Час реакції t_{22} перехідного процесу ланок 4 і 5, що складається (ВК) і (ДВЗ) $\omega_{45}(t)$ триває протягом 5,3 с.

Час реакції t_{23} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{75}(t)$, що складається з елементарних ланок 7 і 5, яка включає, електромагнітний газовий дозатор (ЕДГ) і ДВЗ, триває протягом 5,5 с. Час реакції t_{24} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{745}(t)$, що складається з елементарних ланок 7, 4 і 5, включає, ЕДГ, ВК і ДВЗ та триває протягом 6,3 с.

Час реакції t_{25} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{345}(t)$, що складається з елементарних ланок 3, 4 і 5, та включає: ДрЗ, ВК и ДВЗ триває протягом 8,2 с.

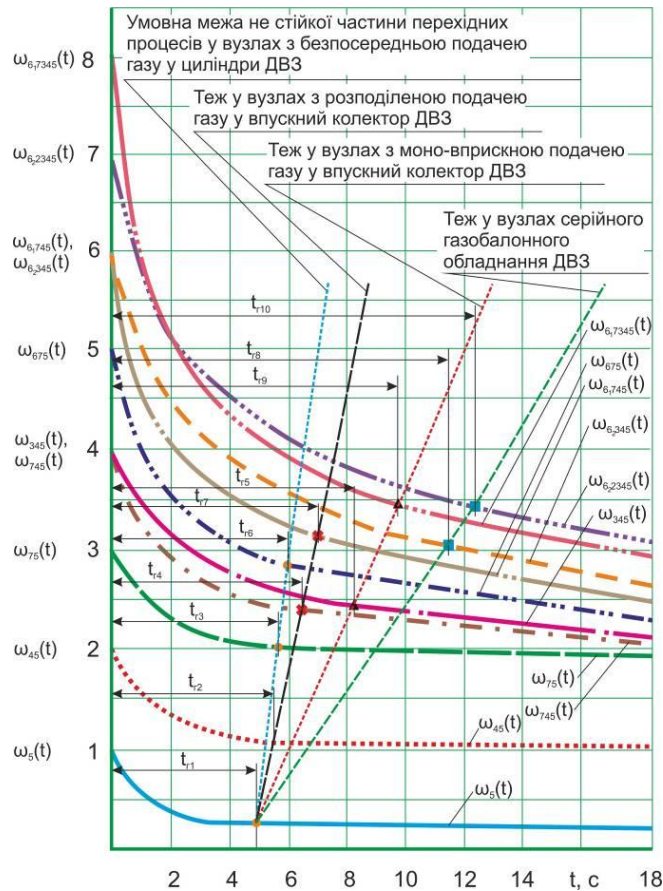
Час реакції t_{26} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{675}(t)$, що складається з елементарних ланок 6, 7 і 5, яка включає, перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ для БПГ, ЕДГ і ДВЗ триває протягом 6,0 с. Такими багатоланковими вузлами обладнуються системи живлення сучасних ДВЗ з БПГ.

Час реакції t_{27} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{61745}(t)$, що складається з елементарних ланок 6, 7, 4 і 5, та включає: перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ, ЕДГ, ВК і ДВЗ здійснюється протягом 6,9 с. Такими багатоланкові вузлами обладнуються системи живлення сучасних газових ДВЗ з РПГ.

Час реакції t_{28} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{62345}(t)$, що складається з елементарних ланок 6, 2, 3, 4 і 5, яка включає: перепускний клапан 2-го ступеня ГРНТ, ДЗ, ВК і ДВЗ триває протягом 11,3 с.

Час реакції t_{29} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{617345}(t)$, що

складається з елементарних ланок $\delta_1, 7, 3, 4$ і 5 , та включає: перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ, ЕДГ, ДрЗ, ВК і ДВЗ триває протягом $9,7$ с. Такими багатоланковими вузлами обладнуються системи живлення сучасних газових ДВЗ з центральною (моно-) подачею палива.



ЧДХ $\omega_5(t)$ – елементарної ланки 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{45}(t)$ – вузла, що складається з ланок 4 (ВК) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{675}(t)$ – вузла, що складається з ланок 6 (перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ для НПГ), 7 (ЕДГ) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 3 (ДЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{6745}(t)$ – вузла, що складається з ланок δ_1 (перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ для РПГ), 7 (ЕДГ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{6735}(t)$ – вузла, що складається з ланок δ_1 (перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ для МПГ), 7 (ЕДГ), 3 (ДЗ) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{617345}(t)$ – вузла, що складається з ланок δ_1 (перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ для МПГ), 7 (ЕДГ), 3 (ДЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{62345}(t)$ – вузла, що складається з ланок δ_2 (перепускний клапан 2-го ступеня серійного ГРНТ), 2 (ДЗ), 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ)

Рисунок 19 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки в розімкнутих багатоланкових вузлах системи подачі газу в двигун на режимі 3

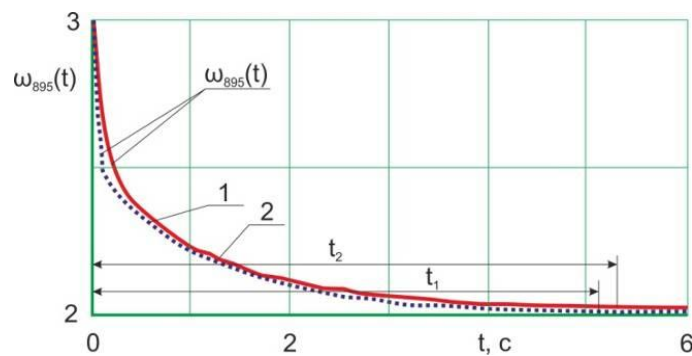
Час реакції t_{210} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{62345}(t)$, що складається з елементарних ланок $\delta_2, 2, 3, 4$ і 5 , та включає: перепускний клапан 2-го ступеня ГРНТ, ДЗ, ДрЗ, ВК і ДВЗ триває протягом $12,2$ с. Такими багатоланковими вузлами обладнуються системи подачі палива газових ДВЗ із застарілим серійним ГБО (другого покоління).

У системах подачі газу з БПГ перехідний процес закінчується протягом $t_{26} = 6$ с, з РПГ відповідно $t_{27} = 7,0$ с, з МПГ – $t_{29} = 9,7$ с і зі штатною ГПА протягом $t_{210} = 12,2$ с. Затягування перехідного процесу ДВЗ з навісним обладнанням при БПГ в порівнянні з перехідним процесом самого ДВЗ збільшується в $t_{26}/t_{21} = 6/4,9 = 1,22$ рази. Відповідно, затягування процесу з РПГ складатиме $t_{27}/t_{21} = 7,0/4,9 = 1,42$ рази, а з моно-подачею – $t_{27}/t_{21} = 9,7/4,9 = 1,98$ рази і відповідно зі штатною ГБО – $t_{210}/t_{21} = 12,2/4,9 = 2,49$ рази.

Узагальнена перехідна функція представлена відповідно наступним співвідношенням $\omega_{895}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t}$ – для штатної контактної (КТСЗ) і без контактної-транзисторної систем запалювання (БТСЗ).

За даними узагальненої перехідної функції побудовані ЧДХ розімкнутого свічкового вузла системи запалювання ДВЗ, які наведені на рис. 7.

З аналізу графічних залежностей, наведених на рис. 20 видно, що обидва варіанти розімкнутого свічкового вузла системи запалювання, представляють диференційні різко спадаючі функції, але більш динамічно стійкою є безконтактно-транзисторна система. Час реакції ЧДХ БКТСЗ становить 5,1 с, а у КТСЗ відповідно 5,25 с. Відповідно вихідні діагностичні характеристики, технічний стан та динамічна стійкість у БКТСЗ вищі, ніж у КТСЗ. Час реакції БТСЗ в $5,25/5,1 = 1,03$ рази швидший ніж у КТСЗ.



ЧДХ $\omega_{895}(t)$ – вузла, що складається з ланок 8 (енергія ємнісного заряду), 9 (енергія індуктивного заряду) і 5 (ДВЗ); крива 1 – БТСЗ; крива 2 – штатна КТСЗ

Рисунок 20 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки розімкнутого свічкового вузла системи запалювання ДВЗ на режимі 3

У розділі дано висновки і обґрунтовані рекомендації щодо вибору найбільш досконалих вузлів системи подачі повітря і запалювання, а також агрегатів подачі газу технічних систем для конвертації АТЗ під безнадувний ДВЗ з розподіленим впорскуванням газу.

Шостий розділ присвячений удосконаленню методу оптимізації конструктивних і режимних параметрів газового двигуна з ГТН, конвертованого вантажного автомобіля КраЗ-5401К2, який базується на критерії детонації і методі дослідження простору параметрів з використанням сіток проф. І.М. Соболя і проф. Р.Б. Статнікова та виконанню порівняльних експериментальних досліджень по їздовим циклам АТЗ з базовим дизелем і двома варіантами газових ДВЗ по визначенню екологічних норм викидів автотранспортними засобами.

Застосування методів оптимізації дозволяє на етапі конвертації або проектування визначити межі значень режимних і конструктивних параметрів газового ДВЗ.

Оцінка впливу інших регульовальних параметрів ($\alpha, \theta, \varphi_{др}$ і т. ін.) 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, запропонований проф. І.М. Соболев і проф. Р.Б. Статніковим.

Застосування цього методу дозволяє, на прикладі двигуна 6ГЧН 13/14, вирішити завдання оптимізації регульованих параметрів.

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

За варійовані параметри доцільно використовувати: коефіцієнт надлишку повітря α ; кут випередження запалювання θ , град. п. к. в.; частоту обертання колінчастого вала n , хв⁻¹; кут повороту дросельної заслінки $\varphi_{др}$, %; ступінь підвищення тиску наддуву π_k .

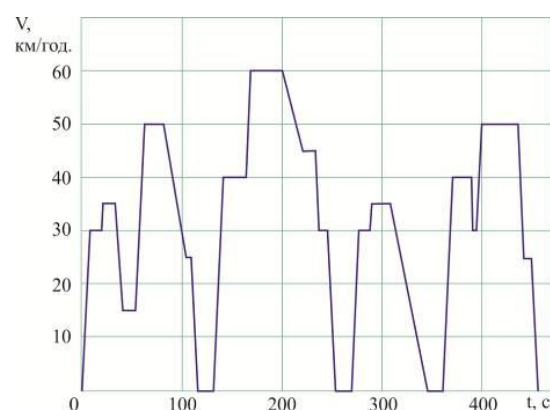
Кут зміни відкриття дросельної заслінки змінювався від 0 до 90° або (0 – 100%), що відповідає граничним умовам останньої.

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, якщо $\pi_k = 1,45$, а коефіцієнт надлишку повітря α має дорівнювати 1,3. Це – межа роботи ДВЗ без детонації з $\pi_k = 1,45$, при цьому забезпечуються нормативні діагностичні позначення: потужності на рівні $N_e = 130$ кВт і $n_{N_e} = 2100$ хв⁻¹; крутного моменту на рівні $M_e = 670$ Н·м і обертах $n_{M_e} = 1500$ хв⁻¹.

Для цього, встановлюються контрольні норми витрати палива при певних швидкостях обертання коліс автомобіля і зусиллях на ведучих колесах АТЗ. Загальний вид автомобіля КрАЗ-5401К2 розробленого для міського комунального господарства наведено на рис. 21, а.



а



б

а – загальний вигляд автомобіля КрАЗ-5401К2; б – графік їздового циклу
Рисунок 21 – Їздовий цикл для вантажних автомобілів (згідно ГОСТ Р 54810-2011)

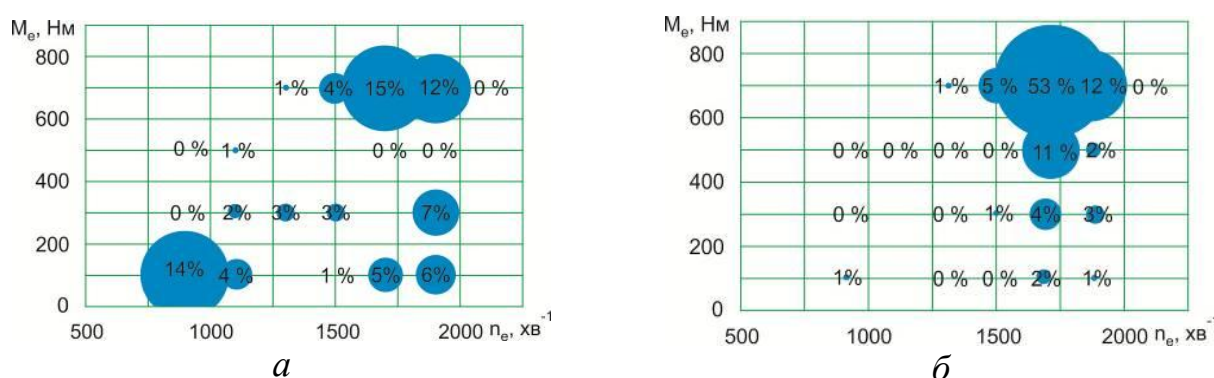
Рекомендована швидкість руху вантажних ЗТ відповідає 40 км/год., а крутний момент на ведучих колесах для вантажних автомобілів був у два рази більшим, ніж крутний момент на валу ДВЗ. Нормована експлуатаційна витрата палива вантажного автомобіля КрАЗ-5401К2 (в літрах на 100 км) на бігових барабанах при 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. Говорущенка відповідає 25,9 кг/100 км.

Для оцінки ефективності проведеної 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 ГПА і газовими дозаторами іноземного виробництва фірми Bosch, а другий – вітчизняним конвертованим дослідним комплектом дозаторів газу. Їздовий цикл для вантажних автомобілів із загальною масою понад 3,5 т по ГОСТ Р 54810-2011 наведено на рис. 21, б.

На рис. 22, а приведено міський їздовий цикл (МІЦ) зміни крутного моменту 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 крутний момент при цьому змінюється від 150 – 300 Н·м.

Приміський їздовий цикл (ПІЦ) ЄТС (Правила ЄЕК ООН №49) зі зміною крутного моменту ДВЗ автомобіля КраЗ-5401К2 представлений на рис. 22, б.



а – міський їздовий цикл для вантажних автомобілів (згідно ГОСТ Р 54810-2011);
 б – приміський їздовий цикл ЄТС (згідно Правил ЄЕК ООН №49)

Рисунок 22 – Їздові цикли вантажних автомобілів

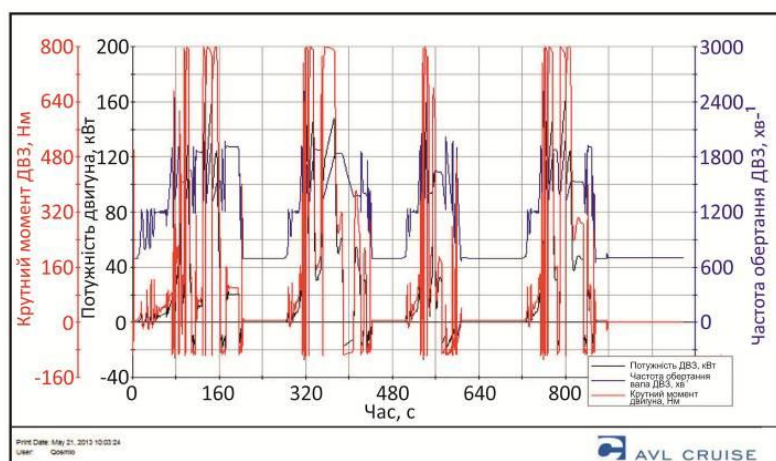
У ПІЦ до 80% ДВЗ працює в діапазоні середніх і близьких до номінальних частотах обертання валу двигуна, що змінюються від 1500 – 1900 хв^{-1} , відповідно крутний момент змінюється в діапазоні від 500 – 800 Н·м.

Графіки зміни потужності, частоти обертання і крутного моменту двигуна ЯМЗ-5362Г (з дослідними конвертованим ЕДГ) в циклі для автомобілів з повною масою понад 3,5 т по ГОСТ Р 54810-2011 наведені на рис. 23, а.

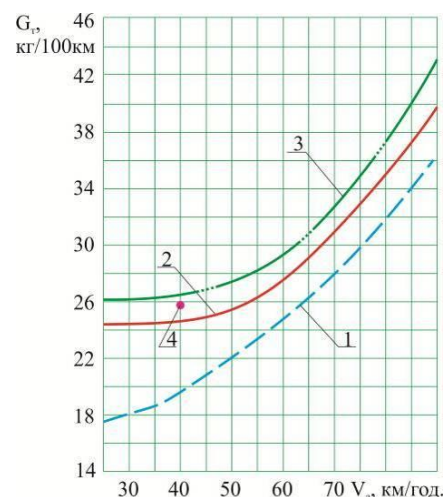
На рис. 23, б показані порівняльні паливні характеристики на сталих режимах руху АТЗ, з дизелем і двома варіантами газових ДВЗ. З порівняльних характеристик видно, що найкращі експлуатаційні характеристики має АТЗ з дизелем.

Результати порівняльних випробувань обох варіантів газових двигунів мод.8212.10-221 з іноземним обладнанням Bosch і дослідного конвертованого зразка ЯМЗ-5362Г з вітчизняною ГПА, щодо викидів забруднюючих речовин на відповідність нормативним вимогам (Правил ООН № 96-03) наведені в табл. 1. Обидва варіанти газових ДВЗ згідно нормативних вимог щодо викидів забруднюючих речовин відповідають нормам Euro-4.

Максимальна експлуатаційна витрата палива вантажного АТЗ при швидкості руху 90 км/год. з газовим двигуном, укомплектованим іноземною ГПА склав 47,2 кг/100 км (65,6 л/100 км), а з вітчизняною конвертованою – 48,39 кг/100 км (67,21 л/100 км). Результати порівняльних показників АТЗ з дизельним двигуном ЯМЗ-5362 наведені в табл. 2.



а



б

а – графіки зміни потужності, частоти обертання і крутного моменту газопального ДВЗ ЯМЗ – 55362Г для автомобілів з повною масою понад 3,5 т згідно ГОСТ Р 54810-2011; б – паливні характеристики сталого руху АТЗ: 1 – КрАЗ-5401 з дизельним двигуном ЯМЗ-5362; 2 – УРАЛ-4320-0111-71 з газовим двигуном 8212.10-212; 3 – КрАЗ-5401К2 з дослідною конвертованою газопаливною системою; 4 – експлуатаційна витрата газу, знята за методикою проф. Н.Я. Говоруценка

Рисунок 23 – Результати експериментальних досліджень

Таблиця 1 – Результати порівняльних випробувань газових двигунів

Модифікація ДВЗ	8212.10 - 221			ЯМЗ-5362Г (конвертований)		
Найменування показника	Викиди шкідливих речовин з ВГ двигуна, г/кВт·год.					
	CO	CH ₄	NO _x	CO	CH ₄	NO _x
Замірні значення викидів	2,24	0,11	0,13	2,57	0,13	0,15
Нормативні значення шкідливих речовин	3,5	0,2	4,0	3,5	0,2	4,0

Таблиця 2 – Результати випробувань дизельного двигуна ЯМЗ-5362 згідно Правил ЄЕК ООН № 49-04 на сталих режимах 13-ступеневого циклу ESC

Модифікація ДВЗ	ЯМЗ-5362 (дизель)		
	Викиди шкідливих речовин з ВГ двигуна, г/кВт·год.		
	CO	HC (THC)	NO _x
Замірні значення викидів	0,026	0,017	3,02
Нормативні значення ШР	1,5	0,36	3,5

Примітка: THC – загальна кількість вуглеводнів; HC – вуглеводні.

Нормативні показники вантажного автомобіля КрАЗ-5401 з дизелем ЯМЗ-5362 відповідають нормам Euro-5, при наявності паливної апаратури Common Rail, системи рециркуляції і каталітичного нейтралізатора ВГ.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено проблему підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, шляхом використання комплексних методів діагностування для поліпшення їх техніко-економічних і екологічних показників.

У роботі наведені основні наукові та прикладні результати досліджень.

1. За результатами аналізу наукових концепцій конвертації засобів транспорту для роботи на природному газі встановлено, що проблема їх функціональної стабільності не вирішена, не розроблені методи оцінки їх технічного стану.

Напрямок дослідження визначено необхідністю формування концепції діагностування засобів транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі.

2. Сформульовано *концепцію* оцінки технічного стану функціональних систем засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, яка на відміну від відомих базується на аналізі характеристик їх перехідних процесів.

3. Розрахунково-функціональним моделюванням елементарних ланок газових ДВЗ розроблено *методологію* оцінки їх технічного стану та динамічної стійкості, яка відрізняється від існуючої реалізацією нестабільності вхідних параметрів функціональних систем, обумовлених їх технічним станом.

4. Науково обґрунтовано і удосконалено метод спільного електронного управління розподіленою подачею газу і системою запалювання двигуна конвертованого АТЗ. Визначено способи та розроблено алгоритми управління ЕДГ систем живлення газового ДВЗ, з використанням спеціального методу «Pick & Hold» форсування струму і збільшення швидкодії клапана-сердечника ЕДГ. Розроблено структурну схему і блок управління СУ РПП. Обрано мікроконтролер (мікросхема ATmega 328 фірми Atmel), сімейства AVR.

5. Одержав подальший розвиток метод експериментального дослідження діагностичних параметрів технічних систем подачі повітря і подачі газу конвертованого АТЗ, який базується: на методиці зняття і обробки результатів витратних і техніко-економічних показників конвертованого газового ДВЗ, який на відміну від відомих враховує технічний стан функціональних систем.

6. Удосконалено метод параметричної ідентифікації показників ДВЗ, що відображає тягово-швидкісні характеристики конвертованого транспортного засобу; в процесі зняття характеристик використовується метод математичного планування експерименту (ММПЕ), що дозволило визначити функції відгуку, за допомогою яких отримані статичні характеристики діагностичних показників безнадувного двигуна з розподіленою подачею газу, які представлені у вигляді поліноміальних залежностей. Розбіжності між розрахунковими поліноміальними залежностями і залежностями, отриманими на підставі обробки експериментальних індикаторних діаграм знаходяться в межах $\pm 3\%$.

7. Виконане математичне моделювання перехідних процесів параметрів елементарних ланок і багатоланкових функціональних систем подачі повітря, запалювання і подачі палива двигуна АТЗ, конвертованого для роботи на

природному газі; моделювання дозволяє здійснювати над функціональними технічними системами різні види діагностування.

8. Розроблено метод оцінки технічного стану елементарних ланок, які залежні від впливу вхідних та вихідних параметрів функціональних систем конвертованих ЗТ, який базується на застосуванні математичних методів, основаних на принципі суперпозиції та функціональних рівнянь (МФР); методом, основаним на принципі суперпозиції – визначаються числові значення (у відсотках) і ступінь впливу окремих вхідних факторів на поведінку перехідного процесу вихідного параметра елементарної ланки технічних систем АТЗ. МФР дозволяє оцінити технічний стан і динамічну стійкість вихідних параметрів функціональних систем АТЗ, з урахуванням сумарної дії елементарних вхідних впливів діючих на системи.

За допомогою МФР – з n -го числа елементарних ланок, що надходять до складу функціональної системи, шляхом порівняння визначається графічне відображення найбільш динамічно стійкого (швидкого) і, відповідно, самого інерційного (повільного) вихідного параметра окремої елементарної ланки технічної системи АТЗ.

9. Розроблено метод оцінки технічного стану вихідних параметрів роз'єднаних складних багатоланкових систем конвертованих ЗТ, з використанням операційного методу прямого і зворотного перетворень Лапласа, що дозволяє досліджувати перехідні процеси ЧДХ і динамічну стійкість параметрів складних багатоланкових розімкнених технічних систем. Дано висновки і обґрунтовано рекомендації щодо застосування найбільш досконалих вузлів системи подачі повітря і запалювання, а також вузлів подачі газу технічних систем при конвертації АТЗ з дизелем, під газовий ДВЗ з наддувом та без наддуву.

10. 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 проф. І.М. Соболя та проф. Р.Б. Статнікова. МОКіРП дозволив вирішити завдання оптимізації конструктивних і регульованих параметрів (α , θ , n , β , π_k), отримати теоретично (розрахункові) характеристичні карти, за допомогою яких здійснюється управління робочим процесом ДВЗ з ГТН і РПГ.

11. Експериментально на розгорнутому стенді доведено, що використання ГПА на газовому двигуні 6ГЧН 13/14 з ГТН 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 $n_{M_{e,max}}=1400$ хв⁻¹. Максимальний ефективний крутний момент, який 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%.

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% економніший, ніж в двигуні 6ГЧ 13/14 (без наддуву).

Збільшення α сприяє зниженню рівня температур продуктів згоряння в циліндрах двигуна на 5 – 10% на всіх режимах експлуатації конвертованого АТЗ. На режимах номінальної потужності температура нижньої частини головки циліндрів в області міжперемичного простору клапанів знизилася з 440 °С до 370 °С і відповідає допустимим нормам експлуатації вузла. 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.

При випробуваннях вантажного транспортного засобу з газовим ДВЗ на паливну економічність на стендах з біговими барабанами (за методикою проф. Говорущенко Н.Я.) нормована експлуатаційна витрата палива вантажного автомобіля КраЗ-5401К2 складає 25,9 літрів на 100 км шляху (рис.17, б, позиція 4).

12. Проведено порівняльні експериментальні дослідження по їздовим циклам вантажного автомобіля КраЗ-5401 з базовим дизелем ЯМЗ-5362, автомобіля КраЗ-5401К2 з дослідною вітчизняною газопаливною апаратурою (ГПА), а також автомобіля УРАЛ-4320-0111-71 з газовим ДВЗ мод.8212.10-221 укомплектованого серійною закордонною ГПА фірми Bosch. Їздові цикли АТЗ проводилися в міських і приміських умовах (їздових циклах).

З результатів порівняльних випробувань обох варіантів газових двигунів мод.8212.10-221 з закордонним обладнанням і дослідницького (конвертованого) зразка – ЯМЗ-5362Г, обладнаного вітчизняною ГПА, встановлено, що обидва варіанти газових ДВЗ відповідають нормативним вимогам Euro-4.

13. Головні результати досліджень з оцінки підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем, доведені до методів, методик, алгоритмів, приладів та програм, які використовуються в державних наукових установах, на виробництві та в навчальному процесі.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Куценко А.С., Манойло В.М. Математическое моделирование переходных процессов в регулируемой системе “ДВС – волновой обменник давления”. *Автомобільний транспорт*. 2001. № 6. С. 59–61.

2. Куценко А.С., Манойло В.М., Землянов С.А. Анализ динамики регулируемой системы наддува ДВС – ВОД. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. 2001. № 7. С. 128–133.

3. Жилин С.С., Манойло В.М. Исследование особенностей регулирования мощности бензинового двигателя ВАЗ – 2112 путем изменения максимального подъема впускных клапанов. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2001. № 20. С. 26–28.

4. Куценко А.С., Манойло В.М., Жилин С.С., та ін. Перспективы применения

волновых обменников давления в качестве агрегатов наддува автотракторных двигателей. *Автомобільний транспорт*. 2003. № 13. С. 259–262.

5. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Кабанов А.И., та ін. Пути повышения технико-экономических показателей газовых двигателей с искровым зажиганием. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2010. № 1. С. 7–11.

6. Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., та ін. Особенности экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2007. № 37. С. 43–49.

7. Богомолов В.А., Бажинов А.В., Манойло В.М., та ін. Экспериментальная стендовая электронная система управления газовым двигателем 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Автомобільний транспорт*. 2007. № 20. С. 81–87.

8. Манойло В.М., Воронков А.И., Бороденко Ю.Н., та ін. Конструктивные особенности электронного датчика частоты вращения и положения приводного вала газового ДВС. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2008. № 38. С. 327–335.

9. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Червяк В.С., та ін. Экспериментальная оценка теплового состояния элементов головки цилиндров газового двигателя 6Ч 13/14. *Автомобільний транспорт*. 2008. № 23. С. 120–124.

10. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Липинский М.С., та ін. Особенности конструкций электромагнитных дозаторов газа систем питания ДВС. *Автомобільний транспорт*. 2010. № 27. С. 43–51.

11. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Экспериментальная установка для исследования газового двигателя 6ГЧН 13/14 с наддувом и принудительным зажиганием. *Автомобільний транспорт*. 2011. № 29. С. 139–143.

12. Врублевский А. Н., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Выбор и обоснование способа стабилизации процесса топливоподачи транспортного газового двигателя. *Вісник Національного транспортного університету*. 2012. № 25. С. 119–123.

13. Дзюбенко О.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Синтез системи керування розподільною подачею газу для двигуна 6ГЧН 13/14. *Автомобільний транспорт*. 2012. № 30. С. 103–105.

14. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Опытный образец электромагнитного дозатора газа системы питания автотракторного двигателя 6ГЧН 13/14. *Східно-європейський журнал передових технологій*. 2012. № 2/8 (56). С. 38–42.

15. 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.

16. Манойло В.М. Методика определения параметров электромеханической части электромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2015. № 7. С. 6–11.

17. Манойло В.М. Модель процесса течения свежего заряда, проходящего через сердцевину воздушного фильтра транспортного двигателя. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2016. № 4. С. 243–249.

18. Манойло В.М., Берладін Д.В. Аналітичний огляд газових редукторів застосованих в системах живлення автотракторних ДВЗ транспортних засобів.

Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. 2016. Випуск 160. С. 60–63.

19. Манойло В.М., Липинский М.С., Дзюбенко А.А. Конструктивные особенности дроссельных узлов систем воздухообеспечения автотракторных ДВС. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2017. № 11. С. 38–45.

20. Манойло В.М., Дзюбенко А.А., Липинський М.С. Стенд для дослідження витратних та динамічних характеристик електромагнітних дозаторів систем живлення газових ДВЗ. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2011. № 122/2011. С. 77–81.

21. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Кабанов А.Н., та ін. Стенд для исследования рабочего процесса газового двигателя 6ГЧН 13/14 с искровым зажиганием и распределенной системой подачи газа. *Наукові нотатки*. 2012. № 36. С. 4–9.

22. Дзюбенко А.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Реализация метода «Pick & Hold» в системе распределенной подачи газа для двигателя 6ГЧН 13/14. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2012. № 2. С. 48–53.

23. Дзюбенко А.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Структурный синтез системы управления распределенной подачей газа. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2012. № 134. С. 100–103.

24. Manoylo V., Shevchenko I., Kolesnik I. Experimental evaluation of capacity gas reducer of foreign production, adapted to the engine power supply system. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol.19. №4. P. 5–8.

25. Манойло В.М. Методика определения параметров проточной части электромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенко*. 2015. № 163. С. 221–227.

26. Манойло В.М. Модель регулирования процесса течения газо-воздушной смеси в горловине диффузора смесителя, системы топливоподачи автотракторного ДВС. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2018. № 14. С. 169–173.

27. Манойло В.М. Матмодель газового двигателя, используемого в качестве привода мобильного транспортного средства. *World World Science. Warsaw: RS Global*. №9 (37). September. 2019. P. 15–25.

28. Манойло В.М. Управление дроссельной заслонкой системы воздухообеспечения транспортного двигателя. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2018. № 13. С. 36–41.

29. Манойло В.М. Безмоторный стенд для исследования электроуправляемых газовых дозаторов систем питания автотранспортных двигателей. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2018. № 82. С. 131–136.

30. Манойло В.М., Козлов Ю.Ю. Система регулювання наддуву автотракторних двигунів для транспортних засобів АПК. *Техніка і технології АПК*. 2018. № 10–11 (108). С.19–21.

31. Манойло В.М. Дослідження характеристик автотранспортного двигуна 6ГЧН 13/14 з наддувом і розподіленою подачею газу. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. 2018. № 296. С.143–147.

32. Turinskyi O., Iasechko M., Manoylo V., та ін. Protection of board radioelectronic equipment from the destructive powerful electromagnetic radiation with the use of natural technologies. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2019. Vol. 4, № 11. P. 542–548. (Scopus)

33. Iasechko M., Gnusov Y., Manoylo V., та ін. Determination of requirements for the protection of radio-electronic equipment from the terroristic influence by electromagnetic radiation. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2019. Vol.7, №12. P. 772–777. (Scopus)

34. Iasechko M., Mozhaiev M., Manoylo V., та ін. Conditions for reliable transmission of information over long distances using a powerful electromagnetic radiation. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2020. Vol. 8: Issue 1. P. 138–144. (Scopus)

35. Manoylo V., Arhun Shch., Kalinin E., та ін. Looking into characteristics of a designed electromagnetic gas regulator for the power supply system of a motor vehicle. *2020 IEEE 40th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO)*. April 24-26, 2020. P. 629–634. (Scopus)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

36. Сериков С.А., Бороденко Ю.Н., Манойло В.М., та ін. Микропроцессорные системы управления газовыми двигателями внутреннего сгорания. *Сборник доклади XI-й научно-технической конференция с международно участие «Транспорт, экология – устойчиво развитие»*. Технически университет – Варна, 2005. С. 440–445.

37. Манойло В.М., Миронов М.В., Линник Е.В., та ін. Безмоторный стенд для исследования автотракторных электроуправляемых газовых форсунок. *Матеріали III-ї Всеукраїнської науково-технічної конференції науково-педагогічних та інженерно-технічних працівників «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення»*. Первомайськ: ППІ НУК, 2009. С. 79–85.

38. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Липинский М.С. Обґрунтування ступеня наддування для двигуна 6ГЧ 13/14 в умовах використання бідних газоповітряних сумішей. *Тези доповідей XVIII Міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології, наука, техніка, технологія освіта, здоров'я»*. Харків: НТУ «ХП», 2010. С. 161.

39. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Липинський М.С. Результати оцінки пропускної спроможності дозаторів газу автотракторного газового двигуна 6ГЧ 13/14. *Збірник тез доповідей 72-ї Міжнародної науково-технічної конференції Академії залізничного транспорту, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України та інших країн*. Харків: УДАЗТ, 2010. С. 286–287.

40. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Электромагнитный дозатор газа систем питания автотракторных ДВС конвертированных из дизеля. *Матеріали IV-ї Всеукраїнської науково-технічної конференції науково-педагогічних та інженерно-технічних працівників «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення»*. Первомайськ: ППІ НУК, 2011. С. 300.

41. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Система управления распределенной подачей газа для двигателя средней мощности конвертированного из дизеля. *6-е Луканинское чтение. Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе: тезисы докладов международной научно-технической конференции*. М.: МАДИ, 2013. С. 19–21.

42. Манойло В.М., Дзюбенко А.А., Липинский М.С. Исследование характеристик системы управления распределенной подачей газа двигателя 6ГЧН 13/14. *Матеріали V-ї Всеукраїнської науково-технічної конференції науково-педагогічних та інженерно-технічних працівників «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення»*. Первомайськ: ПП НУК, 2013. С. 320.

43. Манойло В.М. Динамические структурные схемы многоконтурных систем газового ДВС транспортного назначения. *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація»*. Харків: ХНТУСГ, 2018. С. 65–66.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

44. 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. № (25). С. 42–45.

45. 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.

46. Датчик частоти обертання та кута положення: пат. 77233 Україна, (51) МПК (2006) G01P 3/42. Абрамчук Ф.І., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № 2004 9705245 від 01.07.2004; опубл. 16.11.2006. бюл. № 11.

47. Спосіб керування форсованим включенням електромагніта виконавчого пристрою і пристрій для його виконання: пат. 87359 Україна, (51) МПК (2009) H03K 17/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2007 10124 від 10.03.2009; опубл. 10.07.2009. Бюл. № 13.

48. Датчик частоти обертання та кута положення: пат. 88054 Україна, (51) МПК (2009) G01P 3/00. Лінник Є.В., Манойло В.М., Бабенко П.Г.; заявка № а2007 101125 від 10.09.2007; опубл. 10.09.2009. Бюл. № 17.

49. Система запалювання високої енергії: пат. на кор. модель 57928 Україна, (51) МПК (2009) F02P 3/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 03590 від 29.03.2010; опубл. 25.03.2011. Бюл. № 6.

50. Система регулювання газодизеля: пат. 89683 Україні, (51) МПК (2009) F02D 19/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2008 02031 від 18.02.2008; опубл. 25.02.2010. Бюл. № 4.

51. Двопаливна інжекторна система живлення для двигуна внутрішнього згоряння: пат. 97303 Україна, (51) МПК (2011.01) F02D 41/00, F02B 69/00, F02D 19/00, F02M 21/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 08314 від 05.07.2011; опубл. 25.01.2012. Бюл. № 2.

52. Застосування тіла розжарення лампи накаливання як термочутливого елемента швидкодіючих датчиків температури: пат. 65905 Україна, (51) МПК (2011.01) G01K 7/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 03590 від 29.03.2011; опубл. 26.12.2011. Бюл. № 24.

53. Електромагнітний газовий дозатор системи живлення газового двигуна: пат. на кор. модель 76717 Україна, (51) МПК (2013.01) F02M 51/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Дзюбенко О.А., та ін.; заявка № u2012 08523 від 10.07.2012; опубл. 10.01. 2013. Бюл. № 1.

54. Комбінована силова установка транспортного засобу: Пат. на кор.

модель 70248 Україна, (51) МПК (2012.01) В60К 5/00. Туренко А.М., Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2011 09363 від 26.07.2011; опубл. 11.06.2012. Бюл. № 11.

55. Спосіб визначення часових і фазових характеристик роботи електромагнітних виконавчих пристроїв: пат. 101453 Україна, С2 (51) МПК (2013.01) Н01Н 3/00, G05В 23/02 (2006.01), G01DR31/00. Лінник Є.В., Міронов М.В., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2012 02031 від 05.02.2012; опубл. 25.03.2013. Бюл. № 6.

56. Газовий двигун внутрішнього згоряння, конвертований з дизеля: пат. на кор. модель 81552 Україна, (51) МПК F02В 23/06, F02В 23/08. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Кабанов О.М., та ін.; заявка № а2012 12862 від 12.11.2012; опубл. 10.07.2013. Бюл. № 13.

57. Газовий двигун внутрішнього згоряння, конвертований з дизеля: пат. 103249 Україна, (51) МПК F02В 1/00, F02В 3/00, F02В 23/06, F02В 23/08. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Кабанов О.М., та ін.; заявка № а2012 00418 від 16.01.2013; опубл. 25.09.2013. Бюл. № 18.

58. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. на кор. модель 82136 Україна, (51) МПК В60К 6/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Жилін С.С., та ін.; заявка № а2013 00167 від 03.01.2013; опубл. 25.07.2013. Бюл. № 14.

59. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 103978 Україна, (51) МПК (2013.01) В60К 6/00, F02В 73/00, F02G 1/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Жилін С.С., та ін.; заявка № а2013 00162 від 03.01.2013; опубл. 10.11.2013. Бюл. № 23.

60. Дросельний вузол системи повітропостачання ДВЗ: пат. на кор. модель 110618 Україна, F01L/00, F02M23/00.00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Дзюбенко О.А., та ін.; заявка № а2013 00833 від 24.01.2013; опубл. 25.10.2016. Бюл. № 20.

61. Двохтактний двигун внутрішнього згоряння з кулачковою шайбою та з підводом теплоти при постійному об'ємі ротора: пат. на кор. модель 118331 Україна, F02В23/06, F02В23/08. Кучава О.О., Манойло В.М., Морозов І.Є., та ін.; заявка № u2016 10187 від 06.10.2016; опубл. 10.06.2017 р. Бюл №15.

62. Роторно-поршнева турбіна з випарним охолодженням ротора: пат. на кор. модель 113119 Україна, F02В 53/02, F02В 55/08, F02В 55/04, F02G 1/04. Кучава О.О., Манойло В.М., Морозов І.Є., та ін.; заявка № u2016 07894 від 12.07.2016; опубл. 10.01.2017 р. Бюл №1.

АНОТАЦІЯ

Манойло В.М. Підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту і їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття вченого ступеню доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Міністерства освіти і науки України, м. Харків, 2020.

У дисертації наведено нове рішення науково-прикладної проблеми підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту і їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі.

Робота базується на експериментальних дослідженнях, комплексних

методах оцінки технічного стану елементарних і багатоланкових систем, а також методі оптимізації конструктивних і режимних параметрів технічних систем газового ДВЗ, які впливають на динамічні властивості і стійкість функціональних систем, а також тягово-швидкісні режими руху, які забезпечують підвищення економічності і екологічної безпеки та ефективності технічної експлуатації конвертованого АТЗ для роботи на природному газі.

Проведені експериментальні дослідження на розгорнутому стенді підтвердили ефективність запропонованих методів при конвертації засобів транспорту для роботи на природному газі.

З результатів порівняльних досліджень по їздовим циклам вантажного автомобіля КрАЗ-5401К2 з двома варіантами газових двигунів мод.8212.10-221 з іноземним обладнанням фірми Bosch та дослідного зразка ДВЗ ЯМЗ-5362Г з вітчизняною ГПА, щодо забруднюючих викидів у навколишнє середовище, встановлено що обидва варіанти ДВЗ відповідають вимогам Euro-4.

Ключові слова: конвертація, газовий ДВЗ, комплексні методи діагностування технічних об'єктів, техніко-економічні показники, експеримент.

АННОТАЦИЯ

Манойло В.М. Повышение эффективности эксплуатации средств транспорта и их функциональных систем, конвертированных для работы на природном газе. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.20 – эксплуатация и ремонт средств транспорта. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет МОН Украины. – Харьков, 2020.

В диссертации приводятся новые комплексные методы оценки технического состояния, которые обеспечивают решение важнейшей прикладной проблемы повышения эффективности транспортных средств и их функциональных систем, конвертированных для работы на природном газе.

Усовершенствована СУ РПГ и система зажигания ДВС конвертированного АТС. Разработаны структурная схема и блок управления СУ РПГ.

Получил дальнейшее развитие метод экспериментальных исследований технических систем воздухообеспечения и подачи газа конвертируемого АТС, который базируется: на методике снятия и обработки результатов расходных и технико-экономических показателей конвертируемого газового ДВС.

Усовершенствован метод параметрической идентификации показателей ДВС, отображающий тягово-скоростные характеристики конвертируемого СТ; применением ММПЭ определены функции отклика, с помощью которых получены статические характеристики показателей безнадувного двигателя с распределенной подачей газа.

Разработан комплект математических моделей объектов диагностирования и автоматического управления параметрами элементарных ТС воздухообеспечения, зажигания и топливоподачи двигателя АТС, конвертированного для работы на природном газе.

Разработан метод оценки технического состояния для элементарных

технических систем конвертируемого АТС, с применением математических методов, основанных на принципе суперпозиции и функциональных уравнений.

Разработан метод оценки технического состояния сложных многоконтурных разомкнутых технических систем, с использованием операционного метода прямого и обратного преобразований Лапласа.

Получили дальнейшее развитие МОКиРП газового ДВС, который базируется: на критерии детонации и методе исследования пространства параметров с использованием сеток проф. И.М. Соболя и проф. Р.Б. Статникова, что позволило решить задачи оптимизации конструктивных и регулируемых параметров (α , θ , n , β , π_k) с помощью которых осуществляется управление рабочим процессом силовой установки автотранспортного средства.

Из результатов сравнительных испытаний обеих вариантов газовых двигателей мод.821.10-221 с иностранным оборудованием и конвертируемого образца газового ДВС ЯМЗ-5362Г с отечественной ГТА, установлено, что оба варианта двигателей отвечают нормам Euro-4.

Ключевые слова: конвертация, газовый ДВС, комплексные методы диагностирования технических объектов, технико-экономические показатели, эксперимент.

ABSTRACT

Manoylo V.M. Improving the efficiency of transport vehicles and their functional systems, convertible to work on natural gas. – Qualifying research paper, manuscript copyright.

Dissertation for obtaining the degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 05.22.20 – Operation and repair of means of transport. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine. – Kharkiv, 2020.

The dissertation presents a new solution to the scientific and applied problem of improving the efficiency of transport vehicles and their functional systems, convertible to work on natural gas.

The work is based on experimental studies, complex methods for evaluating the technical condition of elementary and multi-faceted systems, as well as the method for optimizing the design and mode parameters of technical systems of gas engine that affect the dynamic properties and stability of functional systems, as well as traction-velocity modes of movement that provide an increase efficiency and environmental safety and efficiency of the technical operation of the converted motor vehicle for operation on natural gas.

The conducted experimental research at the expanded stand confirmed the effectiveness of the proposed methods for converting means of transport for operation on natural gas.

From the results of comparative studies on the riding cycles of the KrAZ-5401K2 truck with two variants of the gas engines of mod. 8212.10-112 with foreign equipment of the company Bosch and the prototype of the engine with domestic gas equipment with regard to the polluting emissions to the environment, it was established that both variants of the engine correspond to the requirements of Euro-4.

Keywords: conversion, gas engine, complex methods of diagnosing technical objects, efficiency, ecological indicators, experiment.

Підписано до друку 25.09.2020.
Формат паперу 60x84 1/16. Папір для множних апаратів
Друк цифровий. Умовн. друк. арк. 2,45. Обл.-вид. арк. 2,06
Тираж 100 прим.

Надруковано у копі-центрі «Panda-Print»
(ФО-П Панарін В.С.)
61050, м. Харків, м. Фейєрбаха, 11-б

