

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

Міжнародної науково-практичної конференції
до Дня автомобіліста та дорожника

**"Сучасні технології в автомобілебудуванні,
транспорті та при підготовці фахівців"**

23-25 жовтня 2023 р.



Харків 2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

**Міжнародної науково-практичної конференції
до Дня автомобіліста та дорожника**

**"Сучасні технології в автомобілебудуванні,
транспорті та при підготовці фахівців"**

23-25 жовтня 2023 р.

(Посвідчення УкрІНТЕІ № 572 від «19» грудня 2022 р.)



Харків 2023

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

КЕРІВНИКИ ОРГКОМІТЕТУ

Богомолов Віктор Олександрович – ректор ХНАДУ, д.т.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії України, академік Транспортної академії України, голова організаційного комітету конференції;

Дмитрієв Ілля Андрійович – проректор ХНАДУ з наукової роботи, д.е.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету конференції;

Леонтєєв Дмитро Миколайович – декан автомобільного факультету ХНАДУ, д.т.н., відповідальна особа за організацію та проведення конференції

ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

Клименко Валерій Іванович - зав. кафедри автомобілів ХНАДУ, д.т.н., професор, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, академік Транспортної академії України;

Гнатов Андрій Вікторович - д.т.н., професор кафедри автомобільної електроніки ХНАДУ;

Батигін Юрій Вікторович - зав. кафедри фізики ХНАДУ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України;

Волков Володимир Петрович – зав. кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ХНАДУ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України;

Матейчик Василь Петрович – декан автомеханічного факультету Національного транспортного університету м. Київ, д.т.н., професор, Відмінник освіти України, академік Транспортної академії України;

Воропай Олексій Валерійович – зав. кафедри деталей машин ХНАДУ, д.т.н., професор;

Подригало Михайло Абович – зав. кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, д.т.н., професор,

Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, академік Транспортної академії України;

Воронков Олександр Іванович – зав. кафедри двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ, д.т.н., професор;

Сахно Володимир Прохорович – зав. кафедри „Автомобілі” НТУ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України;

Гелашвілі Отар Георгієвич – декан транспортного і машинобудівного факультету д.т.н., проф. Грузинський технічний університет, Грузія;

Топаліді Валерій Анатолійович – к.т.н., доцент Ташкентського автомобільно-дорожнього університета, м. Ташкент, Узбекистан;

Димитров Ангел – проф. технічний Університет, м. Варна, Болгарія;

Роланд Лахмайер – доктор-інж., технічний Університет, м. Ганновер, Німеччина;

Олексій Антошків – доктор філософії, доктор-інж., Бранденбургський технічний університет, Німеччина;

Aleksander Wroblewski – Prof. dr. hab. eng., Польща;

Yuliya Gorb – Associate Professor, Department of Mathematics, University of Houston

Oleg Sergienko – Associate Professor, Engineering Institute of Universidad Autonoma de Baja California

ЗМІСТ

Секція 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

Альокса М.М.	14
Аналіз результатів тестування зимних шипованих шин розмірності 205/55R16 на гальмівну ефективність	
Васильєв О.С., Криворот А.І., Скорик М.О., Орисенко О.В.	15
Аналіз впливу умов експлуатації на паливно-економічні характеристики автомобіля КрАЗ-6322 із різними силовими агрегатами	
Войтків С.В.	18
Аналіз і вибір компоновальних схем для проектування модульно-уніфікованих повнопривідних колісних шасі	
Клименко В.І., Лукашов І.В.	21
Перспективні напрямки створення та удосконалення автомобілів марки «ХАДІ» в умовах статусу лабораторії національного надбання	
Колісник В.О.	23
Порівняльний аналіз однотрубних газових, гідравлічних та електромагнітних амортизаторів	
Леонтєв Д.М., Сінельнік Д.Б.	24
Щодо впливу координати центру тяжіння вантажу на перерозподіл вертикальних реакцій в опорах причепа з центральними осями	
Леонтєв С.М., Ярита О.О.	25
Щодо методики визначення температури при моделюванні робочих процесів в пневматичних приводах	
Сметанін Г.В., Ярита О.О.	26
Щодо питання розгону багатовісного автомобіля з електроприводом ведучих коліс	
Овчаренко Ю.Є.	27
Транспортні засоби категорії L та M ₁ G, як засоби рухомості для озброєння та воєнної техніки	
Рижих Л.О.	29
Вибір і обґрунтування параметрів крокового електродвигуна для модулятора АБС	

Чорний С.Л. 30
Аналіз конструкції підвісок автомобілів категорії М1 та вплив їх на маневрування

Шуклінов С.М., Леонтьев Д.М., Ужва А.В., Ткачов О.Ю. 32
Визначення радіусу кочення колеса при моделюванні динаміки драгстера

Секція 2. ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС АВТОМОБІЛІВ

Болдовський В.М. 37
Розвиток транспортної інфраструктури для експлуатації електричних автомобілів в Україні

Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В. 38
Альтернативні технології в технічній експлуатації автомобілів

Горбик Ю.В. 41
Метод діагностування електромагнітних форсунок систем впорску бензину на основі оцінки їх продуктивності

Зибцев Ю.В. 46
Розвиток обладнання для діагностики ходової частини автомобіля

Макаров В.А., Савенок Д.В., Кузьмін В.С. 49
Напрямки розвитку системи мотивації працівників підприємств автосервісу

Малов І.О., Шакарян А.А., Павленко В.М. 52
Застосування штучного інтелекту в системах зворотного зв'язку з водієм автомобіля

Мармут І.А, Себко Д. П. 54
Аналіз поздовжньої стійкості тривісного автомобіля на роликовому стенді схеми «1+1»

Мастепан М.А., Кузьміна В.П., Шамшур А.Е. 57
Оцінка ефективності технічного забезпечення виробничого процесу підприємства автосервісу

Мастепан С.М. 60
Удосконалення процесів управління запасами матеріальних ресурсів для обслуговування автомобілів

Мастепан С.М., Макарова Т.В., Виноградов М.С. 63
Організація системи моніторингу процесу виробництва послуг на підприємстві автосервісу

Наглюк М.І. 66
Залежність зміни електропровідності антифризу від температури

Назаров О.І., Семченко В.В. 69
Оцінка відносного зносу фрикційних поверхонь гальмівних механізмів легкових автомобілів

Осадчий М.М., Степашко І.О., Павленко В.М. 72
Аналіз підходів до керування терміном експлуатації автомобіля

Худяков І.В., Грицук І.В., Пінчук А.В., Музичка Д.Г. 75
Особливості системи дистанційного моніторингу комплексу експлуатації транспортного засобу

Шкрябло А.В., Покотис І.О., Павленко В.М. 79
Аналіз автоматизованих систем діагностики легкових автомобілів

Секція 3. ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ

Болдовський В.М. 82
Підвищення якості виготовлення деталей вдосконаленням системи контролю точності металорізальних верстатів

Войтків С.В. 83
Концепція створення типорозмірного ряду модульно-уніфікованих повнопривідних колісних шасі

Дудукалов Ю.В., Бобрусенко О.О., Фролов С.Є. 86
Структурні рівні інтелектуалізації роботизованих технологічних об'єктів

Захарчук О.В., Собко М.П., Проневич В.В., Танюк С.А. 89
Економічна доцільність відновлення деталей транспортних засобів

Секція 4. ПЕРСПЕКТИВНІ ДВЗ

Афонін В.М., Воробйов Д.В., Кульбачний Є.І. 91
Вибір раціональних параметрів впускного тракту для поліпшення умов наповнення циліндрів дизеля

Балака М.М., Лисак С.І., Міщук Д.О., Рєпін В.Ю.	93
Проблеми та перспективи застосування альтернативних видів палива на автотранспорті	
Воронков О.І., Стрілець М.В., Круговий А.О., Ганцев В.В.	96
Установка для випробування двигунів	
Воронков О.І., Гончаров С.В., Датченко С.В.	99
Підвищення потужності моторгенератора	
Гора М.Д.	102
Поліпшення показників сучасного бензинового двигуна в режимах повних навантажень використанням кисневмісного газу	
Грицук І.В., Туріца В.М., Шпирко А.Ю., Шпаков Р.І., Федоров Д.В.	103
Підвищення ефективності експлуатації енергетичної установки судна «AIDACOSMA» за рахунок використання газових палив в умовах портової інфраструктури	
Грицук І.В., Романцов А.В., Ступаков Д.О., Ткаченко Ю.А., Ткачук Д.В.	110
Особливості реалізації задачі підвищення оперативної готовності енергетичної установки портового буксиру шляхом удосконалення його теплової підготовки	
Грицюк О.В., Сусла А.О.	115
Аналіз розвитку підходів до моделювання зшх автомобільного дизеля у вітчизняному двигунобудуванні	
Єфремов А.О.	120
Розробка вимірювального комплексу по дослідженню хвильових явищ у впускному колекторі дизельного двигуна	
Корогодський В.А., Усов О.О., Матиско О.О., Хомутов М.А., Журавель О.А.	122
Визначення впливу конструктивних особливостей надпоршевого об'єму двотактного двигуна на інтенсивність руху робочого тіла в камері згоряння	
Криштопа Л.І., Власюк Ю.С., Труханівський А.М., Левко А.В.	128
Покращення паливно-економічних характеристик ДВЗ шляхом їхнього переведення на водневі палива	
Криштопа С.І., Мисів О.О., Гріштор Т.Т., Солярчук І.М.	131
Дослідження показників роботи переобладнаного на піролізний газ дизельного двигуна	

Кузьменко А.П., Солодкий Є.І., Стоянов Б. Д., Кульминський О.О.	134
Основні тенденції створення та дослідження сучасних вітчизняних швидкохідних дизелів розмірності 8,8/8,2 що перекривають діапазон потужності 25-150 квт	
Ліньков О.Ю., Шевченко О.С.	137
Підвищення надійності деталей камери згорання двигунів за рахунок моніторингу роботи паливної системи	
Манойло В.М., Солодкий Є.І., Федорченка М.С., Пігарєв Д.О.	139
Шляхи екологізації дизелів застосуванням зовнішньої нейтралізації відпрацьованих	
Міщенко М.Т.	141
Дослідження тенденції світового розвитку патентування розробок в галузі автомобілебудування	
Нікітченко І.М., Созикін М.В., Махиненко Б.Г.	144
Розрахунок робочого процесу гібридної силової пневматичної установки на базі двигуна 4Ч 7,5/7,35	
Погорлецький Д.С., Грицук І.В., Худяков І.В.	146
Моніторинг температур охолоджуючої рідини двигуна транспортного засобу з утилізацією теплоти відпрацьованих газів тепловим акумулятором	
Сікерін В.Є., Стукал І.С., Чебаненко В.В, Янковський Д.О., Білоусов Є.В.....	149
Оптимізація геометричних параметрів проточної частини газоподаючого модуля малооборотного газодизельного двигуна	
Тесленко Е.В., Савич Д.В., Сироватський Л.В.	152
Розробка загального виду клапанного механізму з гідравлічним приводом клапанів	
Чучуменко Б.С., Кравченко С.С.	155
Обґрунтування параметрів послідовної гібридної силової установки легкового автомобіля	
Arsenii Buchok, Tatyana Kolesnikova, Vitalii Herasymenko, Valentyn Babych.	158
Analysis of modeling methods for creating a rodless internal combustion engine with cylinder deactivation	

Oleksandr Kakun, Tatyana Kolesnikova, Artem Didyk, Danylo Podolskiy, Mikhailo Kobilyatsky, Sergei Zavgorodnii, Yehor Yemets 162
Theoretical studies of two-stroke engine with adjustable compression ratio

Roman Varbanets, Dmytro Minchev, Iryna Savelieva, Andriy Rodionov, Tetiana Mazur, Sviatoslav Psariuk, Vyacheslav Bondarenko, Vladyslav Kyrnats 166
Improving diagnostic methods for ship diesel engines to meet international maritime organization (imo) carbon reduction requirements

Skonieczna Daria, Vrublevskiy Oleksandr, Wesolowski Pawel 169
Correlation analysis of physicochemical, rheological and tribological properties of used lubricants

Секція 5. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ І КОНСТРУКЦІЙ

Авершин А.Г. 172
Питання чисельного моделювання поширення забруднень з точки зору використання ГІС технологій

Біловол О.В. 176
Метричні властивості простору як відображення особливостей механічної системи

Воропай О.В., Шарапата А.С. 179
Дослідження впливу кута зачеплення на параметри прямозубої циліндричної передачі

Гогоренко О.А., Немченко А.В. 182
Оцінка ймовірності утворення конденсату в охолоджувачах наддувного повітря

Єгоров П.А., Поваляєв С.І. 185
Відновлення роботоздатності неметалевих зубчастих передач

Карпенко В.О., Нескреба Е.Є. 188
Жорсткість як параметр оцінки стану автомобільної шини в період стартового руху

Коряк О.О. 191
Особливості сферичного руху хрестовини шарніра нерівних кутових швидкостей

Красніков С.В. 194
Модальний аналіз парової турбіни великої потужності поблизу робочої частоти

Міщенко І.В., Чернов В.М. 198
Особливості застосування квазістаціонарного методу при розрахунках складних пневмомеханічних систем

Роговий А.С., Рень Ціншен, Нескорожений А.О., Тімченко Є.І. 201
Взаємне розташування тангенціальних каналів вихорокамерних нагнітачів у бездренажному режимі роботи

Секція 6. АВТОТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА ТА БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ

Бороденко Ю.М. 205
Класифікаційний аналіз електронних систем допомоги водію та безпеки руху

Ганжеєв Д.І., Фалендиш А.П. 208
Каталізатори критичних психоемоційних станів учасників дорожнього руху

**Колісник М.П., Лиходій О.С., Червоноштан А.Л., Кріпак М.С.,
Копа С.А. 211**
Моделювання стійкості автомобіля, як зразка технічної системи, при русі на спуск та можливому повздовжньому перекиданні

Ярита О.О., Шаповаленко В.О. 214
Аналіз методик дослідження бокового зіткнення для нових транспортних засобів

Секція 7 . ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ

Аргун Щ.В., Гнатов А.В., Ульянець О.А., Трунова І. С. 217
Аналіз можливостей впровадження електробусів у міському транспорті в Україні

Аргун Щ.В., Свідлов В.А. 220
Інноваційні технології для ефективних гібридних та електричних приводів у сучасних автомобілях

Болдовський В.М. 222
Перспективи використання в Україні автомобілів, що працюють на сонячній енергії

Борисенко А.О., Церковний Д.О. 223
Дослідження удосконалених систем допомоги водію

Бороденко Ю.М., Волобуєв Д.С.	227
Економічні та соціальні аспекти віртуалізації лабораторного практикуму в електротехнічних дисциплінах	
Бороденко Ю.М., Гребенніков Д.О.	229
Визначення вихідних даних для енергетичного розрахунку рекуперативного пневмогібриду	
Войтків С.В.	232
Тенденції і перспективи розвитку конструкцій маловантажних міських розвізних електромобілів	
Гнатов А.В., Буряківський В.А.	235
Аналіз тестів запасу руху електромобілів	
Гнатов А.В., Сохін П.А., Долгій М.О.	238
Дослідження обладнання автокемпера автономною сонячною електростанцією	
Гнатов А.В., Товстокорий М.Ю.	242
Аналіз роботи системи екстреного гальмування за різних дорожніх обставин	
Гнатов А.В., Ульянець О.А., Никоненко О.О.	246
Індукційний підігрів повітря в пневмодвигуні для міського автотранспорту	
Двадненко В.Я., Коновалов Д.Г.	250
Підвищення ефективності автомобільного генератора шляхом використання активного випрямляча	
Двадненко В.Я., Медведський К.І.	253
Підвищення ефективності зарядки автомобільного акумулятора при експлуатації в міських умовах	
Дзюбенко О.А., Богдан Д.І.	255
Інформаційно-вимірювальний комплекс для дослідження ефективності фотоелектричних панелей	
Дзюбенко О.А., Лисак І.А.	258
Розробка універсальної рухомої платформи з електроприводом	
Дембіцький В.М.	261
Підвищення ефективності систем рекуперативного гальмування: огляд сучасних досліджень	
Моргунов О.С.	264
Алгоритм конвертація автомобіля MITSUBISHI ASX 2010 в електромобіль	

Нечаус А.О., Рикун В.Г., Васильєв В.Ю.	267
Застосування систем автоматизованої обробки автомобільної діагностичної інформації	
Нечаус А.О., Воронінко М.А.	270
Дослідження системи керування гібридною силовою установкою електромобіля у динамічних режимах	
Нечаус А.О., Драчук Р.А.	274
Моделювання системи керування швидкістю та моментом двигуна електромобіля	
Нечаус А.О., Ручка О.О., Лавчи М.В.	276
Дослідження електронних систем керування двигунами внутрішнього згорання сучасних автомобілів в ході приймально-здавальних випробувань	
Смирнов О.П., Борисенко В.О.	278
Перспективи використання технології від електромобіля до мережі для умов України	
Hanna Hnatova	281
Justification of the importance of improving the battery management system in electric vehicles	
Khrulev A., Saraiev O.	284
Regularities of piston-side force change in crank mechanism under excessive loads caused by breakage of operating conditions	
Сараєва І.Ю., Рудаков О.А., Суханов М.Ю., Жилін О.Б.	289
Удосконалення системи діагностування двигуна автомобіля	

Альокса Микола Миколайович к.т.н., професор кафедри Автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно - дорожній університет

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ТЕСТУВАННЯ ЗИМНИХ ШИПОВАНИХ ШИН РОЗМІРНОСТІ 205/55R16 НА ГАЛЬМІВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ

Аналіз виконано за отриманими результатами тестових випробувань зимних шипованих шин розмірності 205/55R16, надрукованих в журналах «За кермом» [1-4]. Дослідження проводились на чотирьох покриттях: льод, сніг, мокрий та сухий асфальт. Наведені результати показали, що нема універсальних шин, які однаково добре гальмували на усіх покриттях. Мали місце крайні випадки, коли найкраща шина на льоду виявилась найгіршою на сухому асфальті [1]. Недалеко відійшла шина із другим результатом на льоду та передостаннім з одинадцяти комплектів тестованих шин, на сухому асфальті. Здивували наведені в роботі [4] отримані результати, коли великий розрив між лідером та аутсайдерами. Цього не спостерігалось у публікаціях [1-3]. Різниця при гальмуванні на льоду між результатами найгіршої та найкращої шин склала 131,6% [4], на снігу -26,7% [1], на мокрому асфальті – 17,1% [4], на сухому асфальті – 10,7% [4].

Найкращі показники мали шини відомих брендів, виготовлені у самій країні прописки фірми.

Враховуючи, що найбільш небезпечним є гальмування на льоду, то на автомобіль слід встановлювати зимні шиповані шини розмірності 205/55R16 відомих брендів, наприклад, Continental (Німеччина), Nokian (Фінляндія).

Література

1. Мішин С. І перетворилися калюжі на скло. – «За кермом», 2011, № 10, с. 182-188
2. Мішин С. Криголам. Випробовуємо шини 205/55R16. . – «За кермом», 2013, № 10, с. 118-123
3. Мішин С. Біле та чорне. . – «За кермом», 2015, № 10, с. 106-112
4. Мішин С., Тестов Д. Цвях програми. – «За кермом», 2013, № 10, с. 118-123

Васильєв Олексій Сергійович, к.т.н., доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», a.s.vasiliev.76@gmail.com

Криворот Анатолій Ігорович, к.т.н., доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», anatoliikryvorot@gmail.com

Скорик Максим Олексійович, старший викладач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», maxym.skoryk@gmail.com

Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент, завідувач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», oleksandr.orysenko@gmail.com

АНАЛІЗ ВПЛИВУ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЯ КрАЗ-6322 ІЗ РІЗНИМИ СИЛОВИМИ АГРЕГАТАМИ

Автомобіль КрАЗ-6322 являє собою багатоцільовий бортовий транспортний засіб із підвищеною прохідністю, збільшеною вантажопідйомністю, що може бути використана для буксирування, перевезення вантажу та пасажирів. Його експлуатація можлива на дорожній місцевості, там де відсутня асфальтова дорога, пересічній місцевості, в надзвичайних природних умовах.

Автомобіль моделі КрАЗ-6322 на вибір оснащується двигунами ЯМЗ-238Д-33 або ЯМЗ-238ДЕ2-29, які були з ним із періоду розробки, а також сучасні Cummins L360-2, Ford-Ecotordq або Deutz TCD 2013 L06 4V, що встановлюють для покращення технічних характеристик даної моделі автомобілів КрАЗ [1, 2].

Метою дослідження є аналіз впливу умов експлуатації автомобіля КрАЗ-6322 із різними силовими агрегатами на його паливно-економічні характеристики.

Паливно-економічна характеристика є однією із основних експлуатаційних характеристик автомобіля, яка показує його витрати палива.

Джерелом витрат палива на досліджуваному автомобілі КрАЗ-6322 є двигун внутрішнього згоряння, який перетворює згоряння дизельного палива на ефективну роботу. У нашому випадку ми розглянемо три двигуни, які встановлюються на даному транспортному засобі, а саме ЯМЗ-238ДЕ2-29, Cummins L360-2, Deutz TCD 2013 L06 4V.

Отже паливна економічність двигуна визначається питомою витратою палива g_e (г/кВт·год). На ці витрати впливає тип двигуна, ступінь навантаження на двигун, кутова швидкість колінчастого валу [3].

Взагалі питому витрату палива визначають за формулою [3]

$$g_e = g_N \cdot K_\omega \cdot K_N, \quad (1)$$

де g_N – питома витрата палива при максимальній потужності двигуна,

г/кВт·год.;

K_N – коефіцієнт, який враховує потужнісний режим роботи двигуна;

K_ω – коефіцієнт, який враховує швидкісний режим роботи двигуна.

Значення коефіцієнтів визначається за емпіричними формулами [3].

Для дослідження паливно-економічних характеристик автомобіля КрАЗ-6322 з різними силовими установками обрано сьому передачу, так як її передавальне число близьке до 1, а восьма передача – прискорююча. Що стосується приведенного коефіцієнта дорожнього опору, то розрахунки будемо вести лише для $\psi = 0,018$ та $\psi = 0,03$, тому що інші опори на сьомій передачі автомобіль не подолає незалежно від двигуна, як показали дослідження тягового балансу [4].

Із теорії розрахунку автомобіля відома залежність, яка вказує на те, що зі збільшенням швидкості питома витрата палива зменшується і при номінальному режимі вона дорівнює $g_N = 214$ г/кВт·год.

Шляхові витрати палива, л/100 км, розраховуємо за залежністю [3]

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_{ei}}{10 \cdot V \cdot \gamma_n}, \quad (2)$$

де γ_n – густина палива, кг/л, для дизельного палива $\gamma_n = 0,75$;

V – швидкість автомобіля, км/год.;

N_{ei} – потужність двигун під час руху автомобіля на прямій передачі в дорожніх умовах при різних швидкостях, кВт.

Дане рівняння (2) називається рівнянням витрати палива при сталому русі. На основі даної залежності будується паливно-економічна характеристика для сталого руху автомобіля, яка показує залежність витрат палива від швидкості його руху.

Для зручності аналізу отримані результати представимо у вигляді графіків, які відображають залежності витрат палива від швидкості руху автомобіля КрАЗ-6322 із різними силовими агрегатами при сталому русі за різних дорожніх умов (рисунки 1 – 2).

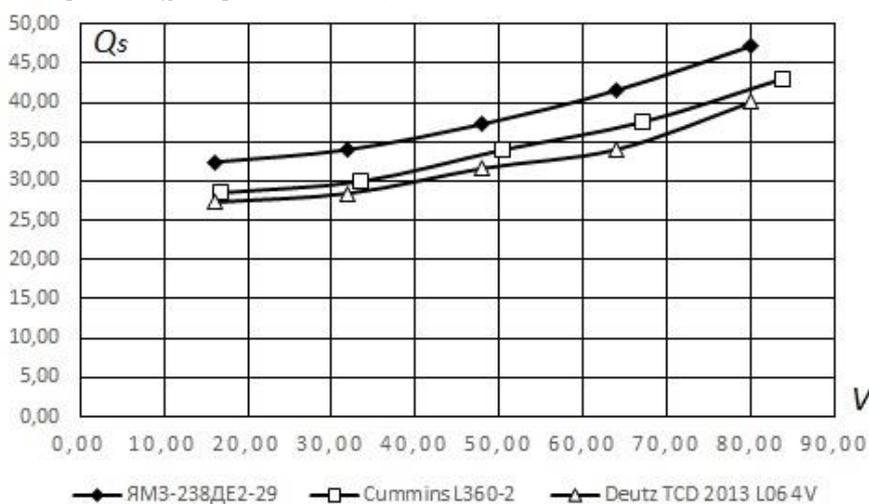


Рисунок 1 – Паливна характеристика автомобіля КрАЗ-6322 із різними силовими агрегатами та приведеним коефіцієнтом дорожнього опору $\psi = 0,018$

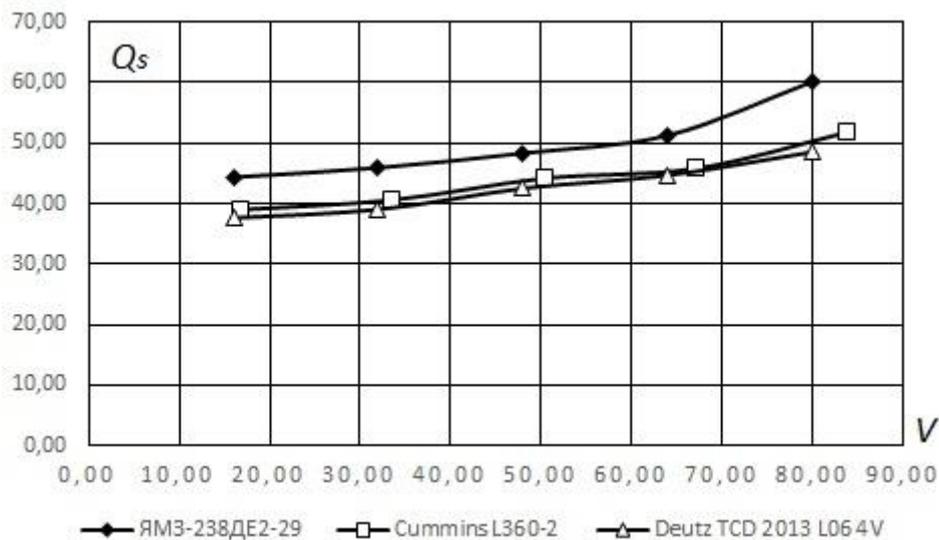


Рисунок 2 – Паливна характеристика автомобіля КрАЗ-6322 із різними силовими агрегатами та приведеним коефіцієнтом дорожнього опору $\psi = 0,03$

Як видно із рисунків 1 – 2, для автомобіля КрАЗ-6322 при $\psi = 0,018$ найменша витрата палива буде із двигуном Deutz TCD 2013 L06 4V на всьому діапазоні швидкостей. При $\psi = 0,03$ витрата палива практично рівна між двигунами Cummins L360-2 та Deutz TCD 2013 L06 4V.

Отже, автомобіль КрАЗ-6322 із силовою установкою ЯМЗ-238ДЕ2-29 матиме найгіршу паливну характеристику під час руху за різних дорожніх умов, а для автомобіля КрАЗ-6322 із силовими установками Cummins L360-2 та Deutz TCD 2013 L06 4V паливна характеристика під час руху за різних дорожніх умов матимуть майже однакові значення. Тоді потрібно підбір оптимальної силової установки вести за тяговим балансом автомобіля, значення якого будуть кращими у транспортного засобу із двигуном Cummins L360-2 [4].

Література

1. КрАЗ-6322. Вільна енциклопедія «Вікіпедія» [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://uk.wikipedia.org/wiki/КрАЗ-6322>. – Назва з екрану.
2. КрАЗ-6322 «Солдат». Коопанія «АвтоКрАЗ» [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://autokraz.com.ua/index.php/uk/produksiya/automobile/military/bortovi-avtomobili/item/1097-kraz-6322-soldat>. – Назва з екрану.
3. Автомобілі. Теорія : навчальний посібник / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков [та ін.] – Одеса : Військова академія, 2017. – 414 с.
4. Залежність зміни динамічного фактору автомобіля КрАЗ-6322 з різними типами силового агрегату / О.С. Васильєв, А.І. Криворот, М.О. Скорик, М.М. Шпилька // Інноваційні аспекти систем безпеки праці, цивільного захисту та захисту інтелектуальної власності : матеріали VIII Всеукр. наук.-практ. Інтернет-конф. (Полтава, 23-24 бер. 2023 р.). – Полтава : ПДАУ, 2023. – С.182-185.

АНАЛІЗ І ВИБІР КОМПОНУВАЛЬНИХ СХЕМ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ МОДУЛЬНО-УНІФІКОВАНИХ ПОВНОПРИВІДНИХ КОЛІСНИХ ШАСІ

Одним перспективних напрямків створення максимально-уніфікованих перспективних моделей колісних шасі, базових для проектування і виробництва автомобілів різного функціонального призначення – транспортних, спеціалізованих та спеціальних, зокрема, повнопривідних, являється застосування послідовного гібридного тягового приводу (ПсТПр). До його складу, як відомо, входить дизель-генераторна установка (ДГУ), тягові акумуляторні батареї (АКБ) та тягові електродвигуни (ЕД).

Застосування ПсТПр особливо доцільне для технологічних автомобілів, основною функцією яких являється не транспортування вантажів а виконання різноманітних технологічних операцій. Практично будь-які робочі механізми таких автомобілів спеціального або спеціалізованого призначення потребують системи приводу їх складових частин, наприклад, водяних та гідравлічних насосів тощо.

Найбільш поширеними повнопривідними вантажними автомобілями являються спроектовані на базі автомобільних шасі з колісними формулами 4x2.2, 6x2.2, 6x4.2 та повнопривідних шасі 4x4.1 і 6x6.1.

Проектування таких базових колісних шасі повинно здійснюватися на основі досягнення максимальної уніфікації їх конструкцій, що передбачає:

- застосування принципів модульного проектування технічних об'єктів або й, навіть, систем;
- застосування, по можливості, мінімізованої номенклатури основних складових частин шасі, зокрема, ДГУ однієї базової моделі, однієї базової моделі тягового ЕД, максимально-уніфікованих керованих, керовано-тягових. тягових та тягово-керованих (за потреби) мостів [1];
- застосування однієї конструкції кабіни водія у двомісному виконанні та її модифікацій більшої вмістимості.

Аналіз основних технічних параметрів повнопривідних базових шасі вантажних автомобілів (табл. 1) показав, що їх силові агрегати мають потужність у межах 88-275 кВт та повні допустимі маси 6000-17400 кг.

Таблиця 1 – Основні параметри базових шасі з колісними формулами 4x4.1 і 6x6.1

Модель	ГАЗ-66	КамАЗ-4350	КрАЗ-5233НЕ	ЗиЛ-131	Урал-375	КамАЗ-4350
Колісна формула	4x4.1			6x6.1		
Допустима повна маса, кг	6000	12000	17400	10500	14000	16000
Потужність ДВС, кВт	88	176	220-275	110	155	191
Питома потужність, кВт/т	14,7	14,7	12,6-15,8	9,2	11,1	11,9

Питома потужність наведених моделей шасі становить 12,6-15,8 кВт/т, а шасі 6x6.1 – 7,0-12,0 кВт/т.

З аналізу допустимих повних мас широко застосовуваних колісних шасі $M_{п} = 10000-16000$ кг та регламентованої допустимої маси для двомостових $[M_{п}] = 18000$ кг і $[M_{п}] = 24000$ кг для тримостових вантажних автомобілів можна зробити припущення про доцільність допустимих повних мас перспективних базових шасі на рівні 8000-12000 кг для шасі 4x4.1 та 12000-18000 кг для шасі 6x6.1.

За умови максимальної уніфікації керованого, керовано-тягового і тягового мостів їх допустима навантага повинна становити 6000 кгс при застосуванні шин відповідної вантажопідйомності не менше 3000 кгс. З огляду на величину питомої потужності тримостових моделей автомобільних шасі у 7,0-12,0 кВт/т необхідна сумарна потужність тягових ЕД повинна становити 80-120 кВт та 120-180 кВт для шасі з колісною формулою, відповідно, 4x4.1 та 6x6.1.

Конструктивно можливі три варіанти розміщення ДГУ:

- вздовж поздовжньої осі симетрії шасі під кабіною водія;
- поперек рами шасі спереду кабіни водія;
- поперек рами шасі позаду кабіни водія (частково під кабіною водія).

З огляду на поперечне розміщення ДГУ її довжина являється лімітуючою, тому при максимально допустимій ширині кабіни у 2,55 м вона не повинна перевищувати 2,4 м. Для розроблення базових шасі за різними компоновальними схемами прийняті ДГУ моделі P165-5 [2] номінальною потужністю 120 кВт виробництва англійської фірми "F.G. Wilson Proprietary Limited", довжина шасі – 6,0 м, величина заднього звису – 1,2 м; типорозмір дисків коліс - 14.00x20".

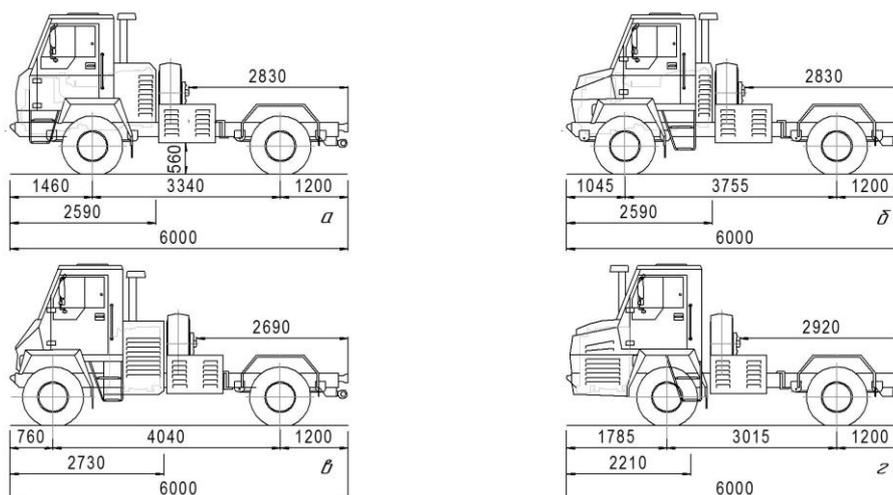


Рис. 1 Базові колісні шасі з розміщенням ДГУ:
 а) і б) – вздовж рами, кабіни вагонного і капотного типів;
 в) – позаду кабіни; г) – попереду кабіни

Для оцінки ефективності конструювальних схем базових шасі з колісною формулою 4х4.1 прийняті наступні показники:

- коефіцієнти прохідності за величиною переднього і заднього звисів

$$k_{i\zeta} = k_{\delta} \cdot \frac{1}{L_{i\zeta}}; \quad k_{\zeta\zeta} = k_{\delta} \cdot \frac{1}{L_{\zeta\zeta}}; \quad (1)$$

де k_{δ} – розмірний коефіцієнт, м; $L_{i\zeta}$ і $L_{\zeta\zeta}$ – величина, відповідно, переднього і заднього звисів, м;

- коефіцієнт прохідності за величинами колісної бази і дорожнього просвіту у середній частині колісної бази

$$k_{\hat{e}\hat{a}} = k_{\delta} \cdot \frac{1}{L_{\hat{e}\hat{a}} + h_{\delta}}; \quad (2)$$

де $L_{\hat{e}\hat{a}}$ – величина колісної бази, м; h_{δ} – дорожній просвіт у середній частині колісної бази, м;

- коефіцієнт завантажувальної довжини рами шасі

$$k_{\zeta\hat{a}\delta} = k_{\delta} \cdot \left(1 - \frac{1}{L_{\zeta\hat{a}\delta}} \right); \quad (3)$$

де $L_{\zeta\hat{a}\delta}$ – величина колісної бази, м;

- узагальнений коефіцієнт технічної досконалості шасі

$$k_{\acute{o}\zeta} = 0,5(k_{i\zeta} \cdot k_{\zeta\zeta} + k_{\hat{e}\hat{a}}) + k_{\zeta\hat{a}\delta}. \quad (4)$$

Розрахункові величини коефіцієнтів прохідності та узагальненого коефіцієнта технічної досконалості колісних шасі з різними конструювальними схемами наведений у табл. 2.

Таблиця 2 – Коефіцієнти прохідності та технічної досконалості базових шасі з колісною формулою 4х4.1 з різними конструювальними схемами

Конструювальна схема	Рис. 1а	Рис. 1б	Рис. 1в	Рис. 1г
Розміщення ДГУ	вздовж рами		позаду кабіни	попереду кабіни
Коефіцієнти прохідності:				
- $k_{i\zeta} / k_{\zeta\zeta}$	0,68/ 0,83	0,96/ 0,83	1,32/ 0,83	0,56/ 0,83
- $k_{\hat{e}\hat{a}}$	0,26	0,23	0,22	0,28
Коефіцієнт завантажувальної довжини рами, $k_{\zeta\hat{a}\delta}$	0,47		0,45	0,49
Узагальнений коефіцієнт, $k_{\acute{o}\zeta}$	0,88	0,98	1,11	0,86

Аналіз компоновальних схем шасі з колісною формулою 4x4.1 за пропонованою методикою показав, що найбільш перспективною для проектування базових повнопривідних шасі з гібридним ПсТПр являється компоновальна схема із поперечним розміщенням ДГУ позаду кабіни водія (рис. 1в). Ще її однією перевагою являється простіший доступ для обслуговування і поточного ремонту ДГУ, адже не потрібна відпадає потреба у відкидній кабіні для проведення технічного обслуговування та поточного ремонту, яка необхідна для схем на рис. 1а і 1б). Окрім того, ця схема забезпечує застосування двох ДГУ, що підвищує живучість військової техніки.

Література

1. Войтків С. В. Система. Матеріали XLIX наук.-техн. конф. підрозділів Вінницького національного технічного університету (НТКП ВНТУ-2020). 18-29 травня 2020 року. З. доп. Вінниця: ВНТУ, 2020. С. 3267-3269.

2. P165-5. URL: <https://madek.ua/images/pdf/P165-5.pdf> (дата звернення 03.08.2023).

УДК 629.371.21(85)

Клименко Валерій Іванович, д. т. н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Лукашов Іван Володимирович, завідувач лабораторії, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПЕРСПЕКТИВНИ НАПРЯМКИ СТВОРЕННЯ ТА УДОСКОНАЛЕННЯ АВТОМОБІЛІВ МАРКІ «ХАДІ» В УМОВАХ СТАТУСА ЛАБОРАТОРІЇ НАЦІОНАЛЬНОГО НАДБАННЯ

Як відомо Уряд України, 4 листопада 2022 року, прийняв рішення з метою збереження унікальних наукових об'єктів, які мають виняткове значення для вітчизняної та світової науки, надав статус національного надбання Навчально-науково-випробувальній лабораторії швидкісних автомобілів (ЛША) імені В. К. Нікітіна Харківського національного автомобільно-дорожнього університету з розвитку науково-технічної творчості та національно-патріотичного виховання молоді. На протязі багатьох років тут створювались і створюються студентами під керівництвом вчених и викладачів унікальні автомобілі, які встановлюють рекорди швидкості та інші досягнення (наприклад «ХАДІ-3» занесений до Книги Рекордів Гіннеса, а «ХАДІ-34» – до Книги Рекордів України). Студентське проектно-конструкторське бюро, яке діє у ЛША, розробляє у своїх проектах на базі сучасних технологічних досягнень такі розробки які ще не вироблялись. На даний час розроблюється проект так «званої електроформули» де ставиться метою створення шосейно-кільцевого автомобіля маючого джерело енергії – електричний струм. ЛША має значний досвід створення рекордних електромобілів, де система керування електродвигуном відрізняється від системи керування електродвигуном

шосейно-кільцевого електромобіля. Для встановлення рекорду швидкості електромобілем потрібна пряма, рівна дорога, а для участі у змаганнях кільцевих - траса має різний повздовжній профіль та виражі і повороти, що ускладнює керування електродвигуном. Крім того джерело електричного струму рекордних електромобілів становило 8-10 свинцево-кислотних або срібно-цинкових акумуляторів, які мали значні габарити та вагу. Сучасне джерело електричного струму виконує літій-іонні батареї, що мають незначні габарити та значно меншу вагу. Таким чином при створенні електроформули планується використання літій-іонних акумуляторів та електродвигун масово виробляємих електромобілів «Тесла» або «Ніссан-Ліф». Можливо також використовувати систему перетворювання и керування електродвигуном від серійних електромобілів. На першому етапі формування електроформули пропонується виконувати електродвигун від електромобіля «Ніссан-Ліф» потужністю 98 кВт, а у подальшому плануємо встановити електродвигун від електромобіля «Тесла», потужністю 200 кВт. Це буде як розвиток напрямку робіт з електроформулами, тому що цей напрямок дуже важливий з метою захисту оточуючого природного середовища, та зменшення негативного впливу транспортних засобів на природу. Шасі майбутній електроформули планується виготовити модульної конструкції яке уже неодноразово виконувалось по кресленням попередньо збудованих формул «ХАДІ-31», «ХАДІ-33» та «ХАДІ-35». Так як ці варіанти виконувалися у відповідності з вимогами федерації автомобільного спорту України (ФАУ) та мають традиційну компоновку для формул E8. Важливо набрати таку кількість літій-іонних акумуляторів та забезпечити їх заряд таким чином, щоб запасу енергії достало на всю гонку (це дистанція 50 кілометрів \pm 1 кілометр). Слідом за студентським проектно-конструкторським бюро лабораторії швидкісних автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету ідею використання шосейно-кільцевих автомобілів з електричним двигуном, у 2016 році підтримала і автомобільна федерація України, створивши «КОМІСІЮ АВТОМОБІЛЬНОЇ ФЕДЕРАЦІЇ УКРАЇНИ З ПИТАНЬ РОЗВИТКУ ЕЛЕКТРИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ТА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛАХ ЕНЕРГІЇ» (КЕТ.ФАУ). Федерація надала цій Комісії повноваження щодо прийняття рішень для застосування та забезпечення дії регламентуючих документів ФАУ щодо електричних та інших видів транспортних засобів на альтернативних джерелах енергії, в тому числі з метою сприяння проведенню автомобільних змагань з використанням електротранспорту та транспорту з використанням альтернативних джерел енергії та забезпеченню безпеки при заняттях автомобільним спортом в Україні. У перспективі паралельно з проектом електричної машини для кільцевих перегонів, може стати низка проектів по створенню команди, яка візьме участь у міжнародних змаганнях формула «Студент», а також у класі електричних машин міжнародних змагань «Shell Eco-marathon». Така спроба вже була - встановити електричний двигун на екомобіль «ХАДІ-34», планувалася участь команди нашого університету в майбутніх змаганнях «Shell

Есо-marathon» в класі електромобілів. Розглядається у планах робіт ЛША також використання водню як альтернативного палива з цією метою планується використання водневого паливного елемента як джерела живлення у перспективних проектах для автомобілів приймаючих участь у «Shell Есо-marathon» в класі автомобілів з водневим паливним елементом. Сумісно з німецькими партнерами пропонується проект по встановленню рекорду швидкості на автомобілі з газотурбінним двигуном, який працює на водні. Прототипом такого двигуна може стати газова турбіна ГТД350 від гелікоптера МІ-2 до якої треба створити оригінальну систему живлення, яка використовує водень. Ось такі перспективні напрямки робіт лабораторії швидкісних автомобілів імені В. К. Нікітіна маючої статус національного надбання.

Колісник Владислав Олександрович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ОДНОТРУБНИХ ГАЗОВИХ, ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ АМОРТИЗАТОРІВ

Актуальність теми полягає в тому, що зі зміною напрямлення розвитку автомобільної промисловості на розроблення електромобілів не змінним залишається вимоги водії до комфорту та безпеки керування транспортним засобом. З розширення використання електромобілів виникла ще одна задача, збільшити дальність ходу електромобілю на одному заряді. Тому в своїй дисертаційній роботі я вирішив знятися цією проблемою, а саме конвертувати тепло від роботи амортизатора в електроенергію заряду електромобіля.

Для цього в першу чергу потрібно провести порівняльний аналіз різних типів амортизаторів, а саме:

Розглянути конструкцію, принцип роботи, плюси та мінуси однотрубних амортизаторів;

Розглянути конструкцію, принцип роботи, плюси та мінуси гідравлічних амортизаторів;

Розглянути конструкцію, принцип роботи електромагнітних амортизаторів.

На основі отриманих даних зробити висновок який тип амортизатора найбільш підходить для поставленої задачі.

На основі отриманих даних я зробив висновок, що самий підходящий тип амортизаторів для цієї задачі є електромагнітні амортизатори.

Література

1. Електронний ресурс: <https://automotolife.com/services/elektromagnitnaya-podveska-avtomobilya>
2. Електронний ресурс: <https://hodovik.com/novosti/gidravlicheskie-i-gazogidravlicheskie-amortizatory.html>
3. Електронний ресурс: <https://www.autoezda.com/hodovaja/134-amodno.html>.

Леонт'єв Дмитро Миколайович, д.т.н., професор, професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно - дорожній університет

Сінельнік Данило Богданович, аспірант кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно–дорожній університет, +38 (068) 728 48 32, danilsin1997@gmail.com

ЩОДО ВПЛИВУ КООРДИНАТИ ЦЕНТРУ ТЯЖІННЯ ВАНТАЖУ НА ПЕРЕРОЗПОДІЛ ВЕРТИКАЛЬНИХ РЕАКЦІЙ В ОПОРАХ ПРИЧЕПА З ЦЕНТРАЛЬНИМИ ОСЯМИ

Розташування вантажу в межах причепа грає важливу роль оскільки це впливає на положення координат центру тяжіння причепа та відповідно впливає на розподіл вертикальних реакцій між осями, що діють між шинами коліс причепа та поверхнею дорожнього покриття [1-4]. Вплив характеру розташування вантажу в межах кузова причепа можна визначити за рахунок умовної координати центру мас причепа a_v , яку пропонується визначити за допомогою рівняння (1) коли розташування вантажу призводить до не симетричного розподілу вертикальних реакцій на осях причепа. Рівняння (1) враховує основні координати геометричного положення вантажу x_1 , L_{p1} , L_{p2} в межах причепа, які впливають на центра тяжіння вантажу. Використання умовної координати a_v дозволяє порівняти її з реальною координатою центру центра тяжіння причепа a і на основі їх невідповідності одна одній визначити теоретичний перерозподіл навантаження між відповідними осям причепа з центральними осями.

$$a_v = \frac{P_{B1}(L_{p1} + x_1) + P_{B2}(L_{p2} + x_1)}{R_{z1} \cdot \lambda - P_p^c} = \frac{P_{B1}(L_{p1} + x_1) + P_{B2}(L_{p2} + x_1)}{P_{B1} + P_{B2}}, \quad (1)$$

де L_{p1} – відстань між передньою стінкою причепа та центром тяжіння першого вантажу, мм;

L_{p2} – відстань між передньою стінкою причепа та центром тяжіння другого вантажу, мм;

P_{B1} – маса першого вантажу, кг;

P_{B2} – маса другого вантажу, кг;

R_{z1} – реакція опори на першу вісь причепа, Н;

x_1 – відстань від початку зчіпного пристрою до передньої стінки, мм;

λ – кількість осей;

P_p^c – вага причепа з центральними осями в спорядженому стані, Н.

Висновки

Як показують теоретичні дослідження на основі координати a_y та реальної координати a можна приблизно визначити характер перерозподілу ваги у відсотках між осями причепа з центральними осями, що є важливим питанням під час ескізного проектування причепів такого типу.

Література

1. Сінельнік Д.Б., Леонтьєв Д.М. (2022) *Особливості впливу вантажу на розподіл вертикальних реакцій між колесами причепа з центральними осями та поверхнею дорожнього покриття*. Збірник тез конференцій «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців». Міжнародна науково-практична та науково-методична конференція м. Харків, ХНАДУ, 12. <https://af.khadi.kharkov.ua/ru/nauka/konferencii/>

2. Сінельнік Д.Б., Леонтьєв Д.М. (2022) *Щодо вибору схеми підресорювання причепів з центральними осями*. Збірник тез конференцій «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів». XI Міжнародна науково-практична конференція м. Харків, НАНГУ, 166.

3. Леонтьєв Д.М. (2021) *Теоретичні основи гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою*: (дисертація докт. техн. нук.). Харківський національний автомобільно-дорожній університет;

4. Леонтьєв Д.М. (2011) *Системний підхід до створення автоматизованого гальмового керування транспортних засобів категорій M_3 та N_3* : (дисертація канд. техн. нук.). Харківський національний автомобільно-дорожній університет;

Леонтьєв Сергій Миколайович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, a3alij@i.ua

Ярита Олександр Олександрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, aleks.yarita@gmail.com

ЩОДО МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДАХ

Моделювання робочих процесів перетікання повітря в ланках пневматичних приводів є важливою задачею особливо при створенні точних систем керування або наприклад пневматичних приводів гальм, що впливають на безпеку дорожнього руху транспортних засобів. Для моделювання робочого процесу перетікання повітря в ланках пневматичного привода, як показує аналіз науково-технічної літератури [1-5], пропонується велика кількість методів визначення витратних функцій деякі з яких в своєму складі містять

такий параметр як температура робочого тіла та температура навколишнього середовища. Ознайомлення з питанням, що стосується визначення температури робочого тіла в наслідок реалізації робочого процесу перетікання повітря в ланках привода, показав, що цьому питанню не приділялося достатньо уваги, а кількість методів визначення температури тіла (повітря) обмежена та не освітлена в сучасній науково-технічній літературі. Аналіз існуючих методів визначення зміни температури робочого тіла показав, що вони по різному моделюють характер зміни температури але всі базуються на експоненційному законі. Співставлення результатів моделювання за існуючими методами показало, що результати моделювання суттєво відрізняються один від одного тому методика визначення температури при моделюванні робочих процесів в пневматичних приводах потребує уточнення та вдосконалення.

Література

1. Leontiev, D., Savchenko, Y., Harmash, A., Suhomlyn, O., & Sinelnik, D. (2022). On the issue of using expenditure functions in simulation of pneumatic links of the «throttle – capacity»; type. *Automobile Transport*, (51), 43–57. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2022.51.0.05>
2. I S Vavilov, P S Yachmenev, A I Lukyanchik, R N Litau, A V Lysakov (2019) Determination of gas temperature in the flow ; *IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series* 1210 (2019) 012159, <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1210/1/012159>
3. Zucker RD, Biblarz O. (2020) Fundamentals of gas dynamics. Hoboken, Nj Wiley;
4. James, Keith TG. (2006) Gas Dynamics. Pearson.
5. Rathakrishnan E. (2020) Gas Dynamics, Seventh Edition. PHI Learning Pvt. Ltd..

Сметанін Герман Володимирович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, smetanin.gv@gmail.com

Ярита Олександр Олександрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, aleks.yarita@gmail.com

ЩОДО ПИТАННЯ РОЗГОНУ БАГАТОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ВЕДУЧИХ КОЛІС

Динаміка розгону колісного транспортного засобу є важливим експлуатаційним фактором особливо для автомобілів спеціального або спеціалізованого призначення. Вона визначає ефективність виконання транспортних та спеціальних задач в специфічних умовах експлуатації автомобіля, тому дослідження динаміки розгону є актуальною задачею особливо для нових зразків техніки, які розробляється вперше. Відомо, що на динаміку розгону будь-якого автомобіля впливає робочий процес реалізації

тягової сили в плямі контакту шини колеса з поверхнею дорожнього покриття. А як показали дослідження динаміки розгону автомобілів з електричним приводом коліс то вона суттєво краща на відміну від динаміки розгону автомобілів у яких крутний момент утворюється в наслідок використання двигунів внутрішнього згорання. З науково-технічної літератури відомо, що задача покращення динамічних властивостей багатовісної техніки є не простою оскільки необхідно узгодити тягові показники окремих осей такого автомобіля із найбільш раціональними параметрами його динамічних властивостей, а для цього необхідні методи, що на стадії створення багатовісної техніки дозволять оцінити її динамічні властивості та підібрати раціональні параметри між ваговими, геометричними та зчіпними властивостями автомобіля.

Література

1. Зінько Р.В. Основи конструктивного синтезу та динаміка спеціальних автомобілів і технологічних машин: монографія / Р.В.Зінько, Л.В. Крайник, О.З. Горбай. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2019. – 344 с.
2. Миськів Т. Г., Мурмило П.П. Адаптація характеристики сучасного бензинового двигуна до приводу автомобіля. Вісник Національного університету “Львівська політехніка”. Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. — Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2019. — № 910. — С. 94–97.
3. Методи моніторингу та розрахунку експлуатаційних впливів і динаміки руху колісних транспортних систем при транспортуванні великогабаритних вантажів : навчальний посібник / Укладачі : Ясній П.В., Гудь В.З., Пиндус Ю.І., Гудь М.І., Коневич М.Р. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2018. – 168 с.
4. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей : навчальний посібник / В. В. Біліченко, О. Л. Добровольський, В. О. Огневий, Є. В. Смирнов – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 163 с.

Овчаренко Юрій Євгенович, к.т.н, доцент, Харківський національний автомобільно - дорожній університет, ovurij069@gmail.com

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ КАТЕГОРІЇ L ТА M₁G, ЯК ЗАСОБИ РУХОМОСТІ ДЛЯ ОЗБРОЄННЯ ТА ВОЄННОЇ ТЕХНІКИ

Для ведення специфічних бойових дій потрібні військові колісні машини (ВКМ), які за рівнем їх підготовки здатні вирішувати такі завдання.

Ще у 1980 – х роках ХХ століття компанія *Chenoweth* (США) почала розробку швидкого “багі”, що був здатний нести значну масу озброєння та бойового екіпірування. У 1982 році з’явився автомобіль *Fast Attack Vehicle (FAV)*, які були задіяні в війні в Кувейті на початку 1990 – х рр. та отримали назву *Desert Patrol Vehicle (DPV)*. Бойове застосування *DPV* виявило ряд

недоліків, а саме – замалу потужність двигуна та вантажопідйомність машини. З'явилися машини *Light Strike Vehicle (LSV)*, які мали на озброєнні декілька кулеметів різного калібру та протитанкові установки *AT4*.

Подальший розвиток *LSV* привів до появи третього покоління “багі” для збройних сил – *Advanced Light Strike Vehicle (ALSV)*.

Volkswagen KDF Type 82 (Німеччина) мав відкритий кузов з плоскими панелями з ребрами жорсткості, міжколісний самоблокуючий диференціал, збільшений кліренс (до 290 мм). Лобове скло складалося. Він перевозив боєприпаси, особовий склад, призначався для евакуації поранених, використовувався як пересувна майстерня або виконував функції штабного автомобіля (мав закритий кузов *KDF-38*).

У 1950 – рр. ХХ – го століття в США на базі *Volkswagen Beetle*, з'явилися транспортні засоби, які на сьогоднішній час отримали назву квадроциклів. Так, на їх базі для патрулювання та ведення бойових дій в пустельній місцевості використовувалися *DPV* та *LSV*.

Війна в Україні з високомобільними групами на мото – та квадрациклах надають можливість стверджувати, що їх застосування надає деякі переваги над ворогом в діях воїнів сил спеціальних операцій (ССО) Збройних Сил України (ЗСУ).

Високомобільна тактика та персональні ВКМ виводять діяльність груп на новий рівень бойових можливостей. Ведення бойових дій в умовах мережецентричної війни пов'язане з поняттям відсутності лінії фронту, як такої, швидкою зміною тактичної обстановки, іншими факторами, такими як успіх у скритності, високій швидкості та мобільності, здатністю до ведення прицільного вогню або концентрації зусиль та щільності вогню стрілецької зброї на обмеженій ділянці та швидкий відхід.

Разом з використанням сучасних повітряних засобів розвідки (квадрокоптерів), а також реактивних систем залпового вогню та артилерійських систем такі ВКМ здатні вирішувати конкретні локальні бойові завдання для знищення найбільш важливих об'єктів противника, насамперед командних пунктів, складів з боєприпасами тощо.

Водночас ВКМ категорії *L* з 1-2 озброєними та екіпірованими операторами, ручними гранатометами типу АГС-17 або переносними комплексами типу *Stinger*, *TOW-FF* (*TOW Fire-and-Forget*, тобто *TOW* «зробив постріл та забув») чи *Javelin* маючи власну вагу до 200 кг, запас ходу у 500 км на одній заправці, можливість кріплення корисного вантажу на зовнішніх кронштейнах теж можуть виконувати специфічні завдання сучасного бою.

ВКМ категорії *M₁G* з вагою у 500-700 кг, запасом ходу у 500 км на одній заправці та обсягом двигуна у 1200см³ можуть нести на зовнішніх кронштейнах вантаж вже до 150 кг та пересуватися по місцевості зі швидкістю більше ніж 120 км г⁻¹, що надає нам змогу стверджувати, що обидві ВКМ відносяться до прикладів коли цивільні авто – та мототехніка можуть призвести до певної зміни тактики та ходу бойових дій, а саме: проведенню розвідки, евакуації

поранених з поля бою, коригування вогню та вирішення інших бойових завдань на важкодоступній місцевості за різних погодних умов.

Рижих Леонід Олександрович., к.т.н., професор, професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно - дорожній університет

ВИБІР І ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КРОКОВОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА ДЛЯ МОДУЛЯТОРА АБС

Переміщення запірно-регулюючого елемента (ЗРЕ) в модуляторі АБС за один крок крокового електродвигуна КЕД, яке відповідає куту повороту ротора КЕД (α), визначається за формулою:

$$h_{\text{КЛІ}} = \frac{r_{\text{Ш}} \cdot \pi \cdot \alpha}{180^\circ}, \quad (1)$$

де α – кут повороту ротора КЕД;

$r_{\text{Ш}}$ – середній радіус зубчастого колеса ротора КЕД, мм.

Повний хід ЗРЕ $h_{\text{КЛ}}$ визначається:

$$h_{\text{КЛ}} = h_{\text{КЛІ}} \cdot Z_{\text{П}}, \quad (2)$$

де $Z_{\text{П}}$ – дискретність переміщення ЗРЕ.

Час одного кроку КЕД $t_{\text{КЛІ}}$ визначається за залежністю:

$$t_{\text{КЛІ}} = \frac{t_{\text{КЛ}}}{Z_{\text{П}}}, \quad (3)$$

де $t_{\text{КЛ}}$ – час повного ходу ЗРЕ, с.

Робоча частота КЕД $f_{\text{Р}}$ визначається за формулою:

$$F_{\text{Р}} = \frac{1}{t_{\text{КЛІ}}}. \quad (4)$$

Прискорення рухомих деталей ЗРЕ $a_{\text{Д}}$ за умови роботи КЕД з постійною частотою визначається за наступною залежністю:

$$A_{\text{Д}} = \frac{2h_{\text{КЛІ}}}{t_{\text{КЛІ}}^2}; \quad (5)$$

Статичний момент КЕД вибирається в наступному порядку. Момент опору навантаження $M_{\text{Н}}$ визначається за формулою:

$$M_H = F_{об} \cdot \chi_{ш} , \quad (6)$$

де $F_{об}$ – загальний опір переміщення рухомих деталей ЗРЕ, Н.
Статичний момент КЕД M_d вибирається залежно:

$$M_d = \frac{M_H}{0,4} . \quad (7)$$

Після вибору КЕД необхідно перевірити розрахований привод модулятора АБС на резонанс.

Цей ефект проявляється у вигляді несподіваного падіння моменту на деяких швидкостях. Це може призвести до пропуску кроків та втрати синхронності. Таке явище проявляється у тому випадку, якщо робоча частота кроків збігається зі своєю резонансною частотою ротора КЕД.

Резонансна частота F_0 обчислюється за формулою:

$$F_0 = (N_d \cdot T_H / (I_R + I_L)) \cdot 0,5 / 4\pi , \quad (8)$$

де N_d – число повних кроків на оборот;

T_H – момент утримання для використовуваного способу керування та струму фаз, Н·м;

I_R – момент інерції ротора, кг·м²;

I_L – момент інерції навантаження, , кг·м²;

За описаною методикою можна оцінити вплив швидкодії модулятора (під швидкодією мається на увазі час повного ходу ЗРЕ) на необхідний момент на вал КЕД за інших рівних умов.

Чорний Сергій Леонідович, аспірант кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно–дорожній університет

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ПІДВІСОК АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ М1 ТА ВПЛИВ ЇХ НА МАНЕВРУВАННЯ

Однією із досить важливих складових автомобіля є його ходова частина. Вона перша сприймає дію елементів дороги на автомобіль та складається з несучої частини, переднього та заднього мостів, підвіски і коліс.

Робота підвіски полягає в перетворенні енергії удару при наїзді на нерівності дороги в переміщення пружного елемента. Пружний елемент зменшує силу удару, що передається на кузов, і в результаті плавність ходу і комфорт збільшуються. Однак мало пом'якшити удар, треба ще погасити коливання, які створюють пружні елементи, а цим займаються амортизатори. Підвіска також повинна передавати штовхаюче зусилля від коліс на кузов автомобіля і протидіяти боковим зусиллям, що виникають на поворотах. Цим і

займаються штанги підвіски у випадку з пружними елементами або самі ресори, якщо вони є. Отже, основне призначення підвіски – це збільшувати комфорт (плавність ходу), стійкість в русі (здатність протидіяти занесенням і перекиданню) і прохідність автомобіля [1]. Всі ці вимоги входять в суперечність одна з одною, тому конструктори змушені йти на компроміси. Наприклад, занадто м'яка підвіска погіршує стійкість, а надто жорстка – знижує комфорт і зменшує ресурс вузлів. Це, а також неякісний стан дорожнього покриття в Україні, призводять до того, що підвіска автомобіля переносить великі навантаження, що в майбутньому під час експлуатації автомобіля впливають на безпеку руху, а також можуть призвести до передчасного виходу з ладу самої підвіски чи її елементів. Такий стан речей, вимагає більш детального дослідження сучасних конструкцій підвісок легкових автомобілів, а також врахування цих особливостей при купівлі автомобіля чи технічному обслуговуванні та ремонтів підвіски.

Можна відзначити, що до вимог з конструктивно-технологічного виконання гальмівної системи і рульового управління, зміни їх технічного стану в процесі експлуатації і впливу на безпеку дорожнього руху присвячено значну кількість теоретичних і практичних праць та нормативної документації. При цьому, елементам ходової частини, зокрема підвісці, приділено значно менше уваги. Більшою мірою дослідження підвіски спрямовані на вивчення коливальних процесів, які визначають ресурс не тільки самої підвіски, а також автомобіля та психофізіологічного стану водіїв і пасажирів [2]. Практично невивченими залишаються питання, пов'язані з геометричними параметрами підвіски, що забезпечують такі властивості автомобіля, як керованість і стійкість.

Підвіска є однією з важливих систем, що забезпечує безпеку руху, довговічність і надійність роботи автомобіля і всіх його агрегатів і вузлів, комфортабельність при перевезенні пасажирів, а також збереження вантажів при їх транспортуванні. Робота з несправною підвіскою знижує довговічність автомобіля більш ніж в 1,5 рази [3]. Найпоширеніша передня підвіска легкового передньопривідного автомобіля – типу «Макферсон». Вона отримала своє поширення через простоту, практичність і низьку вартість. Даний тип підвіски має всього один важіль, пружинний блок, амортизатор і у деяких випадках ще й стабілізатор поперечної стійкості. Оскільки амортизатор має телескопічний тип і рухається вгору та вниз – звідси й назва "хитна свічка".

На сьогоднішній день даний тип підвіски вважається примітивним, втім є одним з найпоширеніших, оскільки встановлюється переважно на автомобілі бюджетного сегменту. Серед основних технічних недоліків можна назвати погану кінематику, адже кут нахилу колеса до вертикальної площини збільшується пропорційно руху підвіски, що погано впливає на керованість автомобіля. Даний тип підвіски також погано впливає на довговічність кузова автомобіля, адже амортизатор своєю верхньою опорою кріпиться до стакану бризковика, тому колесо передає удари від дороги безпосередньо на кузов.

Двоважільна підвіска містить два кульових шарніра на колесо. Як зрозуміло із назви, даний тип підвіски має два важеля: довгий – нижній, так короткий – верхній. Така кінематика забезпечує стабільність положення колеса щодо зміни кута нахилу, а це, у свою чергу, позитивно впливає на рівень зчеплення із дорогою. Даний тип підвіски встановлюється на автомобіль середнього класу. Характеризуються високою вартістю обслуговування, адже має багато рухомих з'єднань, які виходять з ладу.

Література

1. Типи передніх автомобільних підвісок. [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://www.ta4anu.com.ua/view_post.php?id=1870. (дата звернення 18.12.2018). – Назва з екрана.

2. Мигаль В. Д. Техническая диагностика автомобилей. Теоретические основы : учеб, пособ. / В. Д. Мигаль. - Х. : Изд-во «Майдан», 2014. - 516 с.

3. Павленко В. М. Стан розвитку методів діагностування підвіски автомобіля / В. М. Павленко // Вісник НТУ «ХПІ». 2012. № 64. – С. 63-69. Кашканов Віталій Альбертович – к. т. н., доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінницький національний технічний університет, e-mail: kash_2004@ukr.net Куца Марія Вадимівна – магістрантка групи 2АТ-17м, Вінницький національний технічний університет, e-mail: misakityan96@gmail.com Kashkanov Vitaliy – Ph.D., Associate Professor, Associate Professor, Department of Automobile and Transport Management, Vinnytsia National Technical University, e-mail: kash_2004@ukr.net Kutsa Maria – magistrans group 2AT-17m. Vinnitsa National Technical University, e-mail: misakityan96@gmail.com

Шуклінов Сергій Миколайович, д-р т. н., професор,
Леонтьев Дмитро Миколайович, д-р т. н., професор,
Ужва Анатолій Вікторович, к.т.н. доцент,
Ткачов Олег Юрійович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
schuklinovsn@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСУ КОЧЕННЯ КОЛЕСА ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ДИНАМИКИ ДРАГСТЕРА

Зазвичай швидкість руху автомобіля обчислюється для відповідного значення частоти обертання вала двигуна за формулою

$$v_a = 0,377 \frac{n_e \cdot r_k}{u_{тр}}, \quad (1)$$

де n_e – частота обертання вала двигуна;
 $u_{тр}$ – передавальне число трансмісії;
 $\eta_{тр}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії;
 r_k – радіус кочення колеса.

(при цьому допускають, що $r_k \approx r_d$).

Тобто швидкість автомобіля розрахована з припущенням, що ведучі колеса не пробуксовують. Радіус кочення колеса можливо визначити за формулою [3]

$$r_k = r_{kc} \cdot (1 - s_6), \quad (2)$$

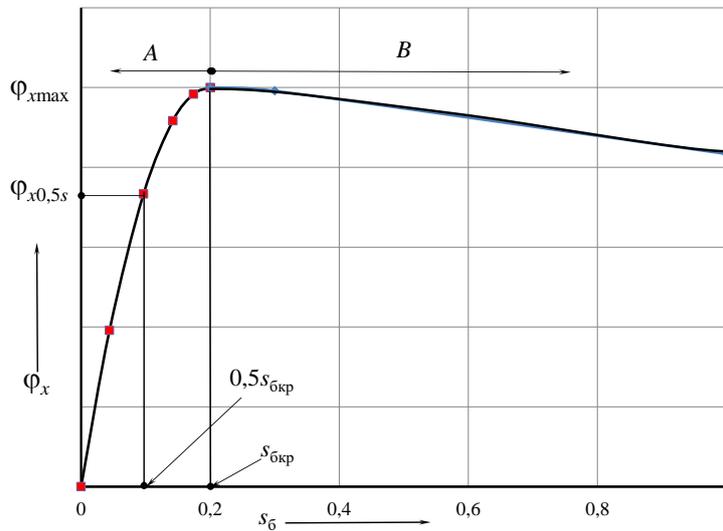
де r_{kc} – радіус кочення колеса у вільному режимі його кочення.

Радіус кочення колеса у вільному режимі значно менше відрізняється від динамічного радіусу колеса. Для більшості автомобільних шин справедливо співвідношення $r_{kc} \approx r_c \approx r_d$. Тобто, з урахуванням вище викладеного, швидкість руху автомобіля при великій питомій силі на ведучих колесах можливо обчислювати за формулою

$$v_a = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_d}{u_{тр}} \cdot (1 - s_6). \quad (3)$$

Складнощі у визначенні радіуса кочення (2) та відповідно швидкості руху автомобіля з урахуванням пробуксовування ведучих коліс за формулою (3) викликає відсутність математичного опису коефіцієнту буксування коліс s_6 у залежності від сили тяги на ведучих колесах. Але, є експериментально визначені залежності коефіцієнту реалізованого зчеплення від коефіцієнту буксування коліс s_6 для різних типів покриття дороги та швидкості руху. Для випадку розгону на твердій та сухій опорній поверхні функцію $\varphi_x = f(s_6)$, можливо представити у вигляді типової функції що зображено на рисунку 1.

Максимальне прискорення руху автомобіля при відповідній частоті обертання відбувається при критичному значенні коефіцієнта буксування $s_{6кр}$ та максимальному значенні реалізованого коефіцієнта зчеплення φ_{xmax} . Тобто більш ефективний розгін автомобіля відбувається якщо ведуче колесо котиться у стійкій області. Тому для теоретичного дослідження максимальних динамічних властивостей достатньо визначити математичний опис залежності $s_6 = f(\varphi_x)$ саме у цій області, тобто при зміні коефіцієнту реалізованого зчеплення φ_x у інтервалі від 0 до φ_{xmax} , у якому коефіцієнт буксування s_6 змінюється від 0 до $s_{6кр}$.



A, B – область кочення ведучого колеса, відповідно стійка та нестійка; $s_{6кр}$ – критичний коефіцієнт буксування; $\varphi_{x\max}$ – максимальний коефіцієнт зчеплення

Рис. 1. Зображення типової $\varphi_x - s$ діаграми

Цій інтервал функції $\varphi_x=f(s_6)$ можливо описати поліномом другої степені виду

$$\varphi_x = -a \cdot s_6^2 + b \cdot s_6 + c, \quad (4)$$

a, b, c – коефіцієнти поліному.

Для визначення коефіцієнтів поліному треба визначити початкові умови та скласти три рівняння. Початкові умови характеризують координати характерних точок. Координати двох точок визначені на експериментальній $\varphi_x - s$ діаграмі : $(0; 0)$ та $(s_{6кр}; \varphi_{x\max})$. Координати третьої точки кривої раціонально визначити як значення коефіцієнта реалізованого зчеплення $\varphi_{x0,5s}$ при коефіцієнті буксування рівному $0,5s_{6кр}$, тобто $(0,5s_{6кр}; \varphi_{x0,5s})$.

Для початкових умов: $\varphi_x = \varphi_{x\max}$ і $s_6 = s_{6кр}$ рівняння (4) прийме вид

$$\varphi_{x\max} = -a \cdot s_{6кр}^2 + b \cdot s_{6кр} + c. \quad (5)$$

Для початкових умов: $\varphi_x = \varphi_{x0,5s}$ і $s_6 = 0,5s_{6кр}$ рівняння (4) прийме вид

$$\frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\max}} \cdot \varphi_{x\max} = -a \cdot (0,5s_{6кр})^2 + b \cdot 0,5s_{6кр} + c. \quad (6)$$

Для початкових умов: $\varphi_x = 0$ і $s_6 = 0$ рівняння (4) прийме вид

$$\varphi_x = 0 = -a \cdot (0,5 \cdot (s_6 = 0))^2 + b \cdot 0,5 \cdot (s_6 = 0) + c. \quad (7)$$

Зі рівняння (7) визначається, що коефіцієнт поліному $c=0$. Зі сумісного рішення рівнянь (5) і (7) висловимо коефіцієнт поліному a .

$$a = \frac{b \cdot s_{\text{бкр}} - \varphi_{x\text{max}}}{s_{\text{бкр}}^2}. \quad (8)$$

Висловимо коефіцієнт поліному a з рівнянь (6) і (7)

$$a = \frac{0,5b \cdot s_{\text{бкр}} - \varphi_{x0,5s}}{0,25s_{\text{бкр}}^2}. \quad (9)$$

Прирівняв праві частини виразів (8) і (9) отримаємо значення коефіцієнту поліному b

$$b = \left(4 \cdot \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 1 \right) \cdot \frac{\varphi_{x\text{max}}}{s_{\text{бкр}}}. \quad (10)$$

З урахуванням (10) зі (8) отримаємо значення коефіцієнту поліному a .

$$a = \left(4 \cdot \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 2 \right) \frac{\varphi_{x\text{max}}}{s_{\text{бкр}}^2}. \quad (11)$$

Для отримання математичної залежності $s_6=f(\varphi_x)$ запишемо поліном (5), з урахуванням що $c=0$, у вигляді квадратного рівняння

$$a \cdot s_6^2 - b \cdot s_6 + \varphi_x = 0. \quad (12)$$

Приведемо рівняння (12) до виду

$$s_6^2 + p \cdot s_6 + q = 0, \quad (13)$$

де $p = -\frac{b}{a}$, $q = \frac{\varphi_x}{a}$ - коефіцієнти квадратного рівняння.

Рішення рівняння має два корні, але фізичний сенс має тільки один

$$s_6 = -0,5p - \sqrt{0,25p^2 - q}. \quad (14)$$

Після підстановки значень коефіцієнтів полінома та перетворень отримуємо залежність коефіцієнту буксування від реалізованого зчеплення $s_6=f(\varphi_x)$.

$$s_6 = s_{\text{бкр}} \cdot \left(0,5 \cdot \frac{4 \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 1}{4 \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 2} - \sqrt{\frac{0,25 \left(4 \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 1 \right)^2 \cdot \varphi_{x\text{max}} - \left(4 \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 2 \right)^2 \cdot \varphi_x}{4 \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 2}} \right). \quad (15)$$

Для умови розгону автомобіля по сухій твердій опорній поверхні можливо прийняти припущення, що

$$\frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\max}} = 0,75. \quad (16)$$

При прийманні припущення (16) залежність (15) спроститься та прийме вигляд

$$s_6 = s_{6\text{кр}} \left(1 - \sqrt{\varphi_{x\max} - \varphi_x}\right). \quad (17)$$

Графічне зображення теоретичної залежності коефіцієнта буксування від коефіцієнта реалізованого зчеплення відповідно до формули (17) представлено на рисунку 2. Графік побудовано для шини у якій максимальний коефіцієнт зчеплення $\varphi_{x\max} = 1,2$ реалізується при критичному коефіцієнті буксування $s_{6\text{кр}} = 0,2$.

Аргумент функції (17) коефіцієнт реалізованого зчеплення визначається як відношення

$$\varphi_x = \frac{R_{x2}}{R_{z2}}, \quad (18)$$

де R_{x2} , R_{z2} – поточні значення відповідно повздовжньої та нормальної реакцій на ведучих колесах.

Під час розгону драгстера повздовжня реакція на задніх ведучих колесах змінюється відповідно зміні моменту двигуна в залежності від частоти обертів та передавального числа трансмісії. На рисунку 3 наведено результати визначення радіуса кочення та коефіцієнту буксування ведучих коліс при моделюванні розгону драгстера.

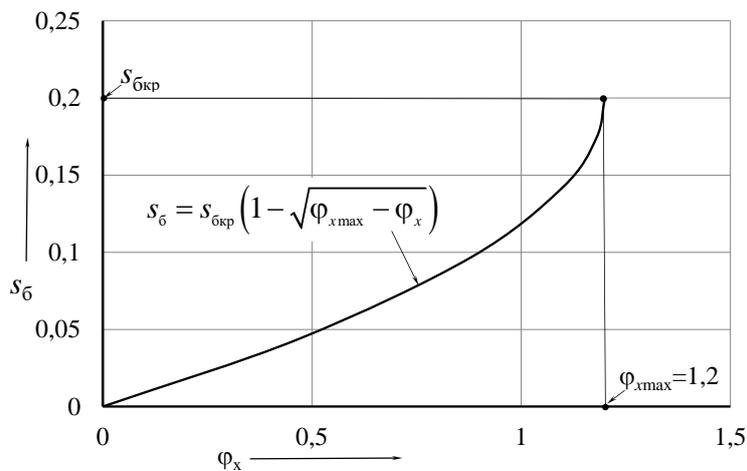


Рис. 2. Теоретична залежність коефіцієнту буксування від коефіцієнту реалізованого зчеплення

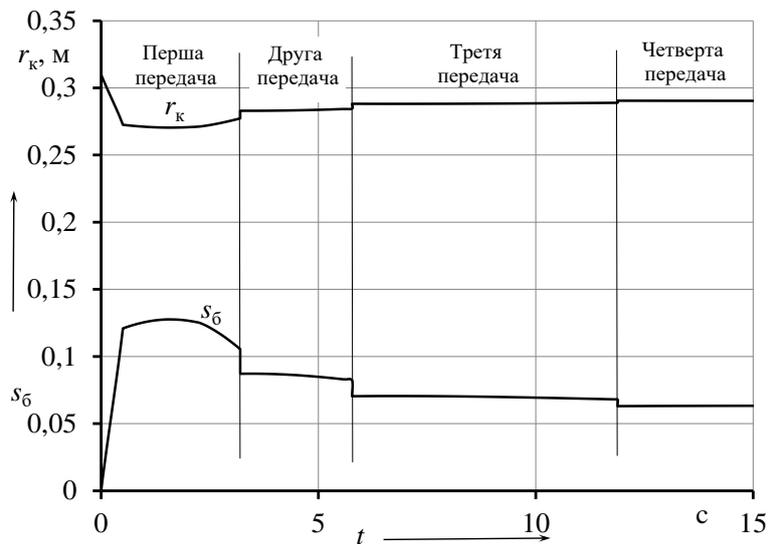


Рис. 3. Зміна радіуса кочення колеса і коефіцієнту його буксування при розгоні автомобіля

Болдовський Володимир Миколайович, к.т.н., доцент,
 Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»

РОЗВИТОК ТРАНСПОРТНОЇ ІНФРАСТРУКТУРИ ДЛЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕЛЕКТРИЧНИХ АВТОМОБІЛІВ В УКРАЇНІ

Розвиток транспортної інфраструктури для електричних автомобілів в Україні є важливим завданням технічної експлуатації автомобілів, що в підсумку призведе до зменшення забруднення повітря та залежності від імпорту нафти.

Електричні автомобілі є вже досить поширеним транспортним засобом, кількість яких постійно зростає і в найближчі роки можна очікувати тільки на збільшення їх виробництва.

Відповідно потрібно постійно розвивати транспортну інфраструктуру та вдосконалювати методи технічної експлуатації електричних автомобілів.

Україна в останні роки здійснила кілька кроків у напрямку сприяння подальшого поширення електромобілів та створення відповідної інфраструктури.

Ось деякі з цих кроків:

1. Мережа зарядних станцій.

Україна розширює мережу зарядних станцій для електричних автомобілів, які доступні для громадського користування.

Це охоплює не тільки великі міста, але і автомагістралі та основні маршрути.

2. Державні пільги та підтримка.

Уряд України надає державні пільги та підтримку для власників електричних автомобілів, що стимулює покупку таких автомобілів.

3. Нормативи.

Україна розробляє відповідні нормативи для сприяння розвитку ринку електричних автомобілів та інфраструктури для них.

Це включає в себе правила про зарядні станції та безпеку.

4. Програми навчання та освіти.

Освітні та інформаційні програми спрямовані на підвищення освіченості громадськості щодо переваг електричних автомобілів та їхнього впливу на навколишнє середовище.

5. Участь у міжнародних ініціативах.

Україна приєдналася до міжнародних ініціатив з підтримки використання електричних автомобілів, що допомагає отримувати фінансову та технічну підтримку.

Ці заходи поки що лише перший крок на шляху до повноцінного розвитку інфраструктури для електричних автомобілів в Україні.

Щоб сприяти переходу на більш чистий вид транспорту, важливо продовжувати інвестувати в розширення мережі зарядних станцій, підвищувати свідомість громадськості та створювати стимули для власників автомобілів перейти на електричний транспорт.

Волков Володимир Петрович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно – дорожній університет, volf-949@ukr.net.

Грицук Ігор Валерійович, д. т. н., професор, Херсонська державна морська академія, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net

Волкова Тетяна Вікторівна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно – дорожній університет, wolf949@ukr.net.

АЛЬТЕРНАТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ТЕХНІЧНІЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

Існуюча система ТО і ремонту сформувалася на базі спрощеної моделі функціонування транспортної інфраструктури: автомобіль в основному працює з прив'язкою до власного підприємства. При цьому вся обслуговуюча і ремонтна база була зосереджена в рамках конкретного підприємства автомобільного транспорту і всі види технічних впливів здійснювалися ним самим. У існуючій системі ТО і ремонту негнучкість в частині забезпечення безвідмовної роботи автомобіля на лінії проявляється в одноманітності підходу до автомобілів різного віку: перелік операцій і періодичність ТО ідентичні і для нового автомобіля, і для автомобіля перед його відновлювальним ремонтом і списанням. Сутність цієї системи полягає в тому, що технічне обслуговування носить профілактичний характер і здійснюється за планом, а ремонт - за потребою.

Поступовий розвиток нових видів перевезень приводив до збільшення часу перебування рухомого складу далеко від основної виробничої бази і внаслідок цього підвищувалася роль профілактичного ТО автомобілів. Тому створення гнучкої «адаптивної» системи контролю та управління технічним

станом автомобіля з елементами індивідуального підходу до кожного конкретного автомобіля стало першочерговим завданням.

Сучасні бортові системи моніторингу параметрів технічного стану в умовах інтелектуальних транспортних систем (*ITS*) дозволяють здійснювати ідентифікацію автомобіля, безперервне автоматичне вимірювання параметрів, що характеризують стан автомобіля, діагностування, а саме – контроль справності автомобіля і його складових елементів, розпізнавання і запобігання розвитку відмов у його роботі і в кінцевому рахунку забезпечення функціонування системи ТО і Р автомобіля за технічним станом. Означені системи являють собою складний комплекс бортових і стаціонарних технічних і програмних засобів [1].

Для проведення дистанційного моніторингу параметрів технічного стану, діагностування і визначення кодів несправності ТЗ у комплексі обладнання повинні бути об'єднані навігаційно-зв'язкові і діагностичні блоки, які технологічно пов'язані з розгалуженою мережею штатних і додаткових датчиків контролю технічного стану окремих вузлів і систем ТЗ. При цьому взаємодія бортового комплексу моніторингу технічного стану ТЗ і діагностування повинна здійснюватись в рамках єдиної ідеології мобільної інформаційно-діагностичної системи ТЗ.

Для втілення альтернативної технології (адаптивної системи) ТО і Р автомобілів в ХНАДУ розроблені чотири інформаційно-комунікаційні комплекси дистанційного моніторингу автомобіля в умовах експлуатації на основі загального підходу до дослідження системи «Автомобіль - водій - умови експлуатації – інфраструктура експлуатації автомобіля (транспортна і автомобільних доріг)», яка включає системну взаємодію складових компонентів моніторингу: автомобіля з водієм і бортовим інформаційним комплексом (БІНК); умов експлуатації транспортного засобу (дорожні, транспортні, атмосферно-кліматичні умови і культура праці); транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг (рис. 1).

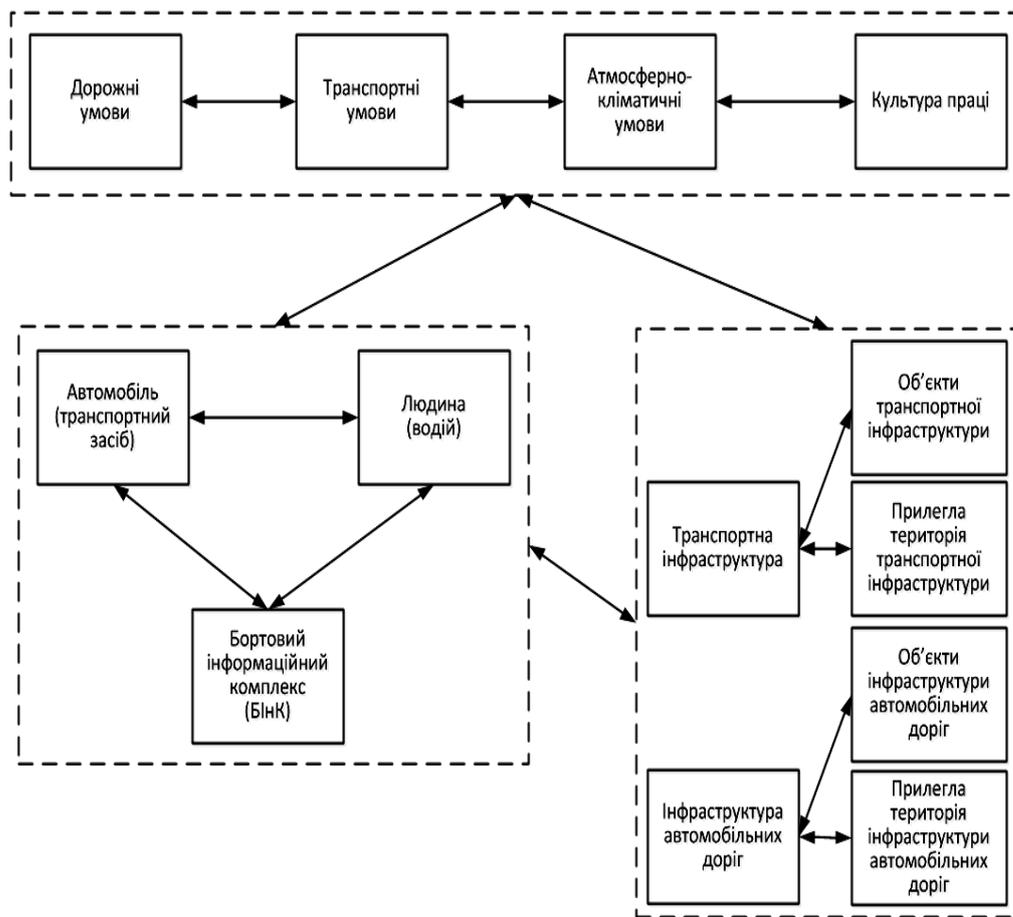


Рис. 1 – Загальна схема системної взаємодії досліджуємої системи в умовах *ITS*

В процесі проведення синтезу і аналізу, формування можливих варіантів схем інформаційної системи моніторингу автомобіля в умовах експлуатації в частинах забезпечення виконання: його ідентифікації, збирання даних про його технічний стан, проведення моніторингу і прогнозування параметрів його технічного стану, ідентифікації умов експлуатації і діагностування стану автомобіля, перевірки відповідності стану ТЗ, було використано морфологічний аналіз [2].

Особливість зазначеного аналізу полягає в тому, що в досліджуємій системі для формування основної морфологічної формули інформаційної системи моніторингу автомобілі в умовах експлуатації виділено декілька характерних для неї основних характеристик функціональних елементів - морфологічних ознак, за кожною з котрих було попередньо складено максимально повний перелік різних відповідних варіантів (альтернатив) технічного вираження наведених ознак [3]. Для кожної морфологічної ознаки наводяться характерні властивості класифікацій, особливостей конструкції автомобіля, складових системи моніторингу, умов експлуатації тощо, від яких залежить вирішення задачі дослідження і досягнення основної мети функціонування досліджуємої системи в умовах експлуатації.

Наприклад кількість можливих схем інформаційної системи моніторингу автомобілів в умовах експлуатації у випадку використання створеної морфологічної матриці складає:

- для легкового автомобіля: $N = 8 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 9 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 = 4,749 \cdot 10^{13}$;

- для автобусу: $N = 8 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 = 1,691 \cdot 10^{12}$;

- для вантажного автомобіля (ТЗ): $N = 8 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 10 \cdot 7 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 = 2,368 \cdot 10^{13}$,

а для одного варіанту автомобіля при використанні морфологічної матриці в частині оснащення його інформаційно-комунікаційним обладнанням, зовнішніх мереж, моніторингу стану автомобіля і умов експлуатації: $N_I = 768$. Для аналогічного варіанта при додатковому використанні морфологічної матриці в частині двигун автомобіля: $N_{II} = 12288$.

При формуванні можливих варіантів інформаційної системи моніторингу автомобілів в умовах експлуатації кожна з виділених схем розглядається як ефективний спосіб забезпечення її дієвості для автомобілів, які на сьогодні складають основу існуючого парку легкових, вантажних автомобілів і автобусів України.

Література

1. Волков Ю.В. Стан і перспективи розвитку технічної експлуатації автомобілів. / Ю.В. Волков // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ “Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті”. – Харків, ХНАДУ, 2014. – С. 106 – 108.
2. Адаптація інформаційного програмного комплексу «IdenMonDiaOperCon» / В.П.Волков, І.В.Грицук, Т.В.Волкова – Х.: НТУ «ХП». –2017. Серія: Автомобіле-та тракторобудування. - № 13(1235). - с.39-44.
3. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів. Монографія. / В.П.Волков, С.В.Панченко, І.В.Грицук, Т.В. Волкова і інші. – Харків: ФОП Панов А.М., 2018. – 299 с.

Горбик Юрій Васильович, к.т.н., доцент, кафедра технічної експлуатації і сервісу автомобілів, ХНАДУ, yuragorbik@gmail.com

МЕТОД ДІАГНОСТУВАННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ФОРСУНОК СИСТЕМ ВПОРСКУ БЕНЗИНУ НА ОСНОВІ ОЦІНКИ ЇХ ПРОДУКТИВНОСТІ

Постановка проблеми. Управління цикловою подачею в двигунах з упорскуванням палива здійснюється переважно зміною тривалості електричного імпульсу керуючого, що приходить на електромагнітну форсунку (ЕМФ) від блоку управління двигуном. Для того щоб забезпечити сувору відповідність між величиною тривалості керуючого сигналу і кількістю палива,

що подається форсункою, необхідно сформувані однакові умови протікання процесів впорскування палива в кожному робочому циклі, такі як: перепад тиску на клапані форсунки, рівень напруги живлення електромагніту форсунки, впливає на статичну і динамічну продуктивність форсунки.

Під час експлуатації автомобіля у наслідок зношування змінюються зазори в зчленуваннях деталей клапанів форсунок, через старіння матеріалів змінюються жорсткість пружин та опір і індуктивність котушок. Дрібні тверді частки, що не затримуються фільтром, забруднюють внутрішні об'єми форсунок, а важкі фракції палива осідають у вигляді плівки на поверхнях розпилюючих отворів, зменшуючи їхні прохідні перетини. У наслідок цих процесів погіршується технічний стан форсунок, результатом чого є порушення вихідних характеристик двигуна. Отже, виникає потреба періодично діагностувати форсунки шляхом визначення їхньої продуктивності.

В даний час існують безрозбірні методи діагностування ЕМФ, що дозволяють ефективно оцінити статичну продуктивність форсунки, яка являє собою кількість палива, що подається форсункою в одиницю часу, в умовах повного відкриття її запірної елемента і нормованого перепаду тиску на клапані. Однак у зв'язку з імпульсним режимом роботи ЕМФ необхідно враховувати перехідні процеси відкриття та закриття клапана форсунки, зважаючи на наявність яких реальна тривалість відкритого стану ЕМФ не збігається з бажаною, розрахованою електронним блоком управління двигуном для забезпечення необхідної циклової подачі палива на поточному режимі роботи двигуна. Ці перехідні процеси оцінюють за допомогою динамічного параметра продуктивності ЕМФ. На практиці широкого поширення набуло уявлення динамічної продуктивності як кількості палива, що подається форсункою, за одиничний імпульс керування тривалістю 2,5 мс. Таке значення імпульсу управління вибрано на тій підставі, що є порівняним за величиною з тривалістю перехідних процесів роботи ЕМФ, тому їхня експлуатаційна зміна стає легко виявленою. Таким чином, динамічна продуктивність ЕМФ дозволяє оцінити їх інерційність, яка особливо важлива при роботі двигуна на режимах малих циклових подач, коли запізнення відкриття та закриття клапана форсунки щодо початку та закінчення керуючого імпульсу значно впливає на точність дозування циклової подачі.

Наявність тимчасових затримок у роботі ЕМФ викликано тим, що з подачі на обмотку клапана форсунки імпульсу напруги тягове зусилля електромагніта приймає максимальне значення відразу, а через деякий проміжок часу. При припиненні подачі керуючого імпульсу тягове зусилля електромагніта також миттєво не звертається в нуль, що пояснюється експоненціальним характером протікання кривих струму в ланцюзі управління ЕМФ при її замиканні та розмиканні.

Мета дослідження. Метою роботи є подальше вдосконалення метода діагностування технічного стану електромагнітних форсунок.

Основний матеріал. Циклова подача палива i –тою електромагнітною клапанною форсункою [3] описується рівнянням

$$G_{\text{ци}} = \int_0^{\tau_{\text{впр}}} \mu f \cdot \sqrt{2\rho_n(P_a - P_s)} \cdot d\tau, \quad (1)$$

де $\tau_{\text{впр}}$ – тривалість відкритого стану клапана форсунки (тривалість впорскування), ρ_n – щільність палива, P_a – тиск палива в акумуляторі, P_s – тиск повітря у впускному колекторі, μf – ефективний прохідний перетин розпилувача форсунки, що змінюється залежно від підйому клапана (голки форсунки).

В реальних системах в основу алгоритму керування форсунками покладена спрощена модель визначення циклової подачі по статичній продуктивності форсунки і тривалості керуючого імпульсу. У цій моделі приймається постійний ефективний прохідний перетин розпилувача форсунки, а тривалість відкритого стану клапана форсунки приймається рівною тривалості керуючого імпульсу, яку визначають за принципом базової та коригувальної матриць. За цією моделлю циклова подача палива

$$G_{\text{ци}} = g_{\text{ст}} \cdot \tau_k, \quad (2)$$

де $g_{\text{ст}}$ – статична продуктивність форсунки, τ_k – тривалість керуючого імпульсу, що подається на форсунку.

Відомо, що переліт клапана запізнюється у часі при підйомі на величину τ_n і опусканні на $-\tau_o$. Це приводить до того, що тривалість відкритого стану клапана форсунки $\tau_{\text{впр}}$ відрізняється від тривалості електричного керуючого імпульсу τ_k , подаваного на обмотку електромагніта форсунки, бо

$$\tau_{\text{впр}} = \tau_k - \tau_n + \tau_o, \text{ або } \tau_{\text{впр}} = \tau_k - \Delta\tau_n, \quad (3)$$

де $\Delta\tau_n = \tau_n - \tau_o$ – враховує невідповідність керуючого імпульсу τ_k реальному часові впорскування $\tau_{\text{впр}}$.

Виходить, що у формулу (2) з урахуванням формули (3) треба внести корекцію. Тоді

$$G_{\text{ци}} = g_{\text{ст}} \cdot (\tau_k - \Delta\tau_n). \quad (4)$$

Невідповідність $\Delta\tau_n$ можна визначити шляхом динамічного проливання форсунок. Під динамічним проливанням розуміють такий режим роботи форсунок, коли в рампі підтримується постійний тиск палива, а клапани відкриваються на короткий час при подачі на обмотки форсунок керуючих імпульсів тривалістю τ_k . Такий режим роботи форсунок відповідає режиму їхньої роботи на двигуні. Якщо $G_{\text{пд}}$ – кількість палива, накопичена у вимірювальній посудині за час динамічного проливання, j – кількість упорскувань (циклових подач), зроблених за час проливання, то циклова подача $G_{\text{цид}}$, обчислена за результатами динамічного проливання

$$G_{цнд} = \frac{G_{нд}}{j}. \quad (5)$$

Таким чином, динамічна продуктивність ЕМФ дозволяє оцінити їх інерційність, яка особливо важлива при роботі двигуна на режимах малих циклових подач, коли запізнення відкриття та закриття клапана форсунки щодо початку та закінчення керуючого імпульсу значно впливає на точність дозування циклової подачі.

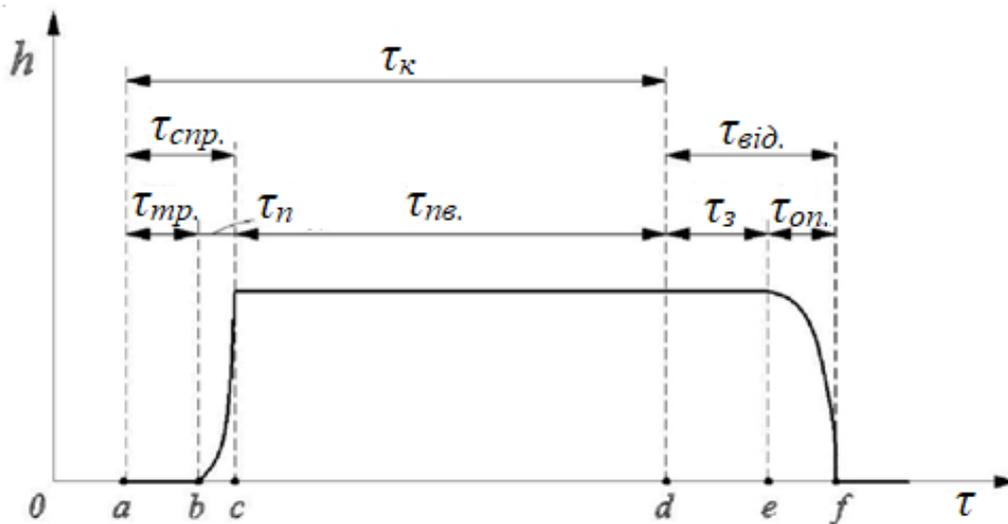
Наявність тимчасових затримок у роботі ЕМФ викликано тим, що з подачі на обмотку клапана форсунки імпульсу напруги тягове зусилля електромагніта приймає максимальне значення відразу, а через деякий проміжок часу. При припиненні подачі керуючого імпульсу тягове зусилля електромагніта також миттєво не звертається в нуль, що пояснюється експоненційним характером протікання кривих струму в ланцюзі управління ЕМФ при її замиканні та розмиканні.

Випробування проводились на лабораторному макеті системи розподіленого упорскування бензину призначеного для відтворення статичного й динамічного режимів проливання форсунок, які неможливо реалізувати безпосередньо на двигуні.

На рис. 1 наведено характеристику «час-перетин» клапана ЕМФ та показано тимчасові параметри роботи форсунки при подачі на її обмотку імпульсу керування тривалістю τ_K . З рис. 1 видно, що весь процес упорскування палива можна розбити на наступні часові інтервали: час спрацьовування клапана форсунки $\tau_{спр.}$, що складається з часу з моменту початку імпульсу управління до моменту торкання голки $\tau_{тр}$ і часу підйому голки $\tau_{п}$ час з моменту повного відкриття клапана до закінчення імпульсу управління $\tau_{пв}$, час відпускання клапана форсунки $\tau_{від.}$, що складається з часу залипання τ_z та часу опускання голки $\tau_{від.}$.

Для оцінки динамічної продуктивності форсунок за отриманими часовими параметрами роботи ЕМФ було визначено реальний час відкритого стану клапана $\tau_{пв}$ за формулою:

$$\tau_{пв} = \tau_K - \tau_{спр.} + \tau_{від.} \quad (6)$$



τ_k – тривалість керуючого сигналу від блоку управління двигуном; $\tau_{тр}$ – час торкання; $\tau_{п}$ – час підйому голки; $\tau_{пов}$ – час з моменту повного відкриття клапана до закінчення імпульсу управління; $\tau_{спр.}$ – час спрацьовування; $\tau_з$ – час залипання; $\tau_{оп}$ – час опускання голки; $\tau_{від.}$ – час відпускання

Рисунок 1 – Характеристика «час-перетин» клапана ЕМФ та тимчасові параметри роботи

Аналізуючи результати перевірок певній кількості комплектів форсунок, з різним напрацюванням, можливо сказати наступне, що статична продуктивність перевіряємих форсунок, в процесі експлуатації змінюється незначно і знаходиться в межах допустимих значень, тоді як зміна динамічної продуктивності істотно і нерівномірно, що знижує енергетичні та екологічні показники двигуна при роботі на режимах малих циклових подач і підтверджує необхідність визначення цього діагностичного параметра у процесі діагностування ЕМФ.

Висновки. Як показано в даній роботі, оцінити динамічну продуктивність паливних форсунок з мінімумом трудових і тимчасових витрат можливо за допомогою безрозбірного методу, заснованого на знятті осцилограм падіння напруги на обмотках електромагніту форсунки, визначення по них тимчасових параметрів роботи форсунки та порівняння реального часу відкритого стану клапана з необхідним для цього режиму роботи двигуна. Поєднання такого методу з існуючим способом діагностування ЕМФ за показаннями датчика тиску палива на нагнітальній магістралі системи паливоподачі, що дозволяє визначити статичну продуктивність та нерівномірність подачі, дозволить комплексно оцінити технічний стан паливних форсунок та підвищити ефективність процесу їх діагностування.

Література

1. Chowanietz E. Automobile electronics. - Society of Automotive Engineers, Inc, 1995, 246 pp.

2. Shufi Mizutani, Car electronics. – Nippondenso Co, Ltd. 1992. 280pp.

3. Tom Denton. Automobile electrical and electronic systems. - Society of Automotive Engineers, Inc., 1995. 312 pp.

4. Пойда А.М. Лабораторний практикум з дисципліни «Технічна експлуатація автомобілів» розділ «Технічна експлуатація автомобілів з мікропроцесорними системами керування». Х.: Вид. ХНАДУ. 2017. 174 с.

Зибцев Юрій Васильвич, старший викладач каф. ТЕСА, Харківський національний автомобільний університет, dandz2805@gaml.com

РОЗВИТОК ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛЯ

Ходова частина автомобіля є однією з найбільш мало захищених частин авто, особливо в умовах нашого клімату і рівня обслуговування доріг. Після певного пробігу в машині починають проступати стуки, скрипи і скреготіння - це є вірним індикатором того, що необхідно перевірити ходову частину, так як її несправність ставить під загрозу безпеку людини. Вірним рішенням буде звернутися на станцію техобслуговування для комп'ютерної діагностики ходової частини.



Рис.1 – Ходова частина авто

Діагностика ходової частини автомобіля необхідна для того, щоб упевнитися у власній безпеці. Діагностику необхідно проводити як для нової машини, так і для машини з пробігом. На станцію технічного обслуговування необхідно звернутися, якщо виявлено наступні ознаки:

1. проблеми з підвіскою - шум і стукіт при русі;

2. несправність рульового управління - нестійкість на високих швидкостях;

3. порушення стабілізації ходової частини – у машини спостерігається нахил в сторону;

4. несправність в гальмівних колодках – збільшення гальмівного шляху.

Діагностика ходової частини авто потрібна для своєчасного виявлення проблем, збереження життя водія і пішоходів.

До 1994 року в світовій автомобільній промисловості застосовувалися різні системи, стандарти і протоколи для діагностики, які умовно можна назвати системами сімейства OBD-I (On Board Diagnostic). Процедура зчитування кодів систем OBD-I нагадувала азбуку Морзе: короткі імпульси (тривалістю 0,2 с) позначали одиниці, а довгі (1,2 с) - десятки. Паузи між імпульсами у середині одного коду, що становить 0,3 с, а самі коди (якщо їх декілька) розділяються «порожні паузами в 1,8-2 с». Коди діагностики OBD-I були двозначними.

Починаючи з 1996 року всі автомобілі і невеликі вантажівки, вироблені для продажу в США, обладнуються єдиною системою самодіагностики OBD-II, а з 2000 року, згідно з директивою 98 / 69EG, всі нові автомобілі з бензиновими двигунами і в Європі діагностуються тільки з цього стандарту.

Однак якщо для зчитування даних в попередній системі застосовувалися тільки спеціальні дилерські сканери, то OBD-II-сумісний автомобіль може тестуватися універсальним OBD-II-сканером.

Ускладнення систем і їх перенасиченість електронікою призвели до ускладнення методів діагностики несправностей, а вимоги до технічного персоналу і до якості застосовуваного діагностичного обладнання значно зросли.

До основних елементів ходової частини автомобіля відносяться колеса, рама, задня і передня підвіски. Якщо ви побачили відхилення від норми в наступних деталях, їх потрібно терміново замінити: опорні пружини, балони пневмопідвіски, сайлент блоки, люфти, гальмівну систему: колодки, диски, гуму.

Саме ходова частина являє собою набір з безліч елементів, і без необхідних знань і інструментів якісну перевірку стану ходової частини для непрофесіонала практично неможливо виконати вдома.

З огляду на це, краще місце для проведення діагностики шасі – спеціалізований автосервіс. У сервісі є спеціальне обладнання, таке як вібростенди, контрзаходи, детектори люфту і багато іншого.

Професійні механіки з великим досвідом можуть не тільки виконати всі необхідні тести і перевірки, але також після діагностики надати докладний звіт про стан шасі, дати свої рекомендації і, за бажанням водія, підготувати пропозицію для ремонту.

Перевірка амортизаторів виконується спеціальним пристроєм, що визначає ступінь зносу. Амортизатори повинні бути перевірені на герметичність.

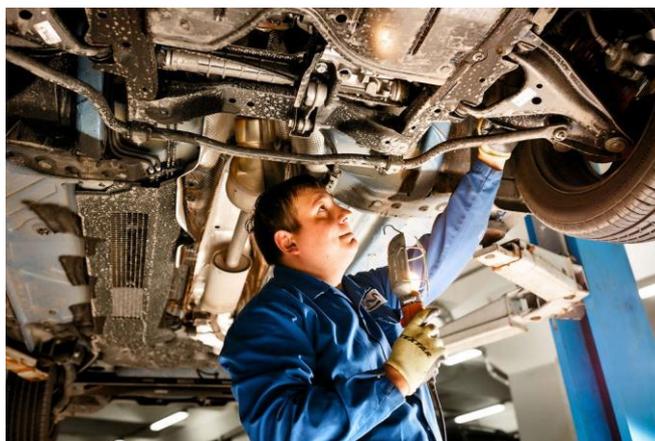


Рис.2 – Перевірка авто на СТО

Окрім стану амортизаторів діагностується стан еластичності та ступінь зносу пружин і пружинних опор, підшипників маточин коліс, колодок, опор, дисків, барабанів, шлангів, зазорів на втулках підвіски, колодок, шарнірів, стрижнів і стабілізатора поперечної стійкості.

Коробка передач не повинна мати неприродних шумів і люфтів. Аналогічна перевірка проводиться в передньому і задньому мостах. Окрім цього проводиться візуальний огляд коліс автомобіля. Від вибраної вами служби СТО діагностика може виконуватися як механічно, так і автоматизовано.

Машинна діагностика ходової частини виконується повністю автоматично за допомогою стендів і тестерів нового покоління. Участь механіка в огляді мінімальна, так як обладнання проводить перевірку самостійно, і виявляє навіть найменші проблеми або зміни в стані елементів ходової частини. Ряд спеціалізованих стендів і діагностичних тестерів також використовуються в стандартній діагностиці, але механіки з великим досвідом також беруть участь в огляді.



Рис.3 – Стенд для перевірки авто

Регулярна діагностика ходової частини дає автомобілісту чітке уявлення про стан кожного з її елементів, і дозволяє заздалегідь визначити необхідність в заміні зношеної деталі. Таким чином не тільки попереджаються серйозні

проблеми, але і економляться кошти, які доведеться віддати на ремонт всієї ходової частини.

Література

1. Ремонт та діагностика ходової частини авто.
<https://magnatauto.com/blog/diagnostika-ta-remont-hodovoi-chastini-avtomobilya>
2. Діагностика ходової частини авто.
<https://avtotachki.com/uk/chto-takoe-diagnostika-hodovoj-chasti/>
3. Історія розвитку комп'ютерної діагностики авто.
<http://autokolo.com/avtonovosti/obzor/istoriya-razvitiya-kompyuternoj-diagnostiki.html>
4. Комп'ютерна діагностика авто.
https://ru.wikipedia.org/wiki/Компьютерная_диагностика_автомобиля
5. Історія розвитку комп'ютерної діагностики авто.
https://pskovdiagnostic.ucoz.ru/publ/istorija_razvitija_avtomobilnoj_diagnostiki/1-1-0-5

Макаров Володимир Андрійович – д.т.н., професор, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: makarov@vntu.edu.ua.

Савенок Дмитро Валерійович, к.т.н., доцент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, d.v.savenok@donnaba.edu.ua

Кузьмін Віктор Степанович, старший викладач, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, v.s.kuzmin@donnaba.edu.ua

НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ СИСТЕМИ МОТИВАЦІЇ ПРАЦІВНИКІВ ПІДПРИЄМСТВ АВТОСЕРВІСУ

В системі мотивації працівників при технічному обслуговуванні (ТО) та ремонті автомобілів винагорода – це все те, що людина вважає цінним для себе: оплата праці, реалізація творчого потенціалу у розвитку виробництва послуг, визнання її вкладу в функціонування підприємства.

Систему мотивації необхідно створювати таким чином, щоб вона носила комплексний характер, тобто враховувала і матеріальну, і нематеріальну складові. Причому систему необхідно будувати таким чином, щоб одні методи не розглядалися як заміна іншим, а доповнювали їх.

Матеріальна або економічна (за іншим визначенням) мотивація передбачає виплати, цінні подарунки. Це в основному такі методи [1, 2]: оплата праці за виконану роботу; премії і доплати за раціоналізацію та розвиток виробничого процесу підприємства; участь у розподілі прибутків; оплата навчання в закладах освіти; доплата за стаж; надання на пільгових умовах соціальних послуг.

Матеріальне заохочення робить мотивацію праці результативною лише за умови функціонування останньої як системи, що базується на таких принципах:

комунікація, співробітництво та згода між працівниками і адміністрацією підприємства щодо загальних принципів системи мотивації;

обґрунтована система визначення обсягів виконаних робіт та їх оцінки;

зрозумілі та обґрунтовані критерії вимірювань результатів праці і її виконавського рівня при виробництві послуг з ТО та ремонту автомобілів;

правильно визначені, розраховані нормативи виконання робіт, контроль за їх станом та своєчасне корегування;

чітке узгодження економічної мотивації з результативністю діяльності працівників;

використання заохочення, особливо додаткового, за внесок працівника в підвищення якості послуг та ефективність їх виробництва.

Не матеріальні (не економічні) методи передбачають стимулювання, спонукання працівника до роботи іншими засобами, формами: підвищення рівня праці, її збагачення; просування по службі; участь в розробці і реалізації програм підвищення ефективності та якості виробництва послуг; участь у прийнятті і впровадженні рішень по розвитку виробничих процесів.

На підприємстві автосервісу в залежності від сфери діяльності доцільно мотивувати такі види діяльності працівників [1, 3, 4]:

організація робіт по вивченню ефективності та якості протікання виробничих процесів підприємства з залученням широкого кола працівників, які мають відношення або здійснюють той чи інший процес;

розробка і впровадження заходів по підвищенню техніко-технологічного забезпечення процесів обслуговування та ремонту автомобілів виконавцями виробництва послуг;

робота над престижем підприємства і виконавців виробничих процесів: поширення іміджу підприємства медійними засобами та через роботу на ринку споживачів;

створення доброзичливої атмосфери в колективі: формування банків проблем, проведення гуртків якості, колективні обговорення шляхів підвищення якості виробництва послуг автосервісу;

культивування доброзичливого спілкування поза робочим часом, декларування та дотримання позитивних цінностей підприємства.

Розробка і реалізація системи мотивації на підприємстві – це управлінська функція його керівництва. Працівники системи управління підприємством проводять аналіз всіх складових процесу виробництва послуг та формують стимули до праці, які будуть спонукати працівників з повною віддачею працювати в процесі виробництва. Повинен бути створений і довготерміновий вплив на працівника з метою формування у нього мотиваційної основи для підвищення кваліфікації, професійного зростання.

Основними завданнями мотивації на підприємствах автосервісу дослідники розглядають [3, 4]:

формування у працівників підприємства розуміння сутності і значення мотивації в процесі виробництва послуг: скорочення перерв при виконанні

операцій ТО та ремонту автомобілів, забезпечення відповідності параметрів технічного стану автомобіля нормативним значенням тощо;

створення нормального психологічного клімату в колективі для спілкування, обговорення проблем підприємства;

формування у керівників лідерських та демократичних підходів до управління виробництвом і кадрами з використанням методів та механізмів, передбачених системою мотивації підприємства.

Отже в процесі розробки моделей, механізму та системи мотивації керівництву підприємства необхідно провести вивчення процесів функціонування кадрового забезпечення виробничого процесу виявити та створити для себе і підлеглих працівників мотиви для спонукання до діяльності шляхом формування поведінки для досягнення особистих цілей і цілей підприємства.

На основі аналізу системи наведених показників (табл. 1) створюється процедура їх оцінки.

Обсяги послуг, доходів на одного виробничого робітника за певний період (рік, квартал, місяць) і їх динаміку, а також середнє число днів, відпрацьованих одним виробничим робітником за той же період, розраховуються за існуючими на підприємствах методиками та програмами. Вони є складовою частиною щорічних аналізу і звітів.

Таблиця 1 - Показники оцінки ефективності трудового потенціалу

Напрямок оцінки		Показники
Показники ефективності	Структура трудових ресурсів	Чисельність виробничих робітників
		Розподіл робітників за кваліфікаційними рівнями
		Середній тарифний розряд виробничих робітників
	Продуктивність праці робітників	Обсяг послуг на одного виробничого робітника
		Обсяг доходів на одного робітника і його динаміка
	Ефективність використання робочого часу	Середнє число днів відпрацьованих робітником за рік
		Оперативний час за певний період (рік, квартал, місяць)
		Середнє число годин, витрачених робітником на модернізацію виробничого процесу за певний період
	Поліпшення якості послуг	Кількість рекламацій на надані послуги і їхня динаміка
		Питома вага неякісних послуг і їхня динаміка
	Витрати на робітників	Загальні витрати підприємства на робітників за рік
		Витрати на одного робітника і їх динаміка
		Витрати на підвищення кваліфікації робітників
	Ефективність управлінських програм	Витрати на окремі напрямки й програми діяльності служб управління трудовим потенціалом
		Ефективність програм по підвищенню результативності роботи робітників і підприємства

Ефективність використання робочого часу характеризується загальновідомим коефіцієнтом оперативного часу K_{opr} :

$$K_{\text{опр}} = 1 - \frac{t_{\text{доп.п}}}{T_{\text{тор}}}, \quad (1)$$

де $t_{\text{доп.п}}$ – час на виконання допоміжних робіт (отримання матеріалів, інструменту тощо) та час простоїв;
 $T_{\text{тор}}$ – загальний час, витрачений на виробництво послуги з ТО і ремонту.

Література

1. Канарчук В.Є., Лудченко О.А., Барилевич Л.П. і ін. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах. - К.: Логос, 1996.–348 с.
2. Клімов С.В. Організація технічного сервісу машин: навчальний посібник – Рівне: НУВГП. – 210 с.
3. Економіка праці та соціально-трудова відносини: підручник / Колот А.М., Грішнова О.А., Герасименко О.О., Завіновська Г.Т., Петрова І.Л. та ін./ за ред. А.М. Колота. – К.: КНЕУ, 2009. – 711 с.
4. Поняття і види мотивації. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://moodle.nati.org.ua/mod/book/tool/print/index.php?id=5272>.

Малов Ігор Олександрович, магістр, ст. гр А-63-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
 Шакарян Армен Артїкович ст. гр А-61-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
 Павленко В'ячеслав Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vp.khadi@gmail.com

ЗАСТОСУВАННЯ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ В СИСТЕМАХ ЗВОРОТНОГО ЗВ'ЯЗКУ З ВОДІЄМ АВТОМОБІЛЯ

Застосування штучного інтелекту [1] та машинного навчання в системах зворотного зв'язку з водієм може внести суттєвий внесок в покращення безпеки, тривалості служби і функціональності автомобілів [2]. Розглянемо декілька варіантів застосування.

1. Попередження поломок – за допомогою аналізу діагностичних даних та машинного навчання можна створити моделі, які передбачають можливі поломки або проблеми з автомобілем. Це дозволяє водіям та сервісним центрам приймати заходи для усунення проблем, ще до того, як вони стануть критичними. Наприклад, аномальні тиску в колесах або надмірне навантаження на двигун можуть свідчити про можливі проблеми. Системи можуть сповіщати водія про такі аномалії, давати поради для усунення їх та запропонувати відвідати сервісний центр.

2. Оптимізація обслуговування – штучний інтелект може допомогти визначити оптимальний графік обслуговування та заміни деталей автомобіля на

основі реальних діагностичних даних. Це дозволяє використовувати ресурси більш ефективно та знижувати витрати на технічне обслуговування. На основі цих даних, система може запропонувати оптимальний графік обслуговування, щоб уникнути негайних ремонтів і мінімізувати витрати на планове обслуговування.

3. Системи допомоги водієві: Штучний інтелект може створити системи, які надають рекомендації водіям для покращення їхнього стилю водіння, зменшення споживання пального або підвищення безпеки на дорозі. Наприклад, вона може рекомендувати змінити спосіб гальмування або прискорення для підвищення ефективності та зменшення споживання пального. Також, вона може надавати поради щодо безпечного водіння та виконання правил дорожнього руху.

4. Виявлення аномалій: За допомогою машинного навчання можна створити моделі для виявлення аномалій в роботі автомобіля. Це включає в себе виявлення незвичайних шумів, вібрацій чи змін у споживанні пального, що може свідчити про можливі проблеми. Наприклад, якщо в системі виникають непередбачувані коливання обертів двигуна, система може сповістити водія про необхідність перевірити двигун.

5. Оптимізація та прогнозування витрат пального: Штучний інтелект може вдосконалити системи управління споживанням пального, аналізуючи діагностичні дані та допомагаючи водіям підтримувати оптимальний рівень ефективності. Він може надавати рекомендації водіям щодо оптимальних режимів руху для економії пального, наприклад, як уникати гострих прискорень чи зайвої швидкості.

6. Моніторинг зносу компонентів: Штучний інтелект може виявляти знос конкретних компонентів автомобіля, таких як гальмівні диски, шини, амортизатори тощо, і надавати рекомендації щодо їхньої заміни. Наприклад, система може рекомендувати заміну гальмівних колодок на основі зносу та стилю водіння.

7. Навчання систем на прикладі реальних ситуацій: Штучний інтелект може навчати системи на прикладі дійсних ситуацій на дорозі, де автомобіль виявив аномалії або де водій допустили помилки. Це покращує реакцію системи в майбутньому. Наприклад, якщо автомобіль мав проблеми з системою гальмування, система може аналізувати, як водій реагував на цю проблему і використовувати ці дані для покращення реакції системи в подібних ситуаціях у майбутньому.

8. Автономний ремонт: У майбутньому, системи штучного інтелекту можуть надавати детальні інструкції власникам автомобілів, як самостійно вирішити деякі проблеми або виконати простий ремонт. Наприклад, якщо система виявляє, що в багажнику автомобіля розташовано навантаження, яке може впливати на ефективність двигуна, вона може надати вказівки щодо перерозподілу вантажу або іншого рішення.

Оптимізація обслуговування автомобілів завдяки використанню штучного інтелекту та аналізу діагностичних даних стає ключовим етапом в

підвищенні ефективності і економії ресурсів для власників та операторів автопарків. На сьогоднішній день сучасні автомобілі обладнані різними датчиками і системами, які постійно збирають дані про стан автомобіля. Використовуючи ці дані, аналітика та системи штучного інтелекту можуть надавати значущі переваги у плануванні і виконанні технічного обслуговування.

Застосування штучного інтелекту в оптимізації технічного обслуговування автомобілів веде до збільшення безпеки та надійності авто, а також до зменшення витрат на ремонт і обслуговування. Це також допомагає водіям та операторам автопарків планувати свої витрати та ресурси більш ефективно, що робить автомобільну індустрію більш стійкою та відповідальною.

Література

1. Штучний інтелект [Електронний ресурс] - Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Штучний_інтелект

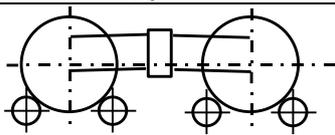
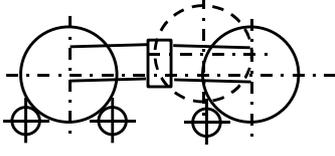
2. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем: монография / В. П. Волков, В. П. Матейченко, О. Я. Никонов и др.: под ред. В. П. Волкова. «Ноулидж», 2013. – 398 с.

Мармут Ігор Арнольдович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, mia2005.62@ukr.net

Себко Дмитро Павлович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

АНАЛІЗ ПОЗДОВЖНЬОЇ СТІЙКОСТІ ТРИВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ НА РОЛИКОВОМУ СТЕНДІ СХЕМИ «1+1»

Роликові стенди для перевірки тривісних автомобілів (ТА) з'явилися понад п'ятдесят років тому, коли ще не було усталених конструкцій самих ТА. Відомі основні конструктивні схеми стендів для перевірки ТА представлені на рис. 1. Тут q – коефіцієнт використання навантаження.

Схема стенду	Виробник	Переваги, недоліки
 <p>1</p>	Фірма HF, ХАДІ	q до 1,1. Висока металоємність, вплив люфтів в підвісці на якість перевірки
 <p>2</p>	МАНА серії R200	Спеціалізовані стенди, потрібна фіксація автомобіля, висока металоємність

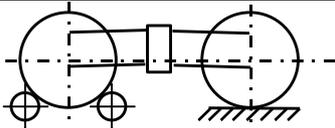
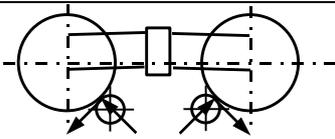
 <p>3</p>	BREKON BS	q до 0,8. Низька продуктивність, непридатне для тривісних автомобілів
 <p>4</p>	ХАДІ а.с. 1167084	q більше 2,0. Низька металоємність, недостатня стійкість автомобіля

Рисунок 1 – Схеми роликів стендів для перевірки ТА

Проведені теоретичні дослідження показали, що конструкція стенду з обпиранням кожного колеса візка на одиничний ролик (схема 4, назвемо її «1+1») дозволяє перевищити необхідні значення q для коліс заднього моста і підвищити q для коліс середнього моста.

При перевірці, тягових і гальмівних властивостей ТА на однороликовому стенді виникає задача утримання автомобіля в положенні стійкої рівноваги. Для цього необхідно визначити напрямок самовиїзду, розглянути можливі способи утримання ТА від самовиїзду, провести аналіз цих способів, обґрунтувати необхідні обмеження режимів випробувань і додаткові вимоги до конструкції стенду. А також розробити додаткові пристосування для утримання автомобіля в положенні стійкої рівноваги.

Розглянемо положення ТА, що зустрічаються при перевірках на роликів стендах «1+1» (рис. 2).

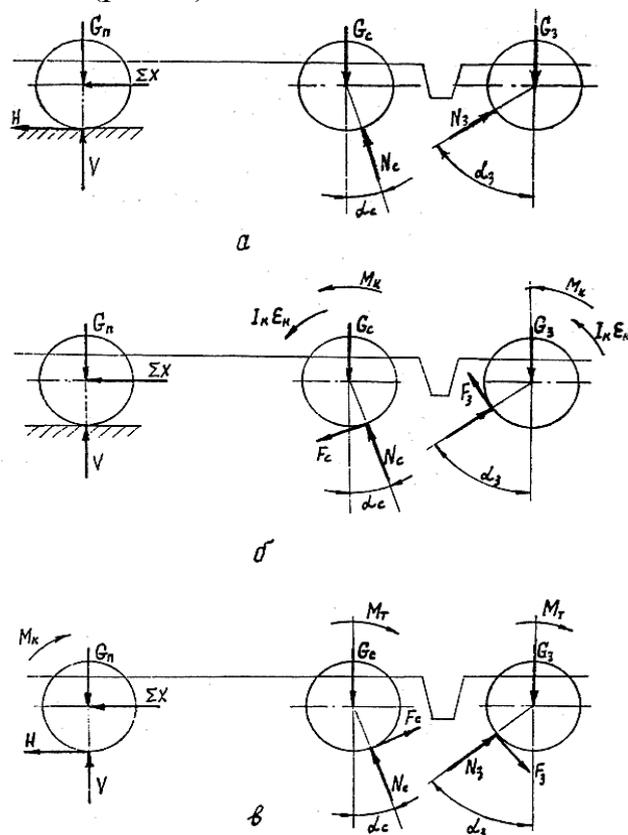


Рисунок 2 – Схеми різних положень ТА на стенді «1+1»

1. Перевірка гальм передніх коліс. В даному випадку кожне колесо спирається на два ролика, і завдання зводиться до відомого випадку.

2. Кожне з коліс візка ТА спирається на поодинокі ролики (рис. 2а). Це статичне положення, коли ролики загальмовані, а колеса автомобіля нерухомі. Так як α_3 значно більше α_c , а G_c і G_3 приблизно рівні, слід очікувати виїзду автомобіля назад. І, щоб забезпечити стійке положення, необхідно прикласти силу ΣX , що перешкоджає переміщенню автомобіля назад.

3. Вимірювання тягової сили (потужності) на колесах автомобіля (рис. 2б). З боку коліс візка ТА прикладений до роликів крутний момент M_K , який долає момент, прикладений до ролику від зовнішнього джерела, і опір кочення коліс по роликах.

Коефіцієнт опору коченню коліс по роликам з урахуванням тертя в підшипниках стенду приймаємо рівним 0,04...0,05 [1, 2]. У граничному випадку момент опору дорівнює крутному моменту M_K , тобто тангенційні сили F_c і F_3 дорівнюють M_K/r , де r – статичний радіус коліс візка ТА. Так як коефіцієнт опору кочення коліс по роликах невеликий, а для переднього колеса він ще менше (приблизно в три рази), то втрати на кочення коліс по опорних елементах в розрахунок не беремо. Тоді значення сили, яка повинна запобігти виїзду автомобіля назад складе:

$$\Sigma X = G(tg\alpha_3 - tg\alpha_c) - (M_K/r)/(\cos\alpha_3 + \cos\alpha_c). \quad (1)$$

4. Вільне кочення коліс візка по роликам стенда (перевірка трансмісії). В цьому випадку тангенціальні сили F_c і F_3 дорівнюють добутку нормальних сил N_c і N_3 та коефіцієнта опору коченню. Таким чином, значення сили, що утримує ТА від виїзду назад, складе проміжне значення між випадками 2 і 3. Розгін коліс візка з боку стенду дає таке ж значення величини горизонтальної сили ΣX .

5. Виїзд автомобіля зі стенду вперед. Аналіз показує: що зі збільшенням крутного моменту M_K сила, що утримує ТА від виїзду назад, зменшується до нуля і, навіть, змінює свій знак, що свідчить про можливість вільного виїзду вперед зі стенду без виштовхуючих елементів.

6. Перевірка гальм візка автомобіля (рис. 2в). В цьому випадку тангенціальні сили F_c і F_3 спрямовані назад, їх значення дуже велике. Наприклад, F_3 може перевищувати величину G_3 в два і більше разів, в залежності від величини кута α_3 .

Декілька знижує цю величину тангенціальна сила H в контакт переднього колеса з опорною поверхнею. Так, при значенні коефіцієнта зчеплення $\psi=0,5...0,6$, сила H може досягати 20 кН. Однак, при перевірці стоянкового гальма значення сили H при цьому буде близьке до нуля, а величину ΣX знайдемо з виразу:

$$\Sigma X = G\{1/[\phi^2 \cos^2 \alpha_c + (\sin 2 \alpha_c)/2] + 1/[\sin 2 \alpha_3)/2] + tg\alpha_3 - tg\alpha_c\}. \quad (2)$$

Слід зазначити, що величина сили ΣX сильно залежить від співвідношення кутів α_c і α_z а саме, від різниці $tg\alpha_z - tg\alpha_c$. Суттєво зменшити величину цієї сили можна, якщо перевірку гальмівних і тягових властивостей проводити за середньою і задньою осями ТА окремо, обертаючи їх в різні боки.

Однак все описане не виключає небезпеки самовиїзду, особливо при різкому гальмуванні в аварійному режимі. Тому необхідно застосовувати страхувальні пристрої, що повністю виключають можливість самовиїзду автомобіля.

Література

[1]. М.Я. Говорущенко, В.П. Волков, Е.Х. Рабінович, І.А. Мармут і В.О. Зуев, *Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок та конструювання)*. Харків, Україна: ХНАДУ, 2009, 344 с.

[2]. І.А. Мармут, А.А. Кашканов, В.А. Кашканов «Дослідження взаємодії коліс автомобіля з роликками стенда при гальмуванні», *Науковий журнал ВНТУ «Вісник машинобудування та транспорту»*, №1(13), с. 68-77, 2021.

Мастепан Микола Антонович, к.т.н., доцент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, m.a.mastepan@donnaba.edu.ua

Кузьміна Вікторія Павлівна, старша викладачка, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, v.p.kuzmina@donnaba.edu.ua

Шамшур Артур Едуардович, студент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, a.shamshur@donnaba.edu.ua

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРОЦЕСУ ПІДПРИЄМСТВА АВТОСЕРВІСУ

Удосконалення виробничих процесів підприємств автосервісу повинно відбуватись при постійному забезпеченні підвищення рівня, технічного стану та ефективності використання технічного забезпечення виробничого процесу.

Важливим питанням є формування системи та механізмів оцінки стану технічного забезпечення виробничих процесів, порядку утримання, розвитку.

Підприємства автосервісу для реалізації основної мети: ефективного виробництва якісних послуг і вирішення відповідних меті завдань повинні планувати свою діяльність за такими основними напрямками [1, 2]:

вивчення та аналіз ринку послуг, встановлення вимог та очікувань споживачів, задоволення їх попиту на номенклатуру та обсяги послуг з урахуванням характеристик парку автомобілів в сегменті ринку підприємства;

аналіз рівня задоволеності очікувань споживачів рівнем якості послуг автосервісу та рівнем цін на їх виробництво;

задоволення попиту споживачів на експлуатаційні матеріали, запасні частини і аксесуари до автомобілів.

Для підприємства автосервісу важливим завданням є удосконалення техніко-технологічного забезпечення і розширення виробничої бази для збільшення номенклатури та обсягів виробництва послуг. Зазначене потребує удосконалення і збільшення технічного забезпечення виробничої бази.

Напрямки розширення виробничої бази повинні ґрунтуватись на результатах дослідження новітніх галузевих технологій і їх технічного забезпечення, вивчення, оцінки, аналізу стану виробництва на кращих підприємствах галузі та на підприємствах – конкурентах.

Встановлення напрямків розвитку технічного забезпечення виробничого процесу підприємства автосервісу і встановлення економічної ефективності виробництва послуг повинно базуватись на таких діях, заходах [3, 4]:

аналіз ринку послуг та встановлення можливостей підприємства по освоєнню нових видів послуг і, відповідно, напрямків та обсягів розвитку технічного забезпечення виробничих процесів підприємства;

встановлення пріоритетності напрямків розвитку виробничих процесів та технічного забезпечення виробництва послуг за вибраною та обґрунтованою номенклатурою;

розрахунки необхідних фінансових та матеріальних витрат на розробку, впровадження, освоєння нових технологій, технічного, кадрового, нормативного забезпечень за всіма вибраними напрямками розвитку;

розрахунки економічної ефективності формування технічного забезпечення виробничого процесу за всіма варіантами розвитку виробництва і складання цільової програми та планів розвитку технічного забезпечення процесів виробництва послуг автосервісу.

Пріоритетним, кращим визнається напрямок розвитку з максимальним економічним ефектом від впровадження планових рішень.

Для оцінки ефективності виробничого процесу рекомендується використовувати диференціальний, комплексний або змішаний методи [1, 4].

Диференціальний метод передбачає оцінку процесів з використанням одиничних показників параметрів виробництва, наприклад, показник витрат електроенергії на виробництво одиниці послуги W_e :

$$W_e = \frac{Q_p}{Q_b}, \quad (1)$$

де Q_p – показника витрат електроенергії на виробництво одиниці послуги на підприємстві;

Q_b – значення базового показника витрат електроенергії на виробництво одиниці послуги відповідно до норм, плану, кращих підприємств.

Комплексний метод передбачає використання узагальненого показника процесу або виробленої послуги: собівартість, час виробництва послуги автосервісу тощо.

Змішаний метод передбачає використання як одиничних, так і комплексних показників оцінки процесів, явищ, якості послуг. Наприклад,

якість ремонту двигуна оцінюється комплексним показником: потужність двигуна і одиночними показниками: тиск мастил, компресія.

Економічну ефективність $E_{\text{ТТЗ}}$ від освоєння виробництва послуг з новим техніко-технологічним забезпечення можна визначити за формулою:

$$E_{\text{ТТЗ}} = P_{\text{ТТЗ}} - C_{\text{ТТЗ}}, \quad (2)$$

де $P_{\text{ТТЗ}}$ – прибутки підприємства автосервісу від впровадження нового техніко-технологічного забезпечення;

$C_{\text{ТТЗ}}$ – витрати підприємства, пов'язані з витратами на пошук, впровадження у виробничий процес техніко-технологічного забезпечення виробництва.

Крім економічного ефекту від удосконалення технічного забезпечення виробничого процесу підприємства необхідно також враховувати такі дуже важливі види ефектів від реалізації організаційно-технічних заходів [2, 3]:

науково-технічний ефект – оновлення, використання більш сучасних, новітніх технологій виробничого процесу, ефективність, якість функціонування, надійність виробничих процесів;

ресурсний ефект – зменшення споживання матеріальних, енергетичних ресурсів при виробництві послуг;

соціальний ефект – престижність роботи: використання більш високих технологій та продуктивного технологічного устаткування, збільшення гарантій не втратити роботу на підприємстві;

екологічний ефект – зменшення негативного впливу автомобільного транспорту на навколишнє середовище, підвищення безпеки руху на дорогах, зменшення шуму при виконанні робіт тощо.

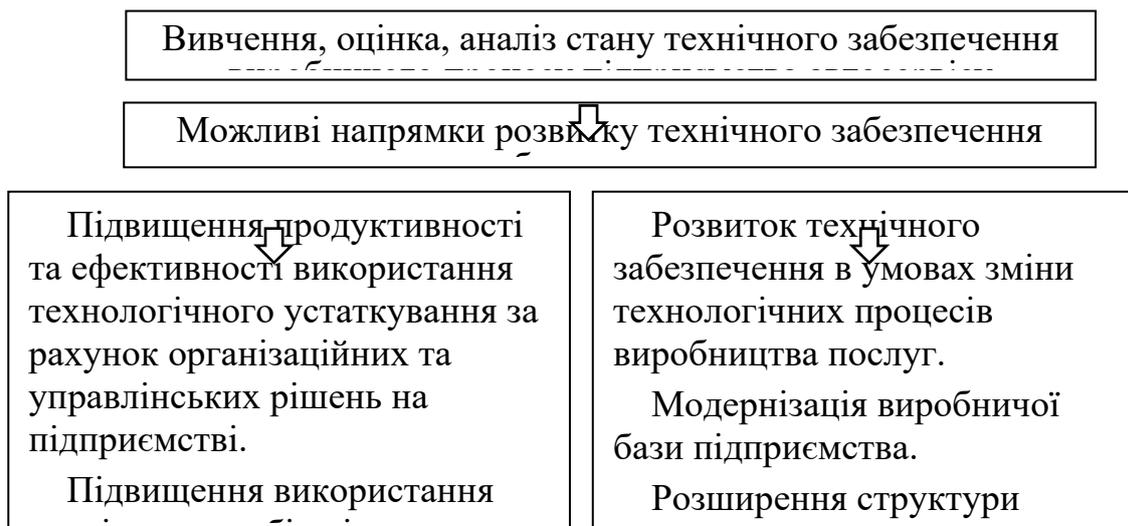


Рисунок 1 – Формування напрямків розвитку технічного забезпечення підприємства автосервісу

Для забезпечення виробництва якісних послуг, прибутковості, конкурентоспроможності функціонування підприємство повинне постійно удосконалювати, розвивати свої технологічні процеси, забезпечувати удосконалення технічного забезпечення виробничої бази.

Література

1. Редзюк А. М. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку / Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; монографія за заг. ред. А.М. Редзюка. – К.: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2005. – 400 с.
2. Канарчук В.Є., Лудченко О.А., Барилевич Л.П. і ін. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах. - К.: Логос, 1996. – 348 с.
3. Основи технічного сервісу транспортних засобів. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. – Львів, Львівська політехніка, 2017. – 324 с.
4. Андрусенко С.І. Загальні принципи управління підприємством // Автошляховик України, №1. – 2002. – С 18-20.

Мастепан Сергій Миколайович, к. т. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, mastepansm@gmail.com

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ УПРАВЛІННЯ ЗАПАСАМИ МАТЕРІАЛЬНИХ РЕСУРСІВ ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ

Важливою складовою процесу технічного обслуговування (ТО) та ремонту автомобілів є забезпечення запасними частинами, експлуатаційними матеріалами, енергетичними ресурсами. Функціонування підприємства автомобільного транспорту (ПАТ) не можливе без досліджень і вирішення ряду проблем ефективності системи матеріального забезпечення виробництва. Необхідно мати механізм удосконалення, оптимізації системи управління запасами матеріальних і енергетичних ресурсів для виробництва послуг.

В зв'язку з жорсткою конкуренцією вирішення проблеми забезпечення матеріальними ресурсами та формування прийнятних техніко-економічних показників ПАТ потребує розробки системи управління матеріальними ресурсами, необхідними для обслуговування та ремонту автомобілів. Необхідно розробити модель визначення обґрунтованих запасів матеріальних ресурсів для виробництва послуг автосервісу.

Удосконалення системи управління запасами матеріальних ресурсів на підприємстві, що надає послуги з ТО і ремонту автомобілів (рис. 1), включає визначення розміру запасів окремих ресурсів: запасних частин, агрегатів, матеріалів, енергетичних ресурсів для виконання робіт з урахуванням поточної ситуації як на підприємстві, так і на ринку послуг та матеріалів в регіоні.

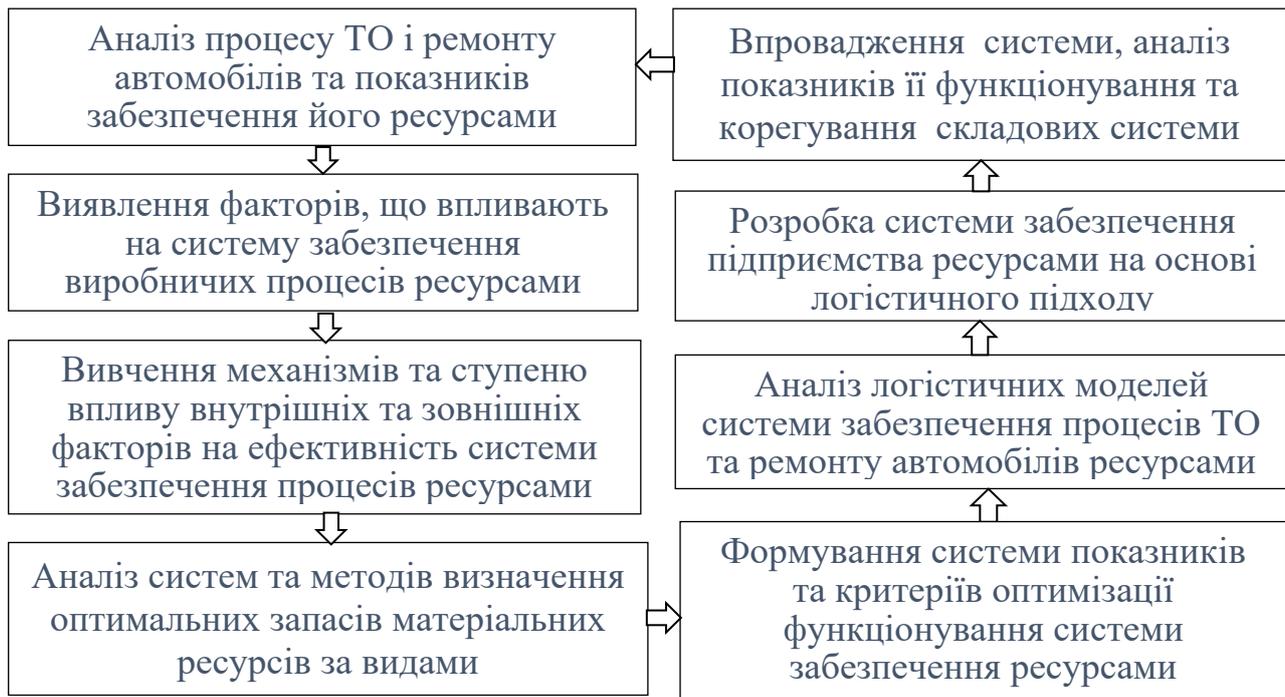


Рисунок 1 – Удосконалення системи забезпечення процесів технічного обслуговування і ремонту автомобілів на підприємстві ресурсами

Фактори, що впливають на рівень наявних запасів матеріалів, можуть бути розділені на такі групи [1, 2, 3].

1-а група факторів характеризує рівень і стан ринку ресурсів. В цю групу входять: розгалуженість ринку ресурсів, рівень відповідності якості ресурсів договірним умовам, дотримання постачальниками графіків поставки, відповідність кількості та номенклатури ресурсів зазначеним в договорах.

2-а група факторів характеризує обґрунтованість процесу використання ресурсів, яка визначається відповідністю попиту на послуги з ТО і ремонту автомобілів, прогнозним розрахункам, стабільним виконанням підприємством виробничої програми.

3-я група факторів характеризується економіко-виробничою ситуацією в регіоні і на підприємстві. До цієї групи відносяться такі фактори, як кризові явища в країні, низький рівень фінансової стійкості підприємства тощо.

4-а група факторів характеризується недосконалістю виробничої бази підприємства: затратні, застарілі технології, застаріле устаткування.

5-а група факторів характеризується недосконалою організацією виробництва ТО і ремонту автомобілів: низька технологічна дисципліна, низька якість виконання робіт, неякісні матеріали, відсутність системи контролю використання ресурсів тощо.

Вплив наведених факторів призводить до невідповідності в процесах постачання ресурсів. На підприємствах створюється або дефіцит ресурсів δ :

$$\delta = V_p(t_n) - V_{norm}, \quad \text{за умови:} \quad V_p(t_n) - V_{norm} < 0 \quad (1)$$

або їх надлишок ρ :

$$\rho = V_p(t_n) - V_{norm}, \quad \text{за умови:} \quad V_p(t_n) - V_{norm} > 0 \quad (2)$$

де $V_p(t_n)$ – наявні, отримані ресурси;

V_{norm} – нормовані, потрібні ресурси.

Дефіцит ресурсів порушує хід виробництва послуг.

В обох ситуаціях важливо оцінити ступінь впливу факторів та визначити механізми формування необхідних для виробництва послуг запасів ресурсів, виявити причини, що призводять до утворення як дефіциту, так і надлишку.

Процес впливу різних факторів на забезпечення виробництва ресурсами і на рівень запасів носить випадковий характер. Для запобігання негативного впливу відхилень в постачанні необхідних ресурсів потрібно прогнозувати втрати доходів від дії різних факторів.

При дефіциті за результатами аналізу та прогнозування наслідків коливань в постачанні ресурсів можуть бути реалізовані такі заходи:

1. Знизити обсяги послуг за видами до рівня, відповідного рівням запасів ресурсів. Але зниження обсягів виробництва призведе до погіршення техніко-економічних показників підприємства: продуктивності праці, собівартості виробництва, доходів тощо.

2. Замінити один вид матеріального ресурсу на інший. Але підприємства автомобільного транспорту, як правило, хочуть укладати договори на постачання оригінальних запасних частин і матеріалів від заводів виробників. Не виконання зазначеної умови часто призводить до зниження якості ТО і ремонту автомобілів. Використання більш дорогих ресурсів призводить часто до необґрунтованого підвищення собівартості послуг, і не завжди прийнятне з економічної точки зору для підприємства.

3. Змінити номенклатуру послуг. Зміна номенклатури тягне за собою організаційні витрати, пов'язані з переходом на іншу номенклатуру послуг, звуження виробничих функцій підприємства, втрату статусу підприємства комплексного типу. Звужувати номенклатуру послуг підприємству не бажано. Необхідно вирішувати питання оптимізації системи постачання ресурсів на основі логістичного підходу.

Надлишок ресурсів також негативне явище. При надлишку збільшуються витрати на їх зберігання, збільшується час обертання обігових коштів, може виникнути проблема нестачі обігових коштів тощо.

При формуванні виробничої програми підприємства та плану постачання матеріальних ресурсів необхідно, щоб нормативний запас ресурсу V_{norm} і фактично поставлений запас ресурсів $V_p(t_n)$ на підприємство збігалися.

Величина запасу i -го матеріального ресурсу $V_{norm i}$ на початок планового періоду, що забезпечує безперервність виробничого процесу, буде складати:

$$V_{norm i} = V_{pt i} + V_{pid g i} + V_{ct i}, \quad (3)$$

де V_{pti} – витрати i -го матеріального ресурсу на виконання виробничої програми з ТО і ремонту автомобілів;
 V_{pidgi} – витрати i -го ресурсу на налагодження технологій;
 V_{cti} – страхові запаси i -го матеріального ресурсу.
Визначені і оптимізовані запаси за умови мінімізації втрат від дефіциту і надлишку матеріальних ресурсів забезпечить ефективне виробництво послуг з ТО та ремонту автомобілів на підприємстві.

Література

1. Канарчук В.Є., Лудченко О.А., Барилевич Л.П. і ін. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах. - К.: Логос, 1996. – 348 с.
2. Пономарьова Ю.В. Логістика: навч. посіб. / Ю.В. Пономарьова. – К.: Центр навч. л-ри, 2005. – 328 с.
3. Курніков І. П. Управління запасами в автосервісі в умовах невизначеності попиту // Автошляховик України, №1, 2002. – С. 15-17.
4. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехніка транспорту (на прикладі автомобільного транспорту).// В двох частинах. Часть 1. - Харків: РІО ХГАДТУ, 1998. – 255 с.

Мастепан Сергій Миколайович, к. т. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, mastepansm@gmail.com.

Макарова Тамара Володимирівна – к.е.н., доцент, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: makarova@vntu.edu.ua.

Виноградов Микола Семенович, к.т.н., доцент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, m.s.vynogradov@donnaba.edu.ua.

ОРГАНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ПРОЦЕСУ ВИРОБНИЦТВА ПОСЛУГ НА ПІДПРИЄМСТВІ АВТОСЕРВІСУ

Ефективність виробництва якісних послуг на підприємствах автосервісу суттєво залежить від рівня організації та функціонування технологій, організації трудових процесів, матеріального забезпечення процесів виробництва.

Забезпечення якісного функціонування системи організації процесів виробництва послуг автосервісу є важливим завданням підприємства. Така система повинна включати важливу складову – моніторинг протікання всіх процесів виробництва і якості кінцевої послуги.

Рівень організації процесів виробництва послуг з технічного обслуговування та ремонту автомобілів на підприємстві характеризується такими основними складовими [1, 2, 3]:

організація використання власних коштів, потрібних і можливих інвестицій, необхідних кредитів на розвиток загального процесу виробництва послуг та його окремих складових процесів;

рівень та раціональність організаційної структури виробничого процесу підприємства;

наявність стратегії розвитку виробничого процесу підприємства та окремих його складових частин;

організація управління загальним виробничим процесом підприємства та його складовими окремими технологічними процесами;

рівень забезпечення процесів виробництва стандартами, нормами та нормативами і дотримання їх при виробництві;

організація і реалізація заходів по зниженню собівартості, збільшенню прибутків та рентабельності виробництва послуг з технічного обслуговування та ремонту автомобілів на підприємстві.

Формування системи моніторингу факторів внутрішнього впливу та їх аналізу дозволяє забезпечити ефективне функціонування підприємства, удосконалення його діяльності та конкурентоспроможності.

Система моніторингу рівня і стану організації виробництва послуг (рис. 1) на підприємствах автосервісу, метою якої є поліпшення процесів і показників функціонування повинно включати такі основні етапи [4]:

обґрунтування складу та завдань системи моніторингу процесу виробництва послуг: виявлення процесів, що підлягають моніторингу, перелік параметрів, характеристик, показників, які необхідно оцінювати при моніторингу процесів виробництва;

формування технічного забезпечення моніторингу виробничих процесів: перелік потрібних та існуючих пристроїв, вимірювальних приладів, засобів обчислення та зберігання отриманої при моніторингу інформації про протікання процесу виробництва;

організація методичного забезпечення процесів моніторингу всіх складових загального процесу виробництва послуг з фіксацією місць, термінів, відповідальних за проведення моніторингу окремих складових процесу виробництва послуг;

організація контрольних операцій – організація контролю протікання окремих процесів: своєчасність постачання і якість, матеріальних та енергетичних ресурсів, запасних частин, відповідність трудомісткості окремих операцій обслуговування та ремонту автомобілів нормативним значенням, рівень параметрів технічного стану автомобіля після виконання робіт, контроль якості кінцевої послуги автосервісу;

аналіз результатів моніторингу – встановлення рівня організації і протікання окремих складових виробництва послуг, аналіз якості кінцевої послуги, виявлення причин неякісного протікання окремих процесів, розробка запобіжних організаційних заходів по підвищенню ефективності виробництва якісних послуг автосервісу;

організація зворотного зв'язку – розробка механізмів передавання результатів аналізу в систему організації і управління виробничим процесом для удосконалення окремих складових та загального виробничого процесу підприємства автосервісу.

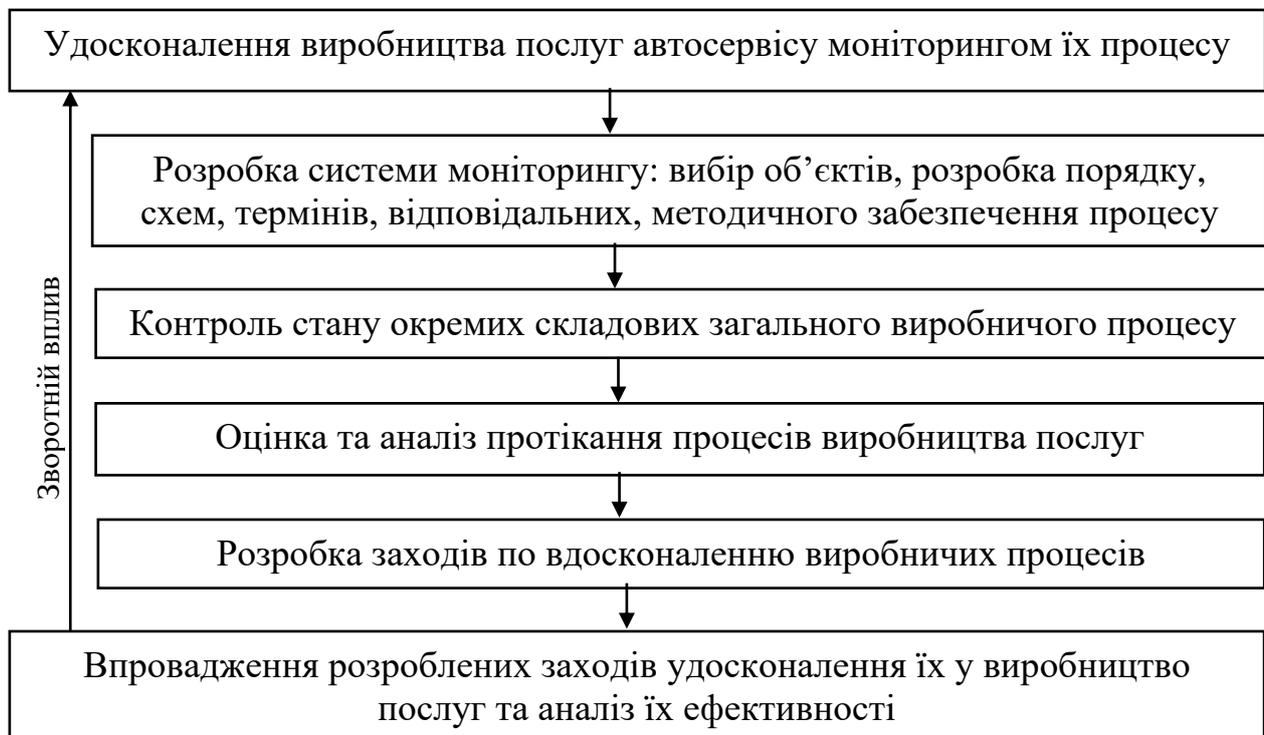


Рисунок 1 – Схема організації моніторингу виробництва послуг автосервісу

Методика проведення моніторингу, повинна включати такі основні етапи: характеристика виробничого процесу і окремих його частин; розробка організаційної структури проведення моніторингу; формулювання завдань структурним підрозділам в процесі діяльності; обґрунтування та вибір напрямків діяльності за якими необхідно вести моніторинг, їх характеристик, параметрів і показників функціонування; визначення об'єктів, складових частин моніторингу; визначення місця збирання, проведення вимірювань та розрахунків інформації; контроль якості протікання процесів та кінцевої послуги; розробка процедур, алгоритмів, методів, моделей для обробки інформації; передбачити механізми і порядок їх корегування при розвитку технологій; розробити процедури корегування, удосконалення виробничих процесів.

Рівень організації процесу виробництва послуги автосервісу можна визначити комплексним показником оцінки якості, узагальненим коефіцієнтом якості послуги автосервісу, що формується з урахуванням низки характеристик та параметрів процесу виробництва послуги з урахуванням їх вагомості: трудомісткість виробництва послуги, витрати енергетичних та матеріальних ресурсів на виробництво послуги, час виробництва послуги, рівень обслуговування споживачів тощо.

Комплексний показник якості K_{ju} дорівнює середньому зваженому значенню відносних показників, характеристик якості послуги і визначається за формулою:

$$K_{ju} = \sum_{i=1}^n B_i \frac{P_i}{P_{ib}}, \quad (1)$$

де B_i – коефіцієнт вагомості i -го показника наданої послуги автосервісу (визначається методом експертного опитування);
 P_i – значення показника якості виробленої послуги в балах за окремим показником або характеристикою i -ї послуги;
 P_{ib} – базовий показник якості i -го виду послуги (нормативний, плановий, середній в галузі) за тим же показником, характеристикою i -ї послуги;
 n – кількість характеристик i -ї послуги.

Якість та ефективності виробництва послуг автосервісу повинні бути представлені у вигляді характеристик окремих технологічних процесів, які можуть контролюватись виробником і оцінюватись споживачем.

Література

1. Клімов С.В. Організація технічного сервісу машин: навчальний посібник – Рівне: НУВГП. – 210 с.
2. Канарчук В.С., Курніков І.П. Виробничі системи на транспорті: Підручник. – К.: Вища школа, 1997. – 359 с.
3. Основи технічного сервісу транспортних засобів. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. – Львів, Львівська політехніка, 2017. – 324 с.
4. Андрусенко С.І. Загальні принципи управління підприємством // Автошляховик України, №1. – 2002. – С 18-20.

Наглюк Михайло Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, golkip86@ukr.net

ЗАЛЕЖНІСТЬ ЗМІНИ ЕЛЕКТРОПРОВІДНОСТІ АНТИФРИЗУ ВІД ТЕМПЕРАТУРИ

Розвиток автомобільної техніки в напрямку випуску автомобілів, підвищення їхньої якості, надійності та довговічності, одночасно вимагають і застосування сучасних якісних експлуатаційних матеріалів. Для всесезонної експлуатації в системах рідинного охолодження автомобільних двигунів застосовуються як вітчизняні, так і закордонні зразки. Всесезонна охолоджувальна рідина є одним з основних функціональних елементів двигуна, що багато в чому визначає надійність і ефективність роботи його систем. І відповідно як будь-який функціональний параметр має потребу в періодичній діагностиці й контролі якісного стану.

Одним з методів контролю якості охолоджувальної рідини може бути питома електропровідність антифризу, що, як відомо, залежить від температури.

Вимір питомої електропровідності вуглеводневих рідин (палив, олив, розчинів, розчинів присадок) широко використовується для дослідження міжмолекулярних взаємодій зазначених рідинах. Електропровідність характеризує наявність у цих рідинах вільних заряджених часток, здатних пересуватися під дією електричного поля (електронів, іонів, заряджених колоїдних часток).

Питання, пов'язані з електропровідністю рідин розглядаються науковою громадськістю досить давно. Результати вимірів електропровідності стандартних розчинів при різних температурах наведені в джерелі [1] показують що при підвищенні температури рідини провідність так само зростає. У джерелі [2] описані дослідження й наведені результати зміни електропровідності чистих і відпрацьованих зразків різних олив при різних температурах проби. Висновком автора стало твердження про те, що при підвищенні температури електропровідність олив зростає. У джерелі [3] говориться про те, що під дією електричного поля (наприклад, електричного поля в зазорі конденсатора) у рідинах виникають диполі, які завжди орієнтовані по напрямку дії електричного поля. Тепловий рух перешкоджає орієнтації диполя незначно. Внаслідок цього електрична проникність неполярних речовин, практично не залежить від температури.

Однак в антифризах присутні полярні речовини, внаслідок чого з підвищенням температури електрична провідність охолоджувальних рідин повинна збільшуватися, а зі зниженням - зменшуватися. Це пов'язане з тим, що поляризація полярних речовин, що входять до складу антифризів складається з деформаційного й орієнтаційного компонентів.

При орієнтаційній деформації прагнення диполя зайняти певний напрямок натрапляє на опір, створюваний тепловим рухом молекул. Орієнтування в напрямку силових ліній тим важче, чим вище температура. Тепловий рух прагне порушити впорядкованість диполів і перешкодити їм, зорієнтуватися в напрямку силових ліній. При виникаючій статичній рівновазі поляризація речовини залежить від числа й моменту диполів, а також від інтенсивності теплового руху.

З огляду на все вищесказане, електрична провідність охолоджувальних рідин залежить від температури, при якій здійснюються виміри.

Для визначення експериментальної залежності зміни електропровідності рідини від температури були взяті вітчизняний антифриз «Тосол А-40» фірми «ВАМП» і закордонний антифриз «G11» фірми «SHELL». Ці охолоджувальні рідини досліджувалися в діапазоні температур від 5 до 80°C. У процесі експерименту зразки нагрівали й проводили виміри електропровідності.

Дослідження проб вітчизняного антифризу фірми «ВАМП» показало, що при температурі 5 – 15°C відбувається зниження електропровідності, а при температурі вище 50°C починається різке й стрімке зростання. Дослідження

зразка закордонного антифризу фірми «SHELL» так само показало, що зниження електропровідності відбувається в діапазоні 5 – 10°C, а зростання спостерігається після подолання відмітки в 57 °С.

За результатами проведених експериментів були побудовані графіки залежності зміни електропровідності антифризів від температури проби, які наочно демонструють зростання провідності за параболічним законом у діапазоні температури від 5 до 80 °С (рис. 1).

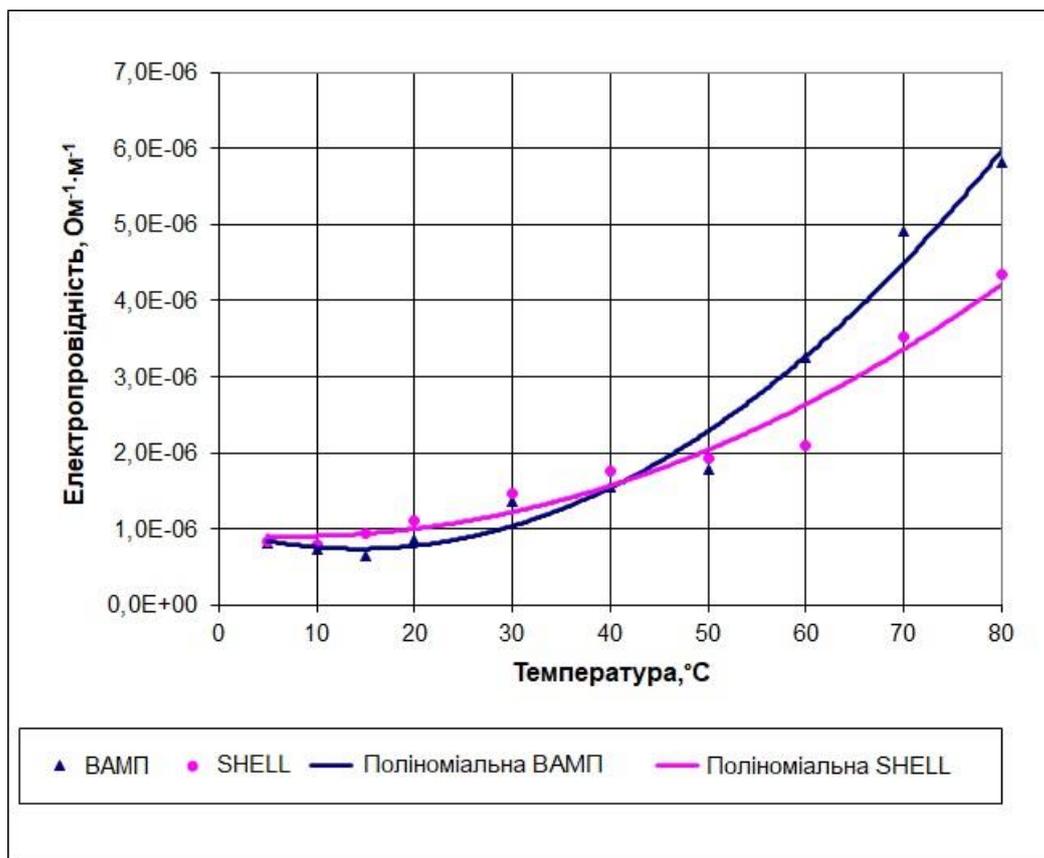


Рисунок 1 – Залежність електропровідності антифризів від температури

Описати залежність електропровідності антифризу «Тосол А-40» фірми «VAMП» від температури можна поліноміальним рівнянням другого порядку:

$$y = 1 \cdot 10^{-9} x^2 - 3 \cdot 10^{-8} x + 1 \cdot 10^{-6}$$

Залежність зростання провідності проби при підвищенні її температури для антифризу «G11» фірми «Shell» так само описується рівнянням полінома другого ступеня:

$$y = 6 \cdot 10^{-10} x^2 - 1 \cdot 10^{-8} x + 9 \cdot 10^{-7}$$

Таким чином було встановлено, що збільшення електропровідності антифризів при зростанні температури відбувається за поліноміальною

залежністю й описується рівнянням другого порядку. Графіки залежності зміни електропровідності антифризів від температури проби, наочно демонструють зростання провідності за параболічним законом. Вимір електропровідності антифризів найбільш доцільно здійснювати при фіксованій температурі, що дорівнює 20°C. Це пов'язане з тим, що дана температура є мінімальною температурою, при якій протягом 5 хв. з випробуваних проб антифризів видаляються пухирці повітря, що утворюються при перемішуванні й попадають при заповненні охолоджувальною рідиною вимірювальної комірки, а також не відбувається зміни температури досліджуваного зразка.

Література

1. Венцель Є.С., Жалкін С.Г., Данько Н.І. Поліпшення якості та підвищення термінів служби нафтових олив. – Харків: УкрГАЗТ, 2003. – 168с.
2. Білоусов А.І., Рожков І.В., Бушуєва Є.М. Вимірювання питомої об'ємної електропровідності вуглеводневих рідин. // Хімія та технологія палив та олив, 1985. – № 3. – С.35.
3. Богородицький Н.П. Електротехнічні матеріали / Н.П. Богородицький, В.В. Пасинков, Б.М. Тарєєв. – Л.: «Енергія», 1977. – 352 с.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Семченко Віталій Володимирович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 7semvit@gmail.com

ОЦІНКА ВІДНОСНОГО ЗНОСУ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Важливим для оцінки ресурсу гальмівних механізмів легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, є встановлення допустимого відносного зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів [1].

Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення відносного зносу спряжених деталей, що утворюють тертя, в залежності від зміни його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації є актуальною задачею.

Для визначення параметрів, якими можна характеризувати відносний знос спряження, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести зношування їх поверхонь.

Відомо, що величина зносу пропорційна часу зношування,

$$U_i = k_i \cdot \frac{2Q \cdot \omega \cdot \rho_i}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)} \cdot T_i, \quad (1)$$

де k_i – коефіцієнт, що характеризує швидкість зношування гальмівного диску або фрикційної накладки;

Q – притискна сила фрикційної накладки до гальмівного диску;

ω – кутова швидкість обертання гальмівного диска;

R, r – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диску;

α – кут обмеження фрикційної накладки,

ρ_i – радіус розташування i -ої фрикційної поверхні;

T_i – час зношування i -ої фрикційної поверхні (час гальмування до моменту блокування коліс автомобіля).

Час зношування фрикційних поверхонь на момент гальмування без блокування коліс може бути визначеним із урахуванням g_a – початкової швидкості гальмування легкового автомобіля та r_k – кінематичного радіуса шини колеса.

Враховуючи те, що осьові гальмівні сили легкового автомобіля пов'язані з конструктивними коефіцієнтами гальмівних механізмів K_1, K_2 і тиску гальмівної рідини у відповідних контурах, то шлях, за якого відбудеться зношування поверхонь тертя (гальмівний шлях) будемо визначати з залежності

$$s_T = \frac{0,5(m_a \cdot g_a^2 + \sum I_i \cdot \omega^2)}{p_1 \cdot K_1 + p_2 \cdot K_2 + K_0 \cdot F_w \cdot g_a^2}, \quad (2)$$

де $\sum I_i$ – сумарний інерційний момент обертових мас на осях;

m_a – маса легкового автомобіля;

g_a – початкова швидкість гальмування автомобіля;

K_0 – коефіцієнт обтічності кузова легкового автомобіля;

F_w – площа лобового опору легкового автомобіля,

p_1 – тиск, створюваний в контурах передніх коліс;

p_2 – тиск, створюваний в контурах задніх коліс.

Теоретичні значення відносного зносу поверхонь спряження «диск–фрикційна накладка» легкових автомобілів Chevrolet Aveo, одержані за допомогою вище поданих залежностей, показано у вигляді гістограм (рис. 1, рис. 2).

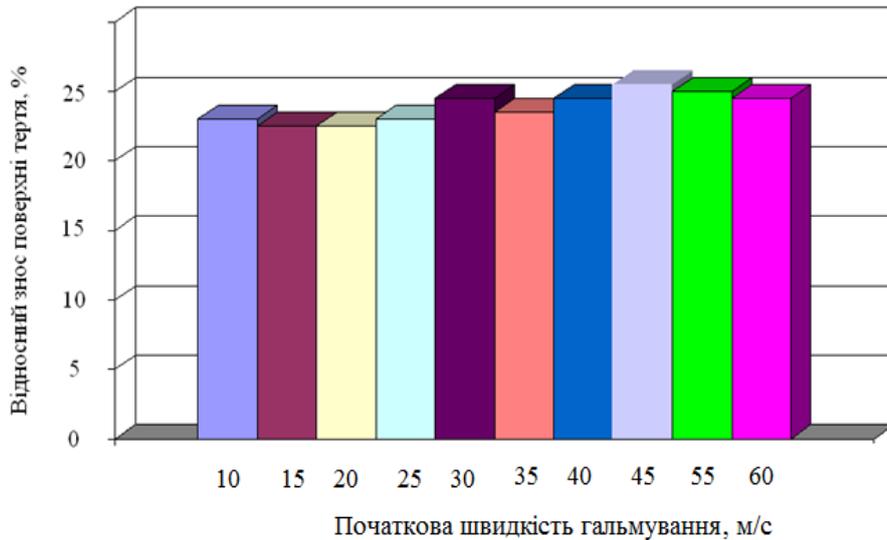


Рисунок 1 - Діаграма залежності відносного зносу фрикційних поверхонь гальмівних механізмів передньої осі

Будемо оцінювати ресурс за відносним зносом спряжених поверхонь тертя [2] в однойменних точках виміру поверхні тертя гальма j - ої осі легкового автомобіля

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)_j = \left(\frac{U_1}{U_2}\right), \quad (3)$$

де U_1 – знос поверхні тертя диска гальмівного механізму;

U_2 – знос фрикційної поверхні колодки гальмівного механізму;

D_1 –ресурс гальмівного диска;

D_2 –ресурс фрикційної накладки.

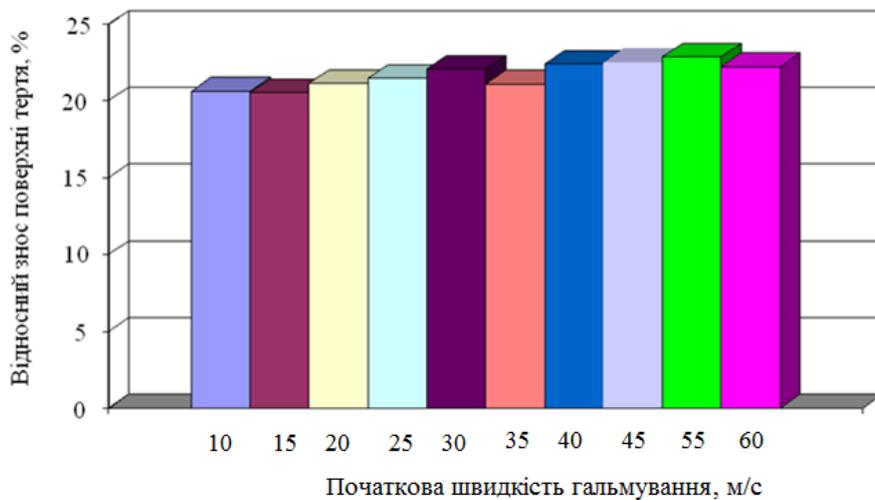


Рисунок 2 - Діаграма залежності відносного зносу фрикційних поверхонь гальмівних механізмів задньої осі

Аналіз гістограм (див. рис.1 і рис. 2) показує, що за однакових умов експлуатації легкових автомобілів Chevrolet Aveo, гальмівні системи яких обладнано АБС, відносний знос гальмівних механізмів передньої осі коливається в межах 22,5-26,1%, тоді, як відносний знос гальм задньої осі становить 21,0–22,5%, що говорить про те, що за даних умов дослідження найбільший відносний знос гальм передньої осі автомобіля становить 4,44 та 4,76 – для задньої осі.

Література

1. Назаров О.І. Оцінка відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів: зб. наук. праць / О.І. Назаров, С.І. Кривошапов, М.Є. Сергієнко. – Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2022. – № 1'2022. – с. 26-35 – ISSN 2078-6840.

2. Назаров О.І. Залежність зносу дискових гальм від величини гальмівного шляху легкових автомобілів: [збірник наукових праць «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті»] / Назаров О.І., Кривошапов С.І., Сергієнко М.Є. – Луцьк: ЛНТУ, 2022. – СТМТ. – №2(19). – с. 131-140.

Осадчий Максим Миколайович, магістр, ст. гр А-61-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Степашко Іван Олегович, магістр, ст. гр А-64-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Павленко В'ячеслав Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vp.khadi@gmail.com

АНАЛІЗ ПІДХОДІВ ДО КЕРУВАННЯМ ТЕРМІНОМ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛЯ

Автомобіль сьогодні є продуктом споживання або предметом попиту як фізичних осіб, так і різноманітних підприємств. З іншого боку, автомобіль експлуатується по інфраструктурі доріг загального користування, тобто в зовнішньому середовищі споживання його якості, умови експлуатації якого регламентуються державними нормативними документами. Тому номенклатура вимог до автомобіля або його якості, як до технічного виробу, постійно зростає в кількісному та в якісному вимірі. Збалансувати чималу кількість критеріїв (нерідко суперечливих) може тільки система управління, що об'єднує наукові принципи теорії ухвалення рішень і сучасні інтелектуально-інформаційні технології.

Розробки в цьому напрямі за кордоном ведуться вже понад 20 років. У світовій практиці нині введено поняття - система управління життєвим циклом продукту Product Lifecycle Management (PLM). Буквально PLM визначається як

"технологія управління життєвим циклом продукту" [1]. Це організаційно-технічна система, що забезпечує управління всією інформацією про продукт і про процеси, що виконуються, від моменту визначення потреб суспільства в певному продукті і до утилізації виробу після використання, тобто протягом усього індивідуального життєвого циклу (ІЖЦ). До початку 1990-х рр. єдиної думки серед експертів щодо того, як слід розуміти категорію "інформація про виріб" з погляду інженерних рішень не розглядалося. Поступово ця інформація стала формалізовуватися, як інформація про технічну досконалість виробу. Виникає термін "управління даними про виріб" (PDM) [2].

Нині галузь технологій управління життєвим циклом виробу постійно розширюється як за ступенем охоплення, так і за якістю пропонованих рішень. Термін PLM сьогодні використовують для опису підходів до ступеня ефективності виробу, а саме:

- формування інтелектуальної бази даних усієї інформації, що стосується виробу;
- управління (коригування) інформацією про виріб у процесі експлуатації;
- цілеспрямоване використання фінансового капіталу протягом усього життєвого циклу виробу.

У міру розвитку PLM-технологій змінювалися і підходи до поняття - життєвий цикл виробу. Близько тридцяти років тому життєвий цикл виробу визначали на основі проектних і конструкторських робіт, оскільки інструментальні засоби були сконцентровані тільки на автоматизованому проектуванні виробу. Наприкінці минулого століття цей підхід включив у себе і перелік операцій, і процеси, які відбуваються під час експлуатації виробу, тобто в розвитку його життєвого циклу. Таким чином, виникає зворотний зв'язок між процесами дослідно-конструкторських робіт та інформацією про стан виробу в процесі експлуатації.

Сфера застосування PLM-систем розширюється високими темпами. Наразі PLM-системи застосовуються в таких сферах діяльності, в яких використання інтелектуальних баз даних, пов'язаних із виробом, може забезпечити значне підвищення ефективності експлуатації об'єкта. PLM-системи застосовують під час управління складними технологічними процесами в таких галузях, як: авіабудування, суднобудування, автомобілебудування. Наведемо невід'ємні елементи PLM-систем:

- управління процесом перспективних конструкторських розробок;
- моделювання процесів експлуатації;
- управління технічним обслуговуванням і ремонтом виробів;
- формування програм гарантійного обслуговування;
- формування вихідних вимог якості;
- управління інтеграцією механіки, електронних пристроїв і програмного забезпечення;
- формування інтелектуальних систем управління;
- проектування та конструювання технологічних процесів;

- управління якістю і номенклатурою виробів;
- управління нормативними відповідностями стандартам виробника і середовища експлуатації.

Можна виокремити шість основних ключових завдань PLM-систем у межах управління процесом функціонування автомобіля: від розроблення його конструкції, експлуатації та до утилізації [2]:

- формування бази даних за моделями автомобілів, можливими для застосування в конкретних умовах (АТП або вид перевезень);
- керування терміном експлуатації автомобіля та обладнання, що його обслуговує;
- керування програмами розвитку та проектними розробками модифікацій і модельного ряду автомобіля;
- оптимізація процесів ТО і Р автомобіля протягом усього терміну експлуатації;
- управління критеріями якості автомобіля;
- забезпечення охорони довкілля та конструкційної безпеки під час експлуатації автомобіля.

Необхідним елементом PLM-системи є програмно-проектне управління. Ця функціональна галузь має виробляти інформацію для ухвалення стратегічного рішення щодо обсягів виробництва автомобілів і термінів їх експлуатації. Загалом процеси життєвого циклу автомобіля (ЖЦА) мають бути структуровані, тобто розбиті на взаємопов'язані між собою блоки або етапи, що дасть змогу контролювати витрати на виробництво та експлуатацію автомобіля, планувати необхідні виробничі потужності, керувати матеріальними та енергетичними потоками. Тісна інтеграція процесів проектування, виробництва, обслуговування та утилізації автомобілів є запорукою ефективності його технічної експлуатації за рахунок забезпечення безперервного зворотного зв'язку протягом усіх етапів ЖЦА. Зазначимо, що зростаюча конкуренція на ринку виробництва автомобілів призвела до помітного посилення вимог, що висуваються середовищем споживання і середовищем експлуатації до їхньої якості. Цей аспект доволі великий, він охоплює дослідження умов експлуатації та попиту (маркетинг), проектування і розроблення технічних вимог, матеріально-технічне забезпечення процесів виробництва та експлуатації, розроблення виробничих і технологічних процесів, власне виробництво, випробування, сертифікацію, експлуатацію, ТО і Р, утилізацію тощо.

Необхідність розроблення систем управління терміном експлуатації (в рамках PLM-систем автомобіля) важко піддавати сумніву. Основними керованими блоками або етапами такої системи є проектування і виробництво, технічна експлуатація та утилізація або рециклінг автомобіля [3]. Комплексне розв'язання цих завдань управління передбачає необхідність оптимізації процесів, як правило, за великою кількістю кількісних і якісних, нерідко взаємовиключних характеристик (критеріїв) [4].

На етапі технічної експлуатації автомобіля основним показником, що

впливає на зміну сукупних властивостей автомобіля, є пробіг або термін експлуатації. Визначення оптимального терміну експлуатації в умовах обмежень, що накладаються зовнішніми зв'язками систем вищого рівня (екологічних і соціальних) автомобіля дасть змогу: прогнозувати раціональну структуру парку автомобілів підприємства або регіону за класами, типами і марками залежно від цілей їх використання та призначення; оптимізувати вікову структуру парку експлуатованих автомобілів з урахуванням ефективності реалізації процесів ТО і ремонту; прогнозувати обсяги списання зношених і неефективних за сукупністю показників якості автомобілів, тобто вхідні потоки в систему утилізації автомобілів.

Література

1. Переробка автомобілів. Виклик повній переробці ELV [Електронний ресурс]/MATIC in Recycling, in Japan. - Режим доступу: www.matec-inc.co.jp/english.
2. Management of End-of-Life vehicles (ELVS) in the US. Jeff Staudinger and Gregory A. Keoleian. Center for Sustainable Systems, Report No. CSS01-01, University of Michigan, Ann Arbor, Michigan, 2001, 67 pp
3. Ming Chen. End-of-Life Vehicle Recycling in China: Now and the Future. JOM, October 2005
4. Ситник, В.Ф. Математичні моделі в плануванні управління підприємства / В.Ф. Ситник, Є.А. Карагодов. - Київ: Вища школа, 1985. - 214 с.

Худяков Ігор Валентинович, к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, igor.khudsakov563@gmail.com

Грицук Ігор Валерійович – д. т. н., професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, м. Херсон, e-mail: griksuk_iv@ukr.net.

Пінчук Андрій Володимирович – студент кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування НУ «Чернігівська політехніка», м. Чернігів, andretan082@gmail.com

Музичка Діана Геннадіївна - студентка кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування НУ «Чернігівська політехніка», м.Чернігів, nnserya@gmail.com

ОСОБЛИВОСТІ СИСТЕМА ДИСТАНЦІЙНОГО МОНІТОРИНГУ КОМПЛЕКСУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Постановка проблеми. Надійне та довгострокове функціонування технічної інфраструктури сучасного суспільства визначає основні показники його життєдіяльності й добробуту та, у значній мірі, пов'язане з еколого-економічними характеристиками, такими, як вплив на навколишнє середовище,

питоме використання енергоносіїв, витрати на створення, експлуатацію, ремонт та регенерацію машин та їх елементів.

Поступовий розвиток нових видів перевезень призвів до збільшення часу перебування рухомого складу далеко від основної виробничої бази, і, внаслідок цього, підвищилась роль профілактичного ТО автомобілів. Тому створення гнучкої «адаптивної» системи контролю та управління технічним станом автомобіля з елементами індивідуального підходу до кожного конкретного автомобіля стало першочерговим завданням.

Під адаптивною системою ТО і Р автомобілів розуміється система, яка завдяки зміні своєї структури і значень параметрів, може пристосовуватися до зміни внутрішніх і зовнішніх умов. Рівень, якого досягла сучасна технічна діагностика (ТД), дозволяє при технічній експлуатації автомобілів реалізувати практично будь-які завдання щодо виявлення та прогнозування параметрів технічного стану автомобілів.

ТО і Р умовно називають індивідуальним технічним обслуговуванням (ІТО). Вид робіт в цьому випадку призначають на основі індивідуальних діагностичних даних.

У зв'язку із застосуванням на автомобілях складних високоефективних електронних систем управління, вбудованої бортової діагностики, розвитку супутникових систем навігації і мобільного зв'язку, сучасних технологій з'явилася можливість не тільки контролювати географічне положення ТЗ і здійснювати зв'язок з диспетчером підприємств АТ, але і здійснювати дистанційний моніторинг з оцінкою рівня технічного стану автомобіля, що цілком дозволяє реалізувати практично будь-які завдання по виявленню та прогнозуванню технічного стану автомобіля.

Наявна система ТО і ремонту сформувалася на базі спрощеної моделі функціонування транспортної інфраструктури:

Це в свою чергу дозволить перейти до індивідуальної (адаптивної) системи ТО і Р автомобілів.

В адаптивній системі прогнозування може проводитися на підставі результатів обробки діагностичної інформації відповідно до схеми прогнозування та управлінням технічним станом автомобіля із застосуванням АСУ.

Основні результати дослідження. В даному випадку інформацією про зміну технічного стану автомобіля є значення параметрів, які використовуються для прогнозування. Це календарні дати і значення напрацювання автомобіля, які відповідають зафіксованим значенням параметрів, а також інша інформація, яка знаходиться в центрі діагностування і отримана на основі комп'ютеризованих засобів діагностики. Вся ця інформація передається АСУ для обробки і це є основою формування масиву нормативно-довідкової і діагностичної інформації, необхідної для організації процесу прогнозування. Саме тому застосовують для ТЕА спеціально розроблені програмні засоби.

Основою автоматизованої адаптивної системи є база даних про автомобіль. Вона являє систему взаємопов'язаних таблиць. У ній розміщується інформація різного роду і тому вона базується на системі управління базами даних – Microsoft Access, що забезпечує відносно просте створення і коригування бази даних.

Технічне забезпечення сучасної системи прогнозування становить діагностичне обладнання, що застосовується в центрі діагностування, а також обчислювальні засоби АСУ технічним станом автомобілів.

Перший етап моніторингу транспортного засобу - це оцінка ефективності транспортного засобу для стандартних циклів руху. Це дає можливість оцінити ефективність деяких засобів для поліпшення паливної економічності і екологічності транспортного засобу рухових установок відповідно до конкретних умов експлуатації транспортного засобу. Математична модель системи «двигун-каталітичний нейтралізатор» використовується для цієї мети. Математична модель заснована на методі балансу обсягу. Модель дозволяє визначити економію палива, потужність двигуна і екологічні характеристики відповідно до його конструктивними параметрами, режим роботи, тип палива і параметри навколишнього середовища. Вхідні дані для моделювання є фактичні дані операції двигуна, отримані з циліндра датчика тиску; параметри двигуна в стаціонарних режимах роботи, отриманих в лабораторних експериментах; бортовий діагностики (БД) системні дані для відповідних режимів руху транспортного засобу. Набір даних в циліндрі робочих параметрів тіла, економія палива, потужність двигуна і екологічних характеристики в режимах роботи відповідно до режимів руху транспортного засобу в циклі руху визначаються під час моделювання. Економіка автомобільного палива та екологічні показники в циклі водіння наведені результати моделювання.

Другий етап моніторингу транспортних засобів є оцінка безпеки навколишнього середовища, коли транспортний засіб знаходиться в русі на реальному маршруті. Це можливо за допомогою OBD даних і поточних параметрів розташування транспортного засобу на основі системи глобального позиціонування (GPS даних). Набір даних реальних характеристик маршруту транспортного засобу визначаються відповідно до поточними даними про місцезнаходження транспортного засобу. Це є основою для визначення реальних сил опору руху транспортного засобу по маршруту. Використовуючи математичну модель системи «дорожній транспортний засіб», екологічна безпека оцінюється, коли транспортний засіб знаходиться в русі за певним маршрутом.

В цілому виконаний аналіз існування і створення адаптивних систем ТО і Р дозволяє підкреслити актуальність питання інформаційного забезпечення прогресивних систем ТО і Р.

Висновки. Розвиток інформаційного забезпечення автотransпортних процесів є, по-перше, умовою переходу автомобільного транспорту до автоматизованого управління технічним станом автомобілів на підставі

гнучких «адаптивних» автоматизованих систем з індивідуальною корекцією періодичності та обсягів технічного обслуговування.

Моніторинг якості руху і технічного стану транспортних засобів дає можливість технічній службі отримувати інформацію про залишкову працездатність транспортних засобів і своєчасно здійснювати профілактичні впливи на основі їх параметрів технічного стану. Для диспетчера (суб'єкта управління) випереджаюча діагностика ТЗ є однією з технологій попередження втрат часу.

Література

1. Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В., Володарець М.В. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів. – Харків: ХНАДУ, 2018. – 300 с.
2. Організація баз даних: практичний курс : Навч. посіб. для студ. / А. Ю. Берко, О. М. Верес; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». - Л., 2003. - 149 с.
3. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: Монографія / Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; За заг. ред. А.М. Редзюка. –К.: ДП «Державтотранс НДІпроект», 2005. – 400 с.
4. Говорущенко Н.Я. Системотехніка транспорту (з прикладу автомобільного транспорту)/ Н.Я. Говорущенко, О.М. Туренко - Харків: РІО ХДАДТУ, 1999. - 468 с.
5. Говорущенко Н.Я. Технічна експлуатація автомобілів/ [Н.Я.Говорущенко]. – Харків: Вища школа. Вид-во при Харк. ун-ті, 2004. - 312 с.
6. Волков В.П. Організація технічної експлуатації автомобілів в умовах формування інтелектуальних транспортних систем / В. П. Волков, В. П. Матейчик, П. Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – №64 (970). – С. 36–42.
7. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Volkov, V., “Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator,” SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016, doi:10.4271/2016-01-0204.

Шкрябко Артем Вікторович, магістр, ст. гр А-64-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Покотис Ілля Олександрови, магістр, ст. гр А-63-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Павленко В'ячеслав Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vp.khadi@gmail.com

АНАЛІЗ АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ ДІАГНОСТИКИ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Автоматизовані системи діагностики (АСД) - це комплексні технічні рішення та програмне забезпечення, призначені для моніторингу та виявлення можливих проблем чи несправностей в роботі технічних систем.

Основна мета АСД полягає в автоматизації процесу діагностики та виявлення можливих несправностей в роботі автомобільних систем, що включають двигун, батарею, електронні компоненти тощо. Це дозволяє оперативно реагувати на проблеми, забезпечувати високу надійність та безпеку руху автомобілів, а також підвищувати ефективність обслуговування [1]. Автоматизовані системи діагностики використовують різні типи сенсорів, датчиків та аналітичні алгоритми для збору та аналізу даних, інтерпретації результатів, та, в разі потреби, надають інформацію водіям або технічним службам для подальшого обслуговування чи ремонту.

АСД можна класифікувати за різними критеріями [2]. Класифікація за функціональністю та застосуванням для автомобільного транспорту може виглядати таким чином:

1. За призначенням:

- системи діагностики двигуна: спрямовані на моніторинг роботи двигуна, включаючи вимірювання параметрів, виявлення несправностей та контроль викидів;
- системи діагностики шасі: орієнтовані на стан ходової частини, гальм, систем стійкості та інших параметрів, що впливають на безпеку та керування автомобіля;
- системи діагностики електроніки та електрики: спрямовані на виявлення несправностей у силових кабелях, сенсорах, аккумуляторах та електронних компонентах;
- системи діагностики безпеки: включають системи попередження про зіткнення, системи надзвичайного гальмування та інші системи, що підвищують безпеку автомобіля та пасажирів;
- системи діагностики ефективності споживання пального: орієнтовані на вимірювання споживання пального та підвищення ефективності роботи двигуна;
- системи діагностики гібридних та електричних автомобілів: спеціалізовані системи для моніторингу та діагностики гібридних та електричних компонентів.

2. За способом підключення:

- вбудовані системи: інтегровані безпосередньо в автомобіль і контролюють роботу різних систем автомобіля;
- підключені системи: зазвичай засновані на додаткових сенсорах та пристроях, які можна підключити до автомобіля.

3. За ступенем автоматизації:

- автономні системи: Працюють автономно та видають водію інформацію про стан автомобіля;
- системи з віддаленим моніторингом: передають інформацію на віддалені сервери для подальшого аналізу та діагностики.

4. За зв'язком з водієм:

- системи, які взаємодіють з водієм: відображають інформацію на бортовому комп'ютері або водійському місці;
- системи без взаємодії з водієм: використовуються для віддаленого моніторингу та звітності.

Для легкових автомобілів АСД є надзвичайно важливими компонентами сучасних автомобільних технологій. Вони відіграють ключову роль у забезпеченні безпеки, надійності та ефективності легкових автомобілів [1]. Ось деякі аспекти та особливості АСД для легкових автомобілів:

- попередження та діагностика помилок – АСД можуть надавати водіям інформацію про можливі несправності та помилки в автомобілі, допомагаючи вчасно виявити проблеми та уникнути серйозних поломок. Це сприяє безпеці та виправляння несправностей до того, як вони з'являться;

- віддалене діагностування – завдяки з'єднанню автомобілів з хмарними системами та сервісними центрами, АСД можуть віддалено діагностувати стан автомобіля та передавати цю інформацію технічним службам, що дозволяє планувати обслуговування та ремонт;

- системи безпеки – деякі АСД включають системи активної безпеки, які можуть реагувати на потенційно небезпечні ситуації, такі як системи контролю стійкості та системи попередження про зіткнення;

- ефективність пального – АСД можуть бути використані для вимірювання і контролю ефективності споживання пального, що допомагає водіям економити горюче паливо та знижувати викиди;

- оновлення та віддалені патчі – деякі АСД дозволяють проводити віддалені оновлення програмного забезпечення та встановлювати патчі для виправлення потенційних проблем;

- моніторинг компонентів – АСД можуть моніторити роботу різних компонентів автомобіля, включаючи двигун, системи безпеки, гальмівну систему та інші, для виявлення відхилень та незвичайностей;

- ефективність сервісу та обслуговування – АСД допомагають сервісним центрам планувати обслуговування автомобілів більш ефективно та надають інформацію для вчасного проведення необхідних ремонтних робіт;

- споживча взаємодія – інтерфейси АСД можуть надавати

інформацію водіям через бортові комп'ютери, смартфони або голосові системи в автомобілях.

Усі ці аспекти роблять АСД незамінною частиною сучасних легкових автомобілів, сприяючи як їхній безпеці, так і розвитку автомобільної індустрії.

У найближчому майбутньому, впровадження АСД для перспективних гібридних та електричних автомобілів обіцяє призвести до значних змін у сфері автомобільного обслуговування та розробці нових конструкцій. Це можна представити у вигляді таблиці 1.

Таблиця 1 – Зміни у сфері автомобільного обслуговування та розробці нових конструкцій за рахунок впровадження АСД

Напрямок	Можливості
Спрощення та швидкість діагностики	АСД дозволяють автосервісам швидко та точно виявляти проблеми у електричних та гібридних автомобілях. Наприклад, системи моніторингу батарей можуть надати інформацію про їхній стан та попередити про можливу несправність, що важливо для підтримання оптимальної роботи електромобіля.
Віддалене діагностування	АСД можуть надсилати дані виробникам або автосервісам для віддаленого моніторингу. Це дозволяє проводити віддалене діагностування та планування обслуговування. Наприклад, виробники можуть отримувати дані про використання батарей та пропонувати покращені рішення для підвищення їхньої тривалості служби.
Розвиток нових конструкцій	Автомобільні виробники стимулюються впроваджувати більш ефективні та надійні компоненти та системи. Наприклад, з використанням АСД можуть розроблятися нові акумулятори, які дозволяють зберігати більше енергії та мати довший термін служби.
Зменшення витрат на обслуговування	АСД дозволяють зменшити витрати на обслуговування гібридних та електричних автомобілів. Вони допомагають попереджати серйозні несправності та забезпечують більш точну діагностику, що веде до меншого часу та зусиль, витрачених на ремонт

Узагальнюючи, АСД мають потенціал революціонізувати обслуговування та розробку гібридних та електричних автомобілів, сприяючи збільшенню їхньої надійності та тривалості служби. Вони дозволять знизити витрати та покращити загальну якість автомобільного обслуговування в майбутньому.

Література

1. Технічна експлуатація та надійність автомобілів : навчальний посібник / Є. Ю. Формальчик, М. С. Оліскевич, О. Л. Мاستикаш, Р. А. Пельо. – Львів : Афіша, 2004. – 492 с.

2. Інформаційний модуль HaynesPro WorkshopData Electronics [Електронний ресурс] - Режим доступу: <https://dline.com.ua/informacijnyj-modul-haynespro-workshopdata-electronics>.

Болдовський Володимир Миколайович, к.т.н., доцент, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ВДОСКОНАЛЕННЯМ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ТОЧНОСТІ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Вдосконалення системи контролю геометричної точності металорізальних верстатів є важливим завданням для забезпечення якості та точності виготовлення деталей автомобілів.

Для покращення цієї системи можна вжити кілька кроків:

Аналіз існуючої системи: Спочатку важливо ретельно проаналізувати існуючу систему контролю геометричної точності верстатів. Це допоможе визначити поточні недоліки та області, які потребують покращення.

Вибір сучасного обладнання: На підприємстві необхідно поступово оновлювати вимірювальне обладнання. Сучасні технології, такі як лазерні та оптичні системи вимірювань, можуть забезпечити більш високу точність та надійність вимірів.

Калібрування та налаштування: Правильне калібрування обладнання та системи контролю є ключовим етапом. Вони повинні бути налаштовані з високою точністю.

Моніторинг та обслуговування: Систему перевірки точності верстатів потрібно постійно моніторити та обслуговувати. Регулярна перевірка та підтримка системи допоможуть запобігти знеособленим поломкам та забезпечити постійну точність.

Впровадження автоматизації: Бажано використовувати сучасні технології для автоматизації процесу контролю. Системи збору та аналізу даних можуть спростити процес контролю та надавати реальний час звітності.

Навчання персоналу: Персонал, який відповідає за контроль геометричної точності, має необхідні навички та знання для ефективної роботи з системою контролю точності.

Вдосконалення процесів виробництва: Необхідно враховувати результати контролю геометричної точності в оптимізації процесів виробництва. Це може допомогти зменшити відхилення показників точності та покращити загальну ефективність верстатів.

Застосування методів Six Sigma та Lean Manufacturing: Впровадження методів Six Sigma та Lean Manufacturing для постійного вдосконалення процесів та мінімізації відхилень.

Взаємодія з виробниками обладнання: Потрібно співпрацювати з виробниками металорізальних верстатів для забезпечення наявності оновлень та покращень для системи контролю точності.

Необхідно розробити систему звітності про результати контролю геометричної точності верстатів. Впровадження цих заходів допоможе покращити систему контролю геометричної точності металорізальних верстатів та забезпечити високу якість виготовлення деталей.

Войтків Станіслав Володимирович, к.т.н., генеральний конструктор,
Науково-технічний центр "Автополіпром", voytkivsv@ukr.net

КОНЦЕПЦІЯ СТВОРЕННЯ ТИПОРІЗМІРНОГО РЯДУ МОДУЛЬНО-УНІФІКОВАНИХ ПОВНОПРИВІДНИХ КОЛІСНИХ ШАСІ

Одним із найбільш важливих завдань вітчизняної автомобільної промисловості являється створення типорозмірного ряду максимально-уніфікованих перспективних моделей колісних шасі, базових для проектування і виробництва автомобілів різного функціонального призначення – транспортних, спеціалізованих та спеціальних, зокрема, повнопривідних.

Аналіз конструкцій повнопривідних автомобільних шасі з колісними формулами 4x4.1 і 6x6.1, які експлуатуються на даний час, показує, що номенклатура їх моделей дуже велика (табл. 1).

Таблиця 1 – Основні параметри базових шасі з колісними формулами 4x4.1 і 6x6.1

Модель	ГАЗ-66	КамАЗ-4350	КрАЗ-5233НЕ	ЗиЛ-131	Урал-375	КамАЗ-4350	КрАЗ-6322
Колісна формула	4x4.1			6x6.1			
Довжина, м	5,655	7,95	8,7	6,9	7,35	7,85	10,1
Монтажна довжина рами, м	3,313	4,98	4,5-5,35	3,6	3,9	4,98	6,32
Допустима повна маса, кг	6000	12000	17400	10500	14000	16000	23000-31500
Вантажопідйомність, кг	2000	5300	7900	3500	5000	7500	11400-20700
Тип кабіни	Вагонна (В)		Капотна (К)			В	К
Потужність ДВС, кВт	88	176	220-275	110	155	191	220-275
Питома потужність, кВт/т	14,7	14,7	12,6-15,8	9,2	11,1	11,9	7,0-12,0

Аналіз основних технічних параметрів шасі з колісними формулами 4x4.1 і 6x6.1 показує що:

- допустимі повні маси шасі складають 6000-18000 кг, окрім шасі КрАЗ-6322 [1], повна маса якого сягає 23000-31500 кг;
- монтажна довжина рам шасі з формулою 4x4.1 становить 3,32-5,35 м, а у шасі 6x6.1 – 3,6-5,32 м;
- питома потужність шасі з формулою 4x4.1 становить 12,6-15,8 кВт/т, а

шасі 6x6.1 – 7,0-12,0 кВт/т.

Пропонована концепція створення типорозмірного ряду базових колісних шасі передбачає застосування:

- принципів модульного проектування з метою максимальної уніфікації усіх типорозмірів шасі;
- послідовного гібридного тягового приводу на основі дизель-генераторної установки (ДГУ) та тягових електричних двигунів (ЕД);
- керовано-тягових і тягових та тягово-керованих мостів інтегрально-балкового типу або розрізного типу з незалежною підвіскою коліс [2].

За умови максимальної уніфікації керовано-тягового і тягових мостів їх допустима навантага повинна становити 6000 кгс.

Система модульного проектування базових колісних шасі (4x4.1 та 6x6.1) передбачає наступну сукупність основних модулів (рис. 1):

- модуля кабіни водія, керовано-тягового моста та силових агрегатів (МКМС);
- модулів задніх частин шасі у двох варіантах – з одним (МТМ-1) та двома (МТМ-2) тяговими мостами.

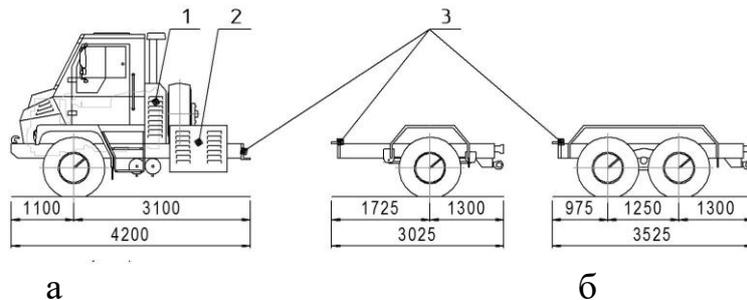


Рис. 1 Базові модулі перспективних колісних шасі:

- а) – модуль кабіни водія, керовано-тягового моста та силових агрегатів;
- б) – модулі задніх частин шасі з одним та двома тяговими мостами;
- 1 – відсік дизель-генераторної установки (ДГУ); 2 – відсік тягових акумуляторних батарей (АКБ); 3 – система жорсткого з'єднання модулів передньої та задньої частини шасі

Модуль передньої частини шасі МКМС може бути виконаний в одному із трьох варіантів (рис. 2):

- з гібридною тяговою силовою установкою (ДГУ + АКБ + тяговий ЕД);
- з дизель-електричною тяговою установкою (ДГУ + тяговий ЕД);
- з електричним тяговим приводом (тягові АКБ + тяговий ЕД).

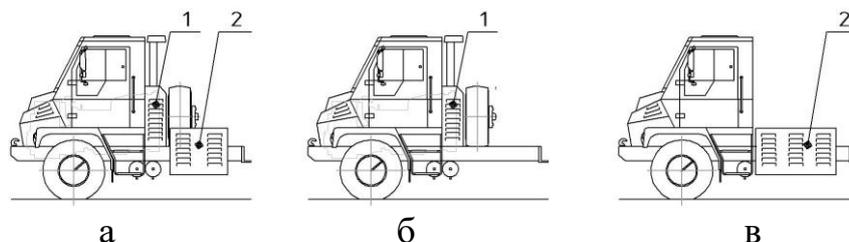


Рис. 2 Варіанти виконання модулів МКМС перспективних колісних шасі:

- а) – модуль з послідовною гібридною силовою установкою;
- б) – модуль з дизель-електричною силовою установкою;

в) – модуль з електричною силовою установкою

Модулі задніх частин шасі МТМ-1 та МТМ-2 теж можуть бути виготовлені у різних варіантах за довжиною, що забезпечує створення типорозмірного ряду базових шасі з колісними формулами 4x4.1 і 6x6.1 (рис. 3).

Пропоновані базові шасі, обладнані ДГУ потужністю 160 кВт та тяговими ЕД сумарною потужністю 120,0 кВт (для шасі 4x4.1) і 180,0 кВт (для шасі 6x6.1), забезпечать створення варіантів шасі з допустимими повними масами у діапазоні 9000-12000 кг і 12000-18000 кг для шасі з колісною формулою, відповідно, 4x4.1 і 6x6.1 та питомою потужністю 8,85-15,0 кВт/т.

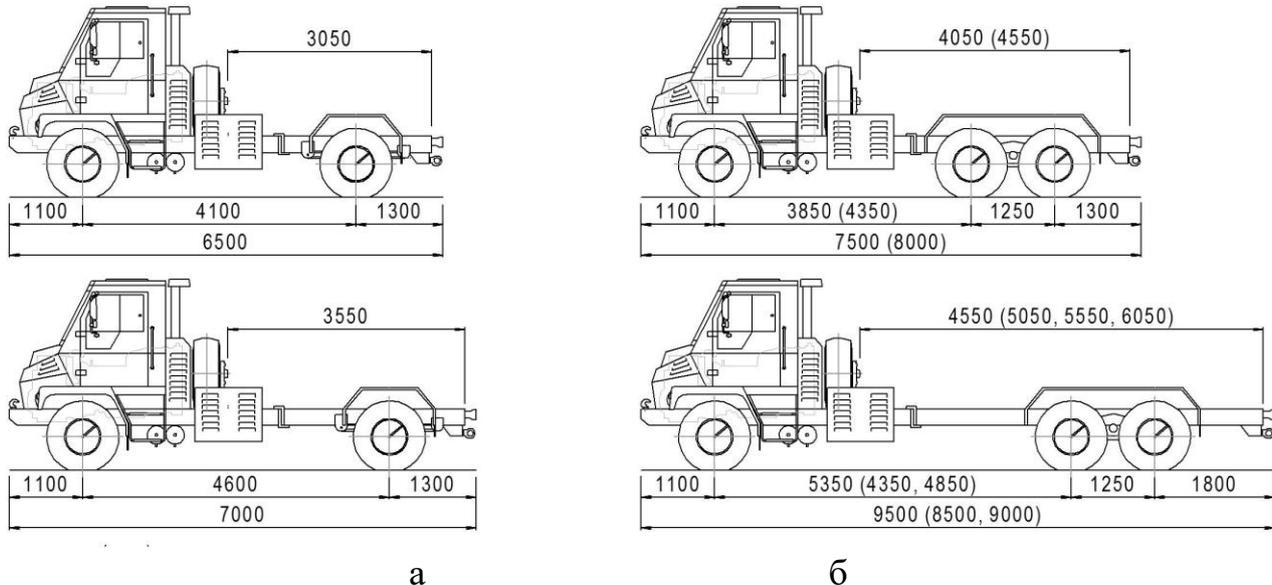


Рис. 3 Типорозмірний ряд базових колісних шасі:

а – з колісною формулою 4x4.1; б – з колісною формулою 6x6.1

Пропонована концепція забезпечує можливість створення також максимально-уніфікованих базових шасі з дизель-електричним або сучасним електричним тяговим приводами, на основі яких можуть проектуватися автомобілі різного призначення для експлуатації у відповідних умовах. Зокрема, в містах та інших населених пунктах доцільне застосування вантажних електромобілів.

Окрім того, ДГУ автомобілів з послідовним гібридним тяговим приводом здатні забезпечувати при виконанні технологічних операцій відносно простий привід будь-яких робочих механізмів, обладнаних відповідними ЕД. Про такий напрям розвитку тягово-транспортних засобів, зокрема, сільськогосподарського призначення, йдеться, наприклад, у роботі [3].

Варто зауважити, що рівень уніфікації конструкцій базових шасі, спроектованих за пропонованою концепцією, цілком може сягати 80-95 %, що значно зменшить обсяги фінансування на проектування та освоєння їх виробництва, а також сприятиме суттєвому спрощенню їх експлуатації за рахунок однотипності технічного обслуговування, суттєвого зменшення номенклатури запасних частин та проведення поточних ремонтів.

Література

1. Шасі автомобілів КрАЗ. URL: https://www.autokraz.com.ua/downloads/chassis_web.pdf (дата звернення 01.10.2023).

2. Войтків С. В. Концепція формування модульної системи автомобільних шасі підвищеної прохідності. Матеріали II Всеукр. наук.-техн. інтер.-конф. "Актуальні проблеми бойового застосування та експлуатації і ремонту зразків озброєння та військової техніки", 17-18 листопада 2022 року : зб. наук. пр. Вінниця: ВНТУ, 2022. С. 241-243.

3. Бажинов О. В., Бажинова Т. О. Перспективи впровадження силового електроприводу в тягово-транспортні засоби. Наук. пр. Міжнар. наук.-практ. та наук.-метод. конф. до Дня автомобіліста та дорожника "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців" 19-21 жовтня 2022 р. Харків: ХНАДУ, 2022. С. 26-28.

Дудукалов Юрій Володимирович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ncc_delcam@khadi.kharkov.ua

Бобрусенко Олексій Олегович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Фролов Сергій Євгенович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

СТРУКТУРНІ РІВНІ ІНТЕЛЕКТУАЛІЗАЦІЇ РОБОТИЗОВАНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОБ'ЄКТІВ

Відомо, що множини загальних структур роботизованих технологічних об'єктів (РТО), структур їх складових частин визначаються функціями, а відповідність між функціями і структурами може бути різноманітною. Структура функцій, що реалізуються системою або її окремими модулями і функціональними блоками, залежить від технологій, що застосовуються, а структури модулів і функціональних блоків – від ступеня їх технізації: ручні (м'язові) дії, механізація операцій, автоматизація процесів і інтелектуалізація функціонування.

В ремонтних РТО найбільшою мірою представлені перші два рівня технізації: ручне та механізоване виконання операцій. Автоматизація не знайшла широкого практичного застосування навіть на авторемонтних підприємствах зі знеособленими організаційними формами капітального ремонту. На наш погляд, це пов'язано в першу чергу зі складністю організації ремонтного виробництва, необхідністю його спеціального інформаційного забезпечення та супроводження. Рішенням цієї проблеми може стати перехід на наступний рівень технізації і формування інтелектуалізованих РТО.

При синтезі для кожної реалізованої функції РТО можуть бути поставлені у відповідність елементи штучного інтелекту. Таким чином, можна отримати

загальну системно-процесну модель РТО і її окремих модулів і функціональних блоків. Модель відображає ієрархію РТО до рівня авторемонтного підприємства включно. У межах кожного виду функціональні структури, які реалізуються в РТО на кожному ієрархічному рівні загальної системи, будуть різні, що вимагає застосування відповідних інтелектуальних платформ.

Так, на рівні авторемонтних підприємств основні функції інтелектуалізованих засобів ефективного управління РТО полягають в забезпеченні технологічної підготовки ремонтного виробництва і реалізації технологічних процесів. Можливе застосування інтелектуалізованих інформаційно-вимірювальних систем і комплексів, пов'язаних з автоматизованим проектуванням технологій або управлінням складними операціями. Також існує потреба в інтелектуалізованих допоміжних підсистемах для діагностики та ідентифікації технічного стану засобів автомобільного транспорту, ефективного вирішення завдань матеріально-технічного забезпечення ремонтно-експлуатаційними матеріалами, тощо. Доцільно застосовувати спеціалізовані інформаційно-вимірювальні комплекси, інтелектуалізовані САПР ТП, САПР ТПП, а також засоби автоматизації виконання допоміжних функцій.

В залежності від повноти охоплення визначаються рівні технізації групи функцій. Традиційно розрізняють частковий і повний рівень, а якщо задіяні всі групи – то вказується комплексний рівень. Отже, в залежності від повноти охоплення безлічі функцій можуть бути встановлені такі рівні інтелектуалізації:

- повна або часткова інтелектуалізація на одному ієрархічному рівні, що охоплює тріаду функцій повноти основного технологічного циклу впливів, включаючи основні, допоміжні та інформаційно-вимірювальні (управлінські) функції;

- повна або часткова інтелектуалізація на одному ієрархічному рівні, що охоплює тріаду функцій циклу розвитку, включаючи підготовчі, основні (цільові) і заключні функції за часом життєвого циклу;

- комплексна інтелектуалізація на одному ієрархічному рівні, що охоплює тріаду функцій повноти основного технологічного циклу впливів ремонтних технологій і охоплює тріаду функцій циклу розвитку;

- комплексно-інтегрована інтелектуалізація, що охоплює комплексну інтелектуалізацію на одному ієрархічному рівні і тріаду функцій ієрархії, що включають функції надсистеми, системи і підсистем.

Так, для технологічної операції, яка виконується на інтелектуалізованому РТО, встановлюються наступні рівні інтелектуалізації, представлені в таблиці.

Таблиця – Рівні інтелектуалізації для РТО

Рівень	Функції	Опис функцій для елементів інтелектуалізації
1. Часткова для основного циклу	Основного циклу	$F_{осн}, {}^{(0)}f_{упр}$
2. Часткова для оперативного циклу	Допоміжні по обслуговуванню основного циклу	$F_{осн}, {}^{(0)}f_{упр}, F_{дон}, {}^{(0)}f_{упр}$
3. Часткова для технологічної операції	Контроль стану, управління, адаптація	$F_{осн}, {}^{(0)}f_{упр}, F_{дон}, {}^{(0)}f_{упр}, F_{упр}, {}^{(0)}f_{упр}$
4. Повна для технологічної операції	Підготовчо-заклучні, переналадка, трансформація	$F_{осн}, {}^{(0)}f_{упр}, F_{пз}, {}^{(0)}f_{упр}, F_{упр}, {}^{(0)}f_{упр}$
5. Комплексна	Комплекс інтелектуалізованої обробки, підготовки і управління	$F_{осн}, {}^{(0)}f_{упр}, F_{пз}, {}^{(0)}f_{упр}, F_{упр}, {}^{(0)}f_{упр}, {}^{(+1)}F_{упр}, {}^{(+1)}f_{упр}$
6. Комплексно-інтегрована	Інтегрований комплекс інтелектуалізованої обробки, підготовки і управління	$F_{осн}, {}^{(0)}f_{упр}, F_{пз}, {}^{(0)}f_{упр}, F_{упр}, {}^{(0)}f_{упр}, {}^{(+1)}F_{упр}, {}^{(+1)}f_{упр}, {}^{(+2)}F_{упр}, {}^{(+2)}f_{упр}$

Тріади множин встановлюють функції основного циклу $F_{осн}$, допоміжні по обслуговуванню основного циклу $F_{дон}$, функції по контролю стану, управління, адаптації $F_{упр}$, а також підготовчо-заклучні функції, переналадки і трансформації $F_{пз}$ на довільному ієрархічному рівні (st_j) в момент часу t_i .

Також можливо утворення тріади тріад для $f_{осн}$, $f_{пз}$ і $f_{упр}$ шару (0), для наступного шару (-1), аж до самого нижнього технічно реалізованого шару (-min).

Отже, під час синтезу для кожної функції в множинах $F_{осн}$, $F_{пз}$ и $F_{упр}$ можуть бути реалізовані відповідні рівні технізації, які визначаються в залежності від ступеня технізації множин функцій управління і інформаційного забезпечення $f_{упрi}$ на шарах (0), (-1)...(-min) всередині довільного ієрархічного рівня (st_j).

В процесі функціонування реалізуються функції інтелектуального управління (прийняття рішень, навчання). Так, інформаційна модель мінімально може включати геометричну модель і технічні умови придатності

деталі, а для технологічних операцій – електронне конструкторсько-технологічне забезпечення процесів відновлення або ремонту. Таке інформаційне супроводження дозволить прийняти при ідентифікації правильні рішення і забезпечить високу ефективність технологічних операцій для РТО.

Таким чином, системне моделювання інтелектуалізованих функцій РТО дало змогу виявити повну сукупність можливих варіантів збільшення ступеня технізації з урахуванням рівня ієрархії, фаз розвитку і сукупності функціональності.

Захарчук Олег Вікторович, к.т.н., доцент, Луцький НТУ,
Zaharchukov205@gmail.com

Собко Максим Петрович, магістрант, Луцький НТУ

Проневич Віталій Володимирович, магістрант, Луцький НТУ

Танюк Сергій Анатолійович, магістрант, Луцький НТУ

ЕКОНОМІЧНА ДОЦІЛЬНІСТЬ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Під час ремонту транспортних засобів виникає ситуація, коли зношені деталі можливо відновити до номінальних або ремонтних розмірів із повторним їх використанням. Відновлення деталей – це комплекс операцій по усуненню основних дефектів, які дозволяють повернути роботоздатність та параметри встановлені заводом–виготівником. Використання відновлених деталей більш ефективніше, чим заміна новими. На сьогодні розроблено та досліджено технології ремонту та відновлення майже усіх деталей ТЗ, які виготовлені із різних матеріалів.

Основною перевагою відновлення деталей ТЗ є економічна складова – економія коштів може складати від 30 до 80 % вартості нових деталей. Матеріальні, трудові та енергетичні ресурси при відновленні деталей в 10...100 разів менші, ніж при їх виготовленні. Технологічні та виробничі роботи під час відновлення деталей в 4...6 разів менші [1].

Відновлювальне виробництво на сьогодні не має іншої екологічної альтернативи. Реалізація концепції промислової реновації більшості технічних виробів, у тому числі ТЗ, що споживають близько третини світового виробництва чорних металів, дозволить вирішити багато завдань з проблем ресурсозбереження, забруднення навколишнього середовища та глобального потепління.

Деякі виробники деталей ТЗ впроваджують та практикують програми заміни зношених деталей на нові або відновлені. Концерни Bosch, VAG, Ford, Renault, ZF, Caterpillar, TRW, Detroit Diesel та ін. мають в своєму розпорядженні ремонтні заводи по відновленні спрацьованих деталей ДВЗ, трансмісій, ходових частин, механізмів керування та ін [2-4].

При виборі способу відновлення деталей ТЗ одним із найбільш доцільних є економічний критерій [6]:

$$K_E = \frac{C_B}{K_D} \rightarrow \min,$$

де C_B – витрати на відновлення поверхні деталі, грн.

K_D – коефіцієнт довговічності відновленої поверхні деталі.

Критерій довговічності відновленої поверхні:

$$K_D = K_3 K_B K_{3ч} K_p,$$

де K_3 – коефіцієнт зносостійкості;

K_B – коефіцієнт витривалості;

$K_{3ч}$ – коефіцієнт зчеплення;

K_p – поправочний коефіцієнт, який враховує фактичну роботоздатність відновленої деталі в умовах експлуатації.

Коефіцієнти K_3 , K_B , $K_{3ч}$, K_p можна знайти в довідковій літературі.

Витрати на відновлення поверхні деталі:

$$C_B = C_{\Pi} \cdot S \cdot K_{\text{інф}},$$

де C_{Π} – собівартість відновлення одиниці площі спрацьованої поверхні деталі, грн/см²;

S – площа поверхні деталі, яка відновлюється, см²;

$K_{\text{інф}}$ – коефіцієнт інфляції.

Собівартості відновлення C_{Π} зношених поверхонь деталей деякими методами становлять: наплавлення в середовищі CO₂ – 3,6...4,8 грн/ см²; вібродугове наплавлення – 4,8...6 грн/см²; наплавлення під шаром флюсу – 7,2...8,4 грн/см²; дугова металізація – 4,8...7,2 грн/см²; плазмове напилення – 6...8,4 грн/см²; хромування – 2,4...5,4 грн/см²; настлювання – 2... 6 грн/см²; ручне наплавлення – 2,4...3,6 грн/см²; клеї та епоксидні композиції – 1,8...3,6 грн/см²; механічна обробка під ремонтний розмір – 0,6...1,2 грн/см²; встановлення додаткових деталей – 2,4...6 грн/см².

Встановлено, що відновлення деталей ТЗ є найбільш ефективним способом підтримання працездатності рухомого складу, при якому економія коштів може складати від 30 до 80 % від вартості нових деталей.

Література

1. Мега баттл цен: оригинальные, аналоги и восстановленные запчасти [Електронний ресурс]: <https://web.archive.org/web/20180717013220/http://autoportal.ua/news/novosti/33355.html>.
2. Bosch: bringing you the workshop of the future [Електронний ресурс]: <https://web.archive.org/web/20180717012936/http://aa-boschap>.
3. GreenStories - 100% circular economy: Groupe Renault shows its ongoing commitment [Електронний ресурс]: <https://www.renaultgroup.com/en/news-on-air/news/greenstories-100-circular-economy-groupe-renault-shows-its-ongoing-commitment/>
4. BOSCH. Регенерація по-українски [Електронний ресурс]: <http://autoexpert.com.ua/stati/avtokomponenty/3908-bosch.-regeneraciya-po-ukrainski.html>
5. Захарчук В.І. Метод вибору технології відновлення деталей / В.І. Захарчук, О.В. Захарчук, Д.О. Галушак, О.О. Галушак // Перспективні технології та прилади. №18, 2021. – С. 61-66.

Афонін Валентин Миколайович, засновник, Приватна фірма «ПРОМЕНЕРГО»
Воробйов Дмитро Володимирович, головний конструктор, Приватна фірма
«ПРОМЕНЕРГО»

Кульбачний Євген Іванович, студент, Харківський національний автомобільно-
дорожній університет, kulbasniy@gmail.com

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВПУСКНОГО ТРАКТУ ДЛЯ ПОЛІПШЕННЯ УМОВ НАПОВНЕННЯ ЦИЛІНДРІВ ДИЗЕЛЯ

Особливістю V-подібних двигунів, зокрема 6-ти циліндрових, є проблема повітропостачання останніх циліндрів, яка в експлуатації призводить до зниження коефіцієнту наповнення циліндрів свіжим повітрям, зниженням потужності двигуна та погіршенням їх техніко-економічних та екологічних показників.

Одним з підходів до вирішення цієї проблеми є модернізація впускної системи дизельного двигуна шляхом встановлення додаткового повітряного трубопроводу, який сполучає впускні колектори та дозволяє поліпшити умови наповнення крайніх циліндрів (лівого та правого рядів).

Розвиток сучасних програмних комплексів, зокрема для чисельного моделювання в'язкої турбулентної течії у нестационарній тривимірній постановці, дозволяє на принципово новому рівні досліджувати процеси течії повітря у впускній системі ДВЗ та на основі отриманих даних розробляти рекомендації з удосконалення конструкції системи повітропостачання.

В роботі розглянуто процес течії повітря у впускному колекторі V-подібного дизельного двигуна 6Ч 15/15.

Для проведення дослідження була сформована геометрія та проточна частина штатного та варіантів модернізованого впускного колектора. Описані граничні умови та проведено розрахунок у нестационарній тривимірній постановці.

Геометрія проточної частини штатного впускного колектора наведена на рисунку 1, а модернізованого – на рисунку 2.

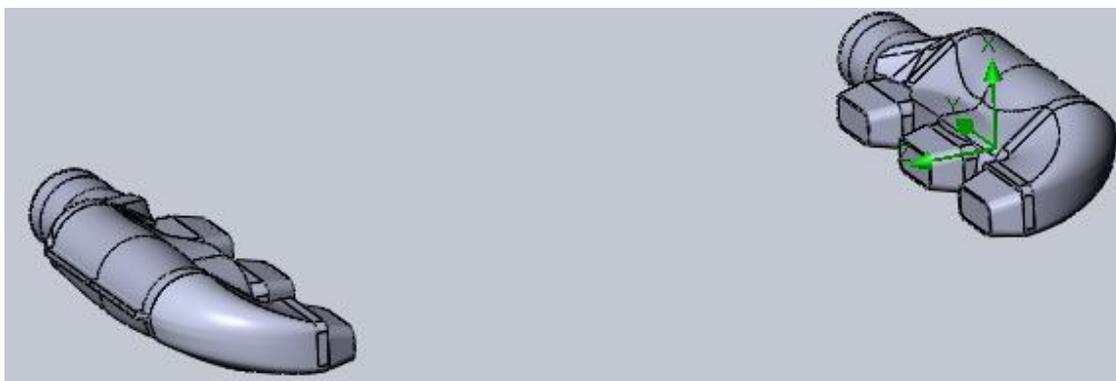


Рисунок 1 – Геометрія проточної частини штатного впускного колектора

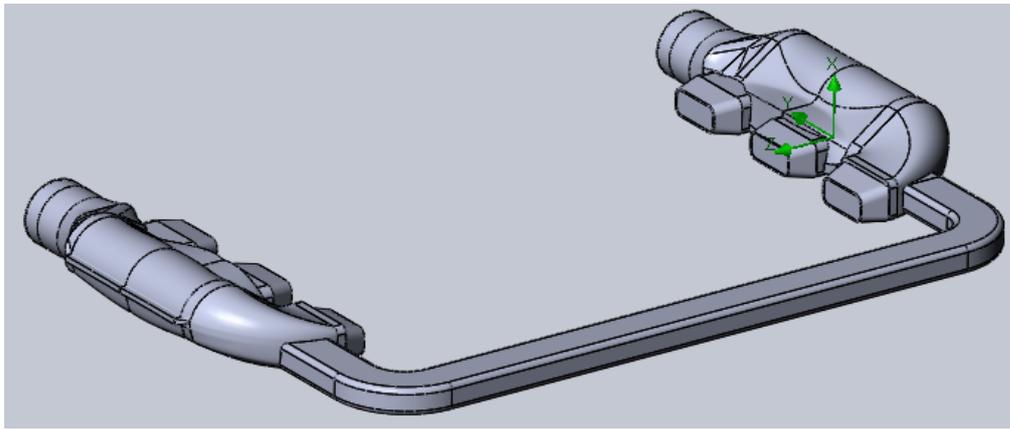


Рисунок 2 – Геометрія проточної частини модернізованого впускного колектора

Далі була сформована початкова розрахункова сітка, яка описує геометрію проточної частини штатного та варіантів модернізованого впускного колектора, представлена на рисунку 3.

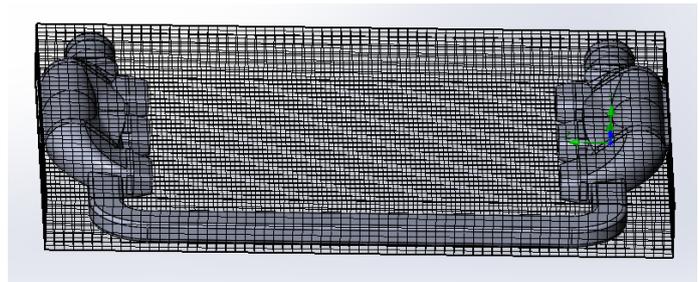
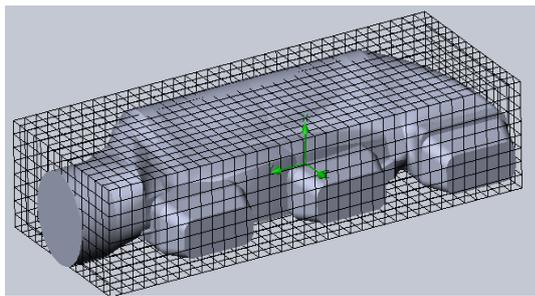


Рисунок 3 – Розрахункова сітка

Для опису граничних умов на вході у впускний колектор задавався тип граничних умов – параметри навколишнього середовища (тиск та температура), а на виході – коливання тиску, яке виникає при відкритті-закритті впускних клапанів (було отримано залежність за результатами розрахунку робочого процесу з урахуванням процесу газообміну).

Пульсації тиску на виході задавалися з урахуванням порядку роботи циліндрів (1Л-1П-2Л-2П-3Л-3П).

За результатами розрахункового дослідження оцінено зміну швидкостей та тиску повітря в процесі течії у проточній частині впускних колекторів штатної та модернізованої конструкції й пульсації тиску на вході у впускні колектори при роботі двигуна на режимі номінальної потужності.

Встановлено, що використання з'єднуючого патрубку між ділянками впускних колекторів 3Л та 3П циліндрів є найбільш ефективним та дозволяє збільшити витрату повітря в середньому на 5-9%.

Балака Максим Миколайович, к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, balaka.mm@knuba.edu.ua

Лисак Сергій Іванович, викладач, ВСП Миколаївський будівельний фаховий коледж Київського національного університету будівництва і архітектури

Міщук Дмитро Олександрович, к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури

Репін Владислав Юрійович, викладач, ВСП Миколаївський будівельний фаховий коледж Київського національного університету будівництва і архітектури

ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ВИДІВ ПАЛИВА НА АВТОТРАНСПОРТІ

Нині світові науково-експериментальні центри автомобілебудівних фірм проводять дослідження в напрямку зниження споживання палив нафтового походження (бензину, дизпалива) та їх заміну альтернативними видами, що є актуальною задачею, оскільки нові види палива для двигунів внутрішнього згоряння матимуть покращені експлуатаційні показники та вирішуватимуть екологічну безпеку автотранспорту. Передбачається розроблення національних концепцій виробництва і використання альтернативних видів палива, створення перспективних конструкцій двигунів та енергетичних установок [1–4].

Серед важливих завдань дослідження експлуатаційних показників палив і раціонального їх застосування на автотранспорті можна виділити наступні:

- удосконалення конструкцій двигунів внутрішнього згоряння й окремих систем для підвищення безвідмовності, довговічності та економічності роботи;
- розроблення нових видів і сортів палив з одночасним збільшенням їх ресурсу, в тому числі з альтернативних джерел енергії [4];
- встановлення оптимальних вимог до якості палив згідно з тенденціями розвитку автотранспорту, нафтопереробної та хімічної промисловості;
- розроблення методів і засобів для зниження негативного впливу палива на навколишнє природне середовище [5].

При експлуатації двигунів внутрішнього згоряння відбувається достатньо активне забруднення довкілля викидами шкідливих речовин з відпрацьованими газами і парами палива. Викиди негативно впливають на організм людини та можуть призвести до респіраторних захворювань, легеневої недостатності, бронхіту або розладу нервової системи. Забруднене повітря впливає також і на руйнування будівельних матеріалів, пам'яток культурної спадщини, призводить до збільшення корозії металів і сплавів навколишніх об'єктів.

До шкідливих речовин відносяться відпрацьовані гази та картерні гази, пари палива з баку і двигуна внутрішнього згоряння. Основна частка викидів потрапляє до атмосфери з відпрацьованими газами, що становить 55 % об. (рис. 1), а з картерними газами та парами палив – 45 % об.

Альтернативні види палива проти палив нафтового походження мають переваги і недоліки: виробничі витрати, доступність для споживача, вплив на

навколишнє природне середовище, пристосування двигуна внутрішнього згоряння до процесу живлення новими видами палива та безпека експлуатації.

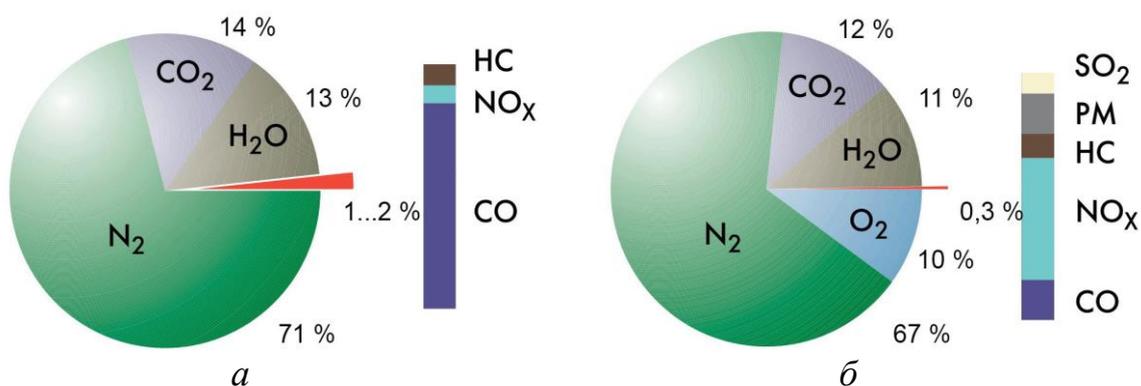


Рисунок 1 – Склад відпрацьованих газів бензинових (а) і дизельних (б) двигунів: N₂ – азот; O₂ – кисень; H₂O – пара; CO₂, CO – вуглекислий і чадний газ; NO_x – оксиди азоту; SO₂ – діоксид сірки; Pb – свинець; HC – вуглеводні; PM – сажа

Зауважимо, що основними критеріями ефективності застосування різних видів палив є рівень шкідливих речовин у відпрацьованих газах, витрати на виробництво палива й інфраструктуру, переобладнання двигуна внутрішнього згоряння та модернізацію паливної апаратури автотранспорту.

Альтернативні види палива практично не мають або містять в незначній кількості первинні шкідливі речовини, через що емісія токсичних компонентів відпрацьованих газів значно нижча. Стосовно автотранспорту з двигунами внутрішнього згоряння, які працюють на водні [6], то вони практично чисті для навколишнього середовища. В них замість відпрацьованих газів в атмосферу викидається «чиста вода». Основною проблемою використання водню в якості альтернативного виду палива є зберігання на транспорті. Однак застосування повторного енергоносія у вигляді гідридного акумулятора [2, 7] не потребує особливого догляду: гідридний акумулятор швидко заряджається воднем, має низьку собівартість та тривалий термін експлуатації. При цьому розв’язується проблема безпеки водневого палива і забезпечується допустимий енергозапас без необхідності створення високих тисків для копримованого водню або криогенних температур для скрапленого водню. Транспортний засіб на водні може конкурувати зі звичайними авто- і електромобілями.

Одним із перспективних видів палива є компримований природний газ, який широко застосовується у двигунах внутрішнього згоряння і має переваги як підвищений на 35...40 % моторесурс у порівнянні з бензиновими двигунами, збільшений у 2...3 рази ресурс застосування оливи і на 30...40 % термін служби свічок запалювання. Разом з тим, зменшується вантажопідйомність транспорту на 9...14 % внаслідок значної маси (до 90 кг) балонів високого тиску (до 20 МПа) об’ємом 50 л, збільшується тривалість розгону на 24...30 % та знижується максимальна швидкість на 5...6 % в результаті погіршення тягово-динамічних властивостей автомобіля. Особливістю використання скрапленого

природного газу є дуже низька температура кипіння – мінус 162 °С, що створює певні складності при видобуванні та зберіганні [2]. Для зберігання на борту автотранспорту слід встановлювати спеціальні криогенні балони, що матимуть подвійну оболонку – внутрішню з легованої сталі, зовнішню з вуглецевої сталі, простір між якими вакуумований чи заповнений теплоізоляційним матеріалом. Скраплення природного газу дозволить зменшити його об'єм у 600 разів, масу балона – у 3...4 рази, а об'єм балона – в 1,5...2 рази відповідно [4].

Однак використання таких газоподібних палив у двигунах внутрішнього згорання потребуватиме модернізації конструкції двигуна, переобладнання автотранспорту і суворого дотримання правил безпечної експлуатації.

Як варіант, реформування дизпалива, що полягає у модифікації складу на нафтопереробному заводі, дозволить знизити викиди шкідливих речовин та твердих частинок сажі з відпрацьованими газами без модернізації конструкції двигунів внутрішнього згорання [3]. Зниження викидів таким способом буде меншим, ніж при застосуванні сучасних технологій в конструкції двигунів чи при використанні альтернативних видів палива, а отриманий ефект – помітним для всіх типів двигунів внутрішнього згорання.

Література

1. Тетерятник О., Балака М. Аналіз шляхів забезпечення енергонезалежності будівельної техніки з використанням відновлювальних джерел енергії. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2021. Вип. 97. С. 24–35. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.97.0301>.

2. Бойченко А. В., Ходневич Н. Н., Балака М. Н. Особенности хранения и применения моторных топлив. Проблемы функционирования систем транспорта: материалы Междунар. науч.-техн. конф., 5–7 дек. 2018 г. Тюмень: ТИУ, 2019. Т.1. С. 252–256.

3. Балака М., Тетерятник О., Санкін І. Комплексна оцінка застосування моторних палив. Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: матеріали 14-ї Міжнар. наук.-практ. конф., 16–18 берез. 2023 р. Херсон: ХДМА, 2023. С. 194–196.

4. Слободчиков В. В., Балака М. М. Моторні палива з альтернативних енергетичних ресурсів. Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту 2015: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 21–22 трав. 2015. Дніпропетровськ: НГУ, 2015. С. 250–254.

5. Балака М. Н., Слободчиков В. В., Аржаев Г. А. Выброс вредных веществ с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания. Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Междунар. науч.-техн. конф., 16 апр. 2014. Тюмень: ТюмГНГУ, 2014. С. 18–22.

6. Оленич Г. С., Міщук Д. О., Балака М. М. Зниження витрат пального автомобільним транспортом за рахунок застосування генератора водню. Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої

промисловості і транспорту: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 29–30 трав. 2022 р. Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка», 2022. С. 56–60.

7. Mischuk D. O., Boychenko A. V., Balaka M. M. Motor fuel by hydrogenation technology. Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування: Міжнар. наук.-практ. конф., 16–18 верес. 2020 р.: Тези доп. Харків: ХНАДУ, 2020. С. 202–204.

Воронков Олександр Іванович, доктор технічних наук, професор кафедри Двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dralexadi@gmail.com

Стрілець Максим Васильович, асаірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 0669233845m@gmail.com

Круговий Андрій Олегович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, guos.1Jugu8@gmail.com

Ганцев Віталій Володимирович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, notyourcookie4@gmail.com

УСТАНОВКА ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ДВИГУНІВ

Мета роботи полягає в створенні універсальної установки для випробовування двигунів, які в якості пального можуть застосовувати різні газоподібні палива, а також стиснуте повітря.

В якості пального пропонується водень. Водень – безбарвний газ, що не має запаху, є найлегшим та найпоширенішим елементом на планеті. Тим не менш, він не зустрічається в природі в якості окремого елемента, а знаходиться в ковалентних з'єднаннях з більшістю неметалічних елементів або молекулярної формі (вода, нафта, біомаса). Це означає, що для використання водню як паливо він повинен бути відокремлений від своїх атомарних сполук за допомогою процесів конверсії, включаючи парове реформування та електроліз.

Кінцеве стан водню, або водень, виділений з його з'єднань, розпадається на три категорії: коричневий, синій та зелений водень. Коричневий водень надходить з природного газу або вугілля з виділенням CO_2 в якості побічного продукту. Синім вважається, коли виділяється CO_2 може бути отримано з природного газу в процесі, за рахунок уловлювання і зберігання вуглецю. Зрештою, назва "Зелений водень" дається, коли він надходить з поновлюваних джерел - вітрових, сонячних, гідро - геотермальних. Зелений водень є кінцевою метою для більшості країн, оскільки відновлювані джерела не виробляють побічних продуктів вуглекислого газу.

В даному дослідженню водень використовується як добавка, тільки в ході випробувань. Контроль якості водню необхідний, щоб уникнути негативного впливу на роботу паливної системи.

Додавання водню є ефективним способом підвищення продуктивності бензинового двигуна в економічних умовах.

Гібридний електронний блок управління був розроблений для того щоб

керувати подачею іскри, упорскуванням і кількістю водню та бензину. Випробування проводилося за постійному числі оборотів двигуна - 1400 хв^{-1} , яке представляє обороти двигуна у типових міських умовах із зниженою інтенсивністю руху. Дві об'ємні частки водню в загальному зборі 0% і 3% були досягнуто шляхом регулювання тривалості упорскування водню в відповідно з витратою повітряного потоку. При заданому рівні додавання водню витрата бензину було б зменшено для забезпечення того, щоб коефіцієнти надлишку повітря зберігалися на рівні 1,2 і 1,4, відповідно. Для заданою фракції змішування водню та коефіцієнта надлишку повітря навантаження двигуна, яка була представлена на впускних колекторах абсолютним тиском, збільшується за рахунок збільшення відкриття дросельної заслінки. Для всіх випробувань прийнято режим спрацьовування іскри для забезпечення максимального крутного моменту. Очікувані експериментальні результати повинні показати, що середній ефективний крутний момент підвищувався після додавання водню лише за умов малих навантажень. Однак при високих навантаженнях на гібридний воднево-бензиновий двигун буде виходити зі зменшеним ефективним крутним моментом, ніж при звичайному бензиновому паливі. Тепловий ККД гальма двигуна буде також чітко підвищений. Коефіцієнт варіації зазначеного середнього ефективного тиску гібридного двигуна буде знижено зі збільшенням навантаження двигуна. В цілому, вплив додавання водню на покращення характеристик згоряння та викидів двигуна буде більш вираженим при низьких оборотах двигуна, ніж за високих.

Також проводились розрахункові дослідження, в яких контролювався час упорскування, подача повітря, співвідношення водню та бензину. Двигун працював при оборотах 790 хв^{-1} і 1400 хв^{-1} , щоб можна було побачити циклічні зміни двигуна. Час запалення та ступінь стиснення також впливає на технічні характеристики двигуна А саме – при підвищенні термінів запалення, падала продуктивність двигуна, тоді як ступінь стиснення покращувала продуктивність.

Модифікація впускного колектора двигуна під створення вихору, створення закрученого потоку з кутом входу 20 градусів зменшила тривалість горіння і зменшила циклічні зміни з оптимальним завихренням потоку.

В експериментальному методі, наведеному нижче, буде використана установка (рисунок 1), що включає в себе чотиритактний двигун з повітряним охолодженням, іскра подається з модифікованою головки блоку циліндрів типу L. Основні технічні характеристики двигуна наведено у таблиці 1. Водень подається при тиску 5 бар. Двигун працює з широко відкритим дроселем, в умовах збідненої суміші та з різної ступінь стиснення. Експериментальні дослідження проводяться при постійних оборотах двигуна 1600 хв^{-1} . Тиск в циліндрі залежить від кута повороту кривошипа, вимірюється п'єзоелектричним датчиком тиску (Kistler 6052-C) і кодером вала (Kistler 2618-B). Масовий витрата водневого палива вимірюється з допомогою витратометрів Aalborg-GFC67 та Aalborg-GFM77. Температура всмоктуваного повітря витримується постійно в $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Час запалювання і тривалість

упорскування управляються електронним блоком управління Motec-M4. Тиск повітря на в ході вимірюється датчиком абсолютного тиску. Впорскується водень має чистоту в 99,9%. Основні теплофізичні властивості двигуна вказані в таблиці 1.

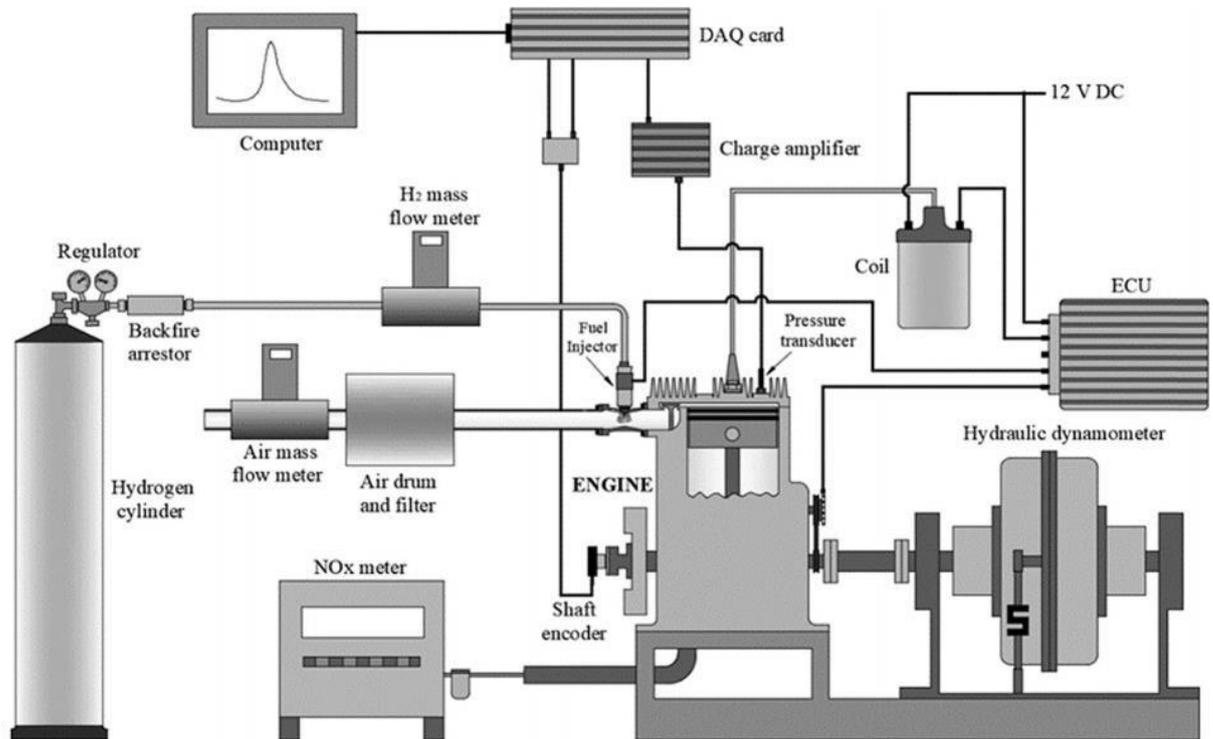


Рисунок 1 - Схема експериментальної установки

Таблиця 1 - Технічні характеристики експериментальної установки

Діаметр отвори циліндра	85,7 мм
Хід поршня	82,6 мм
Максимальна потужність	8,82 кВт
Максимальний крутний момент	25 Нм
Максимальна частота обертання	3600 об/хв

Пропонується провести 50 послідовних циклів горіння з 3600 імпульсами за цикл горіння. Потім, середні значення 50 циклів згоряння будуть використані по порядку, щоб уникнути впливу циклічних вагань на внутрішньо циліндрове горіння і вказані параметри двигуна .

Воронков Олександр Іванович, доктор технічних наук, професор кафедри Двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dralexadi@gmail.com

Гончаров Сергій Володимирович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, guos.1Juru8@gmail.com

Датченко Сергій Васильович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, datchenko177@gmail.com

ПІДВИЩЕННЯ ПОТУЖНОСТІ МОТОРГЕНЕРАТОРА

У зв'язку з ситуацією, що склалася в Україні, гостро постало питання із застосуванням моторгенераторів. Для цих цілей пропонується використовувати автомобільні двигуни різних розмірів та літражу. Потужність моторгенераторів підбирається із необхідної кількості споживачів та існуючих потужностей електричних ліній.

Основною перевагою бензинового генератора є: ціна на бензиновий двигун буде набагато нижчою, ніж на дизельний, простота в роботі та обслуговуванні (велика база запасних частин), вага бензинових двигунів, часто нижча, ніж у дизельних. Бензиновий генератор має рівень шуму нижче. Крім того, взимку немає необхідності розміщувати його в теплому приміщенні, як дизельний генератор, не потребує спеціальних зимових палив.

Для досліджень був прийнятий чотиритактний 2Ч 7,6/6,15 двоциліндровий двигун. Однак для підвищення його потужності було прийнято рішення оснастити установку наддувом. Мета дослідження полягала у виборі компресора для цього двигуна.

Застосування турбонаддуву не розглядалося через його високу вартість і складність забезпечення протікання робочого процесу.

Методи наддуву ДВЗ.

Основними методами наддуву є наступні (рисунки 1):

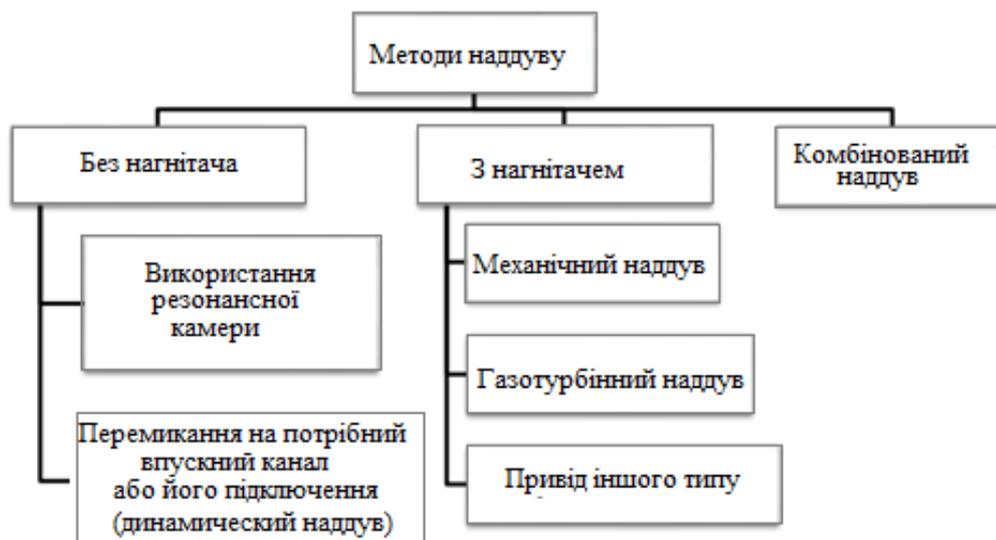
Системи наддуву можна кваліфікувати по :

- виду приводу нагнітача;
- типу зв'язку між наддувним агрегатом та двигуном;
- конструкції нагнітача.

Розглянемо окремо кожну класифікацію.

Привід нагнітача може здійснюватися:

- від стороннього джерела (допоміжний двигун, електродвигун);
- від самого двигуна (потужність відбирається від колінчастого валу) - механічний наддув;



Рисунок–1 - Види наддуву

- від турбіни, що наводиться випускними газами - турбонаддув;
- без нагнітача за допомогою обмінника тиску – спосіб «Комплекс».

Тип зв'язку між наддувним агрегатом та двигуном та спосіб відбору потужності:

- нагнітач з'єднаний з валом двигуна, турбіна відсутня, відбір потужності від колінчастого валу - механічний наддув;

- нагнітач з'єднаний з турбіною, наддувний агрегат вільний, тобто не має механічного зв'язку з двигуном, відбір потужності від колінчастого валу - вільний турбонаддув;

- нагнітач, турбіна і колінчастий вал двигуна механічно пов'язані, відбір потужності від колінчастого валу – комбінований двигун;

- нагнітач з'єднаний з колінчастим валом двигуна, відбір потужності від валу турбіни – генератор газу.

Відомі два типи нагнітачів, що істотно відрізняються один від одного як за конструкцією, так і за характеристиками подачі повітря, які вони забезпечують. Це такі типи компресорів:

- лопаткові нагнітачі: радіальні, осьові або на півосьові;

- об'ємні нагнітачі: поршневі та роторні, наприклад повітродувка типу «Рут», гвинтовий компресор та інші.

Для вибору типу нагнітача, що використовується як наддув для ДВЗ необхідно розглянути конструкції компресорів, їх переваги та недоліки.

Було проведено аналіз різних видів компресорів:

1. Лопаткові нагнітачі

1.1. Відцентровий компресор

1.2. Роторний або роторно-лопатевий компресор

1.3. Осьові компресори

1.4. Осецентробіжні компресори

2.Об'ємні нагнітачі

2.1 Роторно-шестерний компресор Roots

2.2 Гвинтовий компресор

2.3 Роторно-пластинчастий компресор

2.4 Компресор із кільцевим поршнем

2.5 Спиральний нагнітач

2.6 Поршневий компресор

Аналіз характеристики показує, що досить високий ККД у поршневого компресора досягається лише за високого ступеня підвищення тиску і за порівняно низьких частотах обертання валу.

Таким чином, розглянуто різні види нагнітачів. З даних таблиці 1 можна бачити, що за сукупністю властивостей, ефективним варіантом може бути застосування поршневого компресора.

Таблиця 1 - Зіставлення властивостей компресорів різних типів.

№ п/п	Тип компресора	Ступінь підвищення тиску	Продуктивність у порівнянні з розмірами	Окружна швидкість, м/с	ККД
1	Поршневий	Висока до 1:30	Невелика	Низька $u < 10$	Високий
2	Типа Рутс	Середня від 1:3 до 1:4	Помірна	Помірна $u = 20 \dots 30$	Середній
3	Гвинтовий	Середня до високою від 1:3 до 1:5	-	Середня $u = 100 \dots 150$	Високий
4	Радіальний	Середня до високою від 1:3,5 до 1:12	Велика	Дуже висока $u = 250 \dots 450 (700)$	-
5	Осьовий	Низька від 1:1,2 до 1:1,6	Дуже велика	Висока $u = 200 \dots 400$	Високий

Застосування поршневого компресора для підвищення потужності двигуна, дозволить вирішити проблему невірноваженості двоциліндрового двигуна, за рахунок конструктивних елементів нагнітача, без використання врівноважуючих валів, що дозволить знизити масу двигуна та підвищити надійність конструкції.

ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ СУЧАСНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА В РЕЖИМАХ ПОВНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ВИКОРИСТАННЯМ КИСНЕВМІСНОГО ГАЗУ

Відомо, що максимальні енергетичні показники двигуна з іскровим запалюванням можна отримати на збагаченій суміші, що в свою чергу сприяє погіршенню екологічних показників та паливної економічності.

Разом з тим підвищити енергетичні показники і впливати на екологічні показники та паливну економічність двигуна можливо зміною складу повітряного заряду, зокрема підвищенням в ньому кисню. Це можливо, коли частину повітря замінити газом з високим вмістом кисню. Таким газом є закис азоту, в якому кисень за об'ємом складає 33 %, що значно більше в порівнянні з повітрям (21 %).

Добавка закису азоту до повітряного заряду не забезпечує одночасного отримання оптимальних величин енергетичних, екологічних показників та паливної економічності. Залежно від поставленої мети добавка закису азоту до повітряного заряду двигуна з іскровим запалюванням поліпшує:

- енергетичні показники двигуна в режимі повних навантажень використанням повітряного заряду з вищим вмістом кисню і відповідно з більшою подачею бензину;

- паливну економічність без погіршення енергетичних показників переходом від роботи на збагачених бензоповітряних сумішах до роботи двигуна на стехіометричній і навіть збідненій суміші;

- умови для ефективної роботи каталітичного нейтралізатора при стехіометричному складі суміші без погіршення паливної економічності і енергетичних показників.

В доповіді будуть наведені результати розрахункових досліджень впливу величини добавки закису азоту до повітряного заряду на енергетичні, екологічні показники та паливну економічність при різному складі бензоповітряної суміші сучасного двигуна з системою впорскування палива, каталітичним нейтралізатором та зворотним зв'язком.

Грицук Ігор Валерійович – д.т.н., професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, м. Херсон, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Турица Василь Миколайович – студент кафедри енергетичного машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Первомайський навчально-науковий інститут

Шпирко Антон Юрійович - студент кафедри енергетичного машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Первомайський навчально-науковий інститут

Шпаков Руслан Іванович - студент кафедри енергетичного машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Первомайський навчально-науковий інститут

Федоров Дмитро Володимирович - студент кафедри енергетичного машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Первомайський навчально-науковий інститут

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА «AIDACOSMA» ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВИХ ПАЛИВ В УМОВАХ ПОРТОВОЇ ІНФРАСТРУКТУРИ

Постановка проблеми. Ключовим напрямком державної програми розвитку є її паливно-енергетична безпека, яка повинна забезпечуватися, в тому числі, для створення унікальних об'єктів морської техніки для формування інфраструктури морського забезпечення суден газомоторним паливом - зрідженим природним газом (далі - СПГ) на зовнішніх та внутрішніх водних шляхах. Це актуально з урахуванням вступу в силу вимоги Міжнародної конвенції щодо запобігання забрудненню з органів (далі - MARPOL), жорстко обмежуючих поки тільки в ряді регіонів кількості шкідливих викидів в атмосфері судовими енергетичними установками. Наступні, традиційні сортові енергоносії в цих регіонах не можуть використовувати суднами. У якості заміни традиційним видам нафтового палива виступає природний газ. З-за його малої щільності в природному стані на транспортних засобах він використовується в стиснутому (компримованому) або зрідженому вигляді, що дозволяє багатократно збільшити його щільність, але створює масу зустрічних проблем. У рідкому стані природний газ переходить до атмосферного опалення при температурі $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ і при цій температурі він повинен зберігати до моменту використання його за призначенням, що призводить до необхідності застосування відповідного криогенного обладнання та забезпечення ізоляції криогенних ємностей - сховищ. Густина СПГ становить $0,42\dots 0,49\text{ т / м}^3$, що більше ніж у 600 разів вище таких у природного газу в природних умовах.

З огляду на те, що запитання економічної доцільності переведення на альтернативні види палив мають першочергове значення, досягнення високої паливної економічності дуальних двигунів є основною умовою успіху у справі розширення використання газових палив. Визначення оптимальних положень

модернізації систем живлення суднових двигунів для використання газових палив в умовах експлуатації з метою досягнення найкращої паливної економічності і є однією з основних проблем сьогоденного морського двигунобудування.

Для задоволення вимог Додатка VI МАРПОЛ 73/78 паливна система судна повинна бути перероблена так, щоб види HSFO- і LSFO-палива були повністю відокремлені [1-6]. У числі альтернативних палив найбільш перспективним на найближче майбутнє представляється природний газ. Моторні властивості газу дозволяють використовувати його в якості палива для двигунів майже без переробок базових моделей. При цьому потужність установки може бути збережена, економічність збільшена, а вміст токсичних складових відпрацьованих газів зменшено [1-6].

Природний газ успішно застосовується в якості основного палива на судах-газовозах. Перевозиться на них СПГ в невеликих кількостях (0,15...0,18 % від загальної місткості танків на добу) постійно випаровується. Його утилізація можлива двома шляхами - випаровування газ можна повторно зріджувати, що вимагає розміщення на судні спеціального холодильної установки і додаткових витрат газу на її роботу, або використовувати в якості палива енергетичної установки судна. З досвіду експлуатації двопаливних енергетичних установок на судах СПГ відомо, що використання природного газу в якості палива дозволяє повністю виключити викиди сірки, кардинально знизити викиди NO_x - на 90 % і істотно знизити викиди CO_2 - на 30 %. Це робить застосування природного газу в якості палива привабливим рішенням і для судів, які не є газовозами, особливо судів, використовуваних в зонах особливого екологічного контролю [1-6].

Вимоги до двопаливними дизелів і до паливних систем газового палива включені в гл. 9 ч. IX «Механізми» Правил класифікації та побудови морських суден. Ці вимоги дозволяють використовувати газ на судні, але не стосуються систем навантаження і зберігання газу на судні, що не є газовозів. Для можливості використання газу на морських судах, які не є газовозами, необхідне доопрацювання існуючих Правил Регістру [1-6]. Нині, коли морські двигуни СПГ DF працюють із природним газом як основним джерелом енергії, досягаються наступні цілі: викиди CO_2 зменшуються приблизно на 15...30 % завдяки меншому вмісту вуглецю в природному газі порівняно з рідким паливом; викиди NO_x скорочуються приблизно на 85%, завдяки процесу спалювання, що реалізується в двигунах DF; викиди SO_x майже виключаються, оскільки природний газ не містить сірки; виробництво частинок практично відсутнє через ефективне спалювання природного газу, палива майже без залишків; використання СПГ як палива дозволяє скоротити викиди, дотримуючись правил викидів та знизити експлуатаційні витрати від 20 % до 35 %.

Основні результати дослідження. Розглянемо основні практичні передумови і обґрунтування виконання модернізації системи живлення суднового двигуна газовим паливом. Пасажирське судно працює від чотирьох

основних двигунів, що здатні працювати одночасно і на важкому паливі і на природному газі. Природний газ (як моторне паливо) використовується для експлуатації судна безпосередньо для заходу і виходу з порту, у порту біли причальної стінки, з метою забезпечення того, щоб викиди виповідали і були встановлені правилами [7-9]. Водночас природний газ може подаватися з берегових ланок, як у газоподібному (СПГ / СПГ), так і в рідкому (ЗПГ) станах [7-9].

Принципова схема системи подачі палива у газовому стані для суднового двигуна наведена на рис. 1 [7-9]. Постачання природного газу на борту (під час роботи в порту) контролюється та відстежується стандартними системами судна: системою подачі газового палива (FGS), яка, у свою чергу, пов'язана з іншими системами, тобто: система виявлення газу; система виявлення витоків газової труби; система управління двигуном; система управління котлом тощо. Відповідно до технологічного циклу, природний газ (у рідкому чи газоподібному стані) надходить на АЗС, яка розташована на палубі 3 - збоку судна від порту [7-9]. Усі наземні колектори для рідин і газів та вентиляційна лінія надходять на суднову магістраль [7-9].

Усі трубопроводи ведуть до приміщення газових клапанів (GVU), куди подається газ, кондиціонований випарником LNG / LNG та нагрівачем горючого газу. Усі газопроводи, включаючи газопроводи, повинні мати тип подвійного каблука. Вони проходять машинне відділення з двигунами та зоною технологічного обладнання [7-9]. Кожне приміщення ГВУ обладнане таким обладнанням [7-9]: запірні арматура з газом вручну; очищувач з'єднань; газовий фільтр; витратомір; регулятор тиску паливного газу; блок для автоматичного відключення подачі газу; вентиляційні клапани; численні датчики / манометри тиску; датчики температури газу. Впускний отвір випарника СПГ / СПГ оснащений ультразвуковим вимикачем, встановленим для виявлення присутності технологічної рідини в трубопроводі та подання сигналу, що стосується роботи клапанів ГВУ [7-9].

Усі гнучкі лінії оснащені запобіжними клапанами, які нагнітають газ для мінімізації викидів в атмосферу [7-9]. Заправні станції мають холодостійкі капельниці, які розташовані під шланговими з'єднаннями кожної рідини, а також стежать за витоків рідини та спрацьовують при виявленні рідини. Інертний газ (N_2) потрібен при використанні як для очищення, так і для створення інерції на всіх ділянках трубопроводу установки. Газ N_2 зберігається в резервуарах високого тиску, розташованих у камері зберігання N_2 на палубі 2. Тиск у резервуарах контролюється, і якщо його значення зменшується через витік або активацію, генерується тривога [7-9]. На палубі (01) або в порту, коли судно працює на газі (СПГ / ЗПГ), у машинному відділенні також є два комплекти аварійних резервуарів N_2 . Вони активуються і використовуються лише для надзвичайних ситуацій і зазвичай зберігаються повністю заповненими [7-9]. До кожного виходу запобіжного клапана ГВУ та вентиляційних отворів підключається головна вентиляційна лінія. У разі небезпеки сировина буде

зберігатися в безпечному місці над палубою. Системи газопостачання також включають підсистеми глибокого та низького всмоктування [7-9].

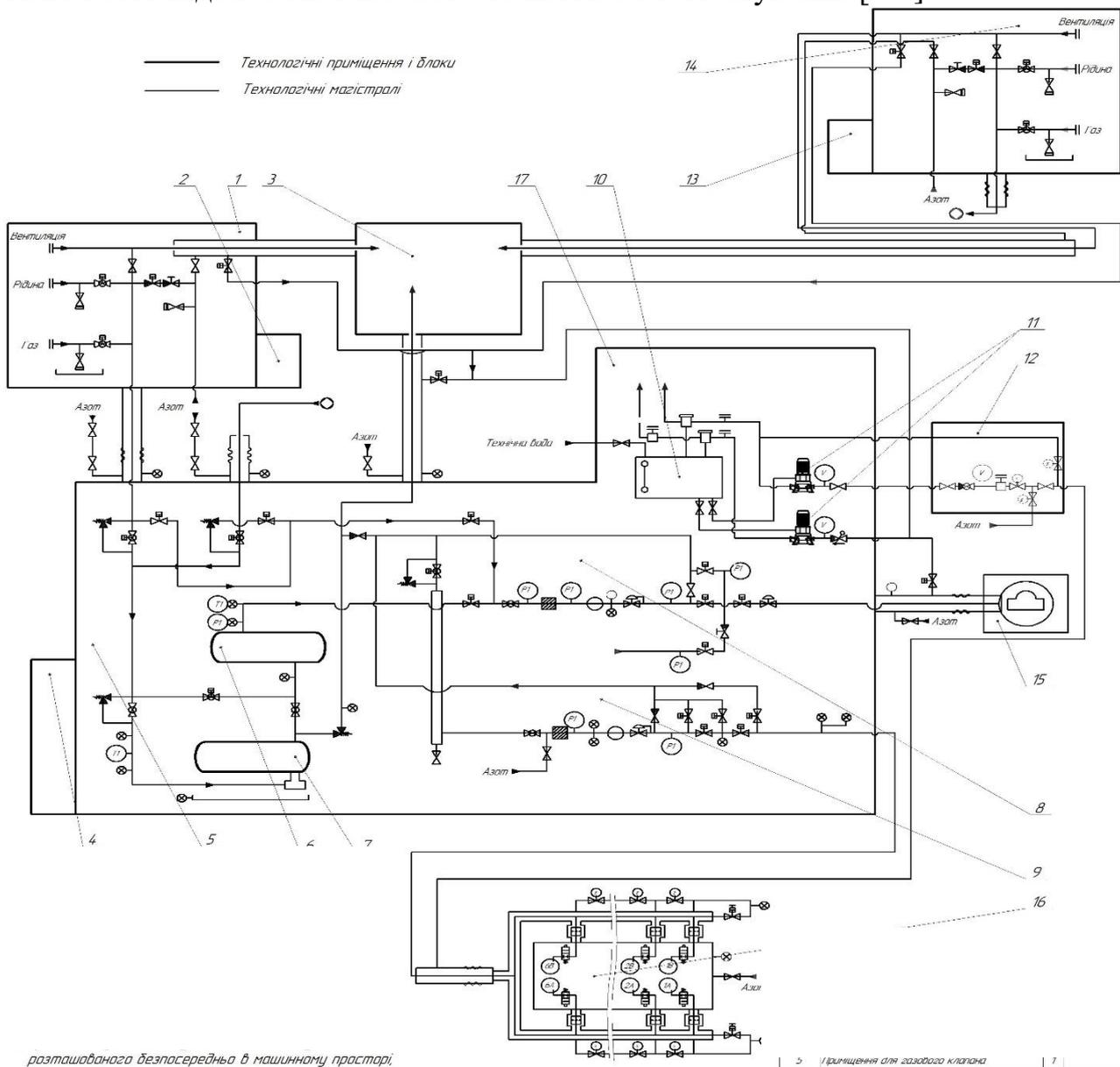


Рисунок 1 – Загальна схема системи живлення суднового двигуна газовим паливом [7-9]: 1 – під'єднання основної станції газопостачання; 2 – приміщення повітряного блокування; 3 – газова вентиляційна кімната судна; 4 – приміщення повітряного блокування; 5 – приміщення газового клапана; 6 – газовий нагрівач паливний; 7 – випарник природного газу стиснутого; 8 – рампа газова; 9 – блок клапана газового; 10 - бак охолодження води вакуумного насоса системи подачі природного газу; 11 – основний вакуумний насос; 12 – блок керування вакуумним насосом; 13 – приміщення повітряного блокування; 14 – станція газопостачання (на правому борту судна); 15 – допоміжний газовий котел; 16 – головний №2 двохпаливний двигун; 17 – сполучення з всмоктуючими витяжними вентиляторами

Особливості модернізації системи живлення головного двигуна судна для використання газових палив в умовах експлуатації полягають в наступному. Коли пасажирське судно знаходиться в порту, живлення газовим паливом може забезпечуватися зовнішніми контейнерами. В якості контейнерів, відповідно до технічних регламентів, планується використання транспортного засобу для транспортування газу відповідної місткості та (або) заправної баржі [7-9].

Крім того, СЕУ передбачає можливість роботи на СПГ / ЗПГ з двох невеликих власних цистерн для гарантування входу та виходу судна з порту (або в межах екологічної зони експлуатації судна). На борту судна підготовку (очищення) газоподібного палива передбачається здійснювати власною газовою арматурою групи ГВУ. Але достатніх запасів СПГ / СПГ для тривалої роботи двопаливного дизельного генератора (№ 2) у порту може бути недостатньо. Енергію із зовнішнього резервуара (мережі) у різних портах на маршрутах руху судна може забезпечувати СПГ / СПГ, фракційний склад якого може відрізнятися від еталонного складу в різних портах [7-9].

Для того, щоб стабілізувати можливості використання газоподібного палива (з різним фракційним складом СПГ / СПГ) електростанції AIDAgrima в портах при подачі від зовнішніх джерел, необхідно використовувати спеціальні засоби підготовки газоподібного палива в форма додаткового агрегату підготовки паливного газу. Це дозволить відокремити роботу газового обладнання судна DG No.2 під час його переміщення до / з порту від власних цистерн і в процесі експлуатації - коли він зупиняється в порту. Це, по-перше, забезпечить диверсифікацію використання технологічного обладнання та забезпечить надійну роботу судна [7-9].

На рис. 2 показано додатковий блок газоподібного палива, який слід використовувати в умовах експлуатації судна в порту із зовнішньої газової мережі [7-9]. СПГ при роботі в порту випаровується водно-гліколевим теплообмінником, а також опосередковано нагрівається охолоджувальною водою LT.

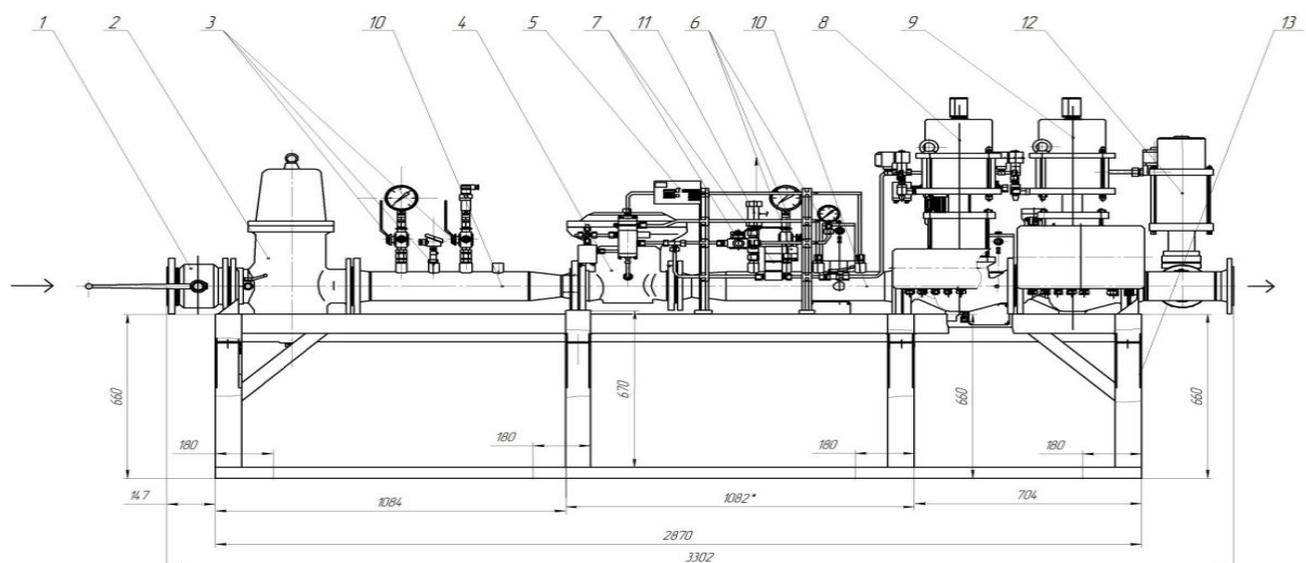


Рисунок 2 – Блок газового палива: 1 – вхідна запорна арматура; 2 – фільтр очищення газового палива; 3 - блок вимірювального обладнання; 4 –

газовий редуктор; 5 – блок керування з газовим лічильником; 6 – блок вимірювального обладнання; 7 – запірна арматура; 8 – газовий насос; 9 – газовий насос; 10 – теплообмінник; 11 – газовий клапан; 12 – насос газовий; 13 – остов блока газового клапана

На рис. 3 показана запропонована для використання принципова схема подачі газового палива для додаткового блоку газоподібного палива, яку слід використовувати в умовах експлуатації судна в порту від газової мережі [7-9]. Система водяного гліколю підтримується при більш низьчому тиску, ніж система паливного газу, щоб мінімізувати ризик потрапляння водяного гліколю в систему паливного газу. Будь-який паливний газ, що надходить у систему водяного гліколю, буде міститися в розширювальному баку для нагріву води випарника СПГ, який контролюється та сигналізується. Випарник СПГ контролюється для запобігання замерзання за допомогою вимикача потоку для низької витрати водяного гліколю (110 м³/год) та датчика температури для низької температури (- 5 °С) [7-9]. Обидва сигнали активують відключення системи паливного газу. Електрична несправність працюючого циркуляційного насоса випарника СПГ призведе до автоматичного перемикавання на резервний насос. Байпасна лінія випарника має нормально закритий клапан з кінцевим вимикачем для закритого положення, який блокується з береговими клапанами подачі рідкого газу [7-9].

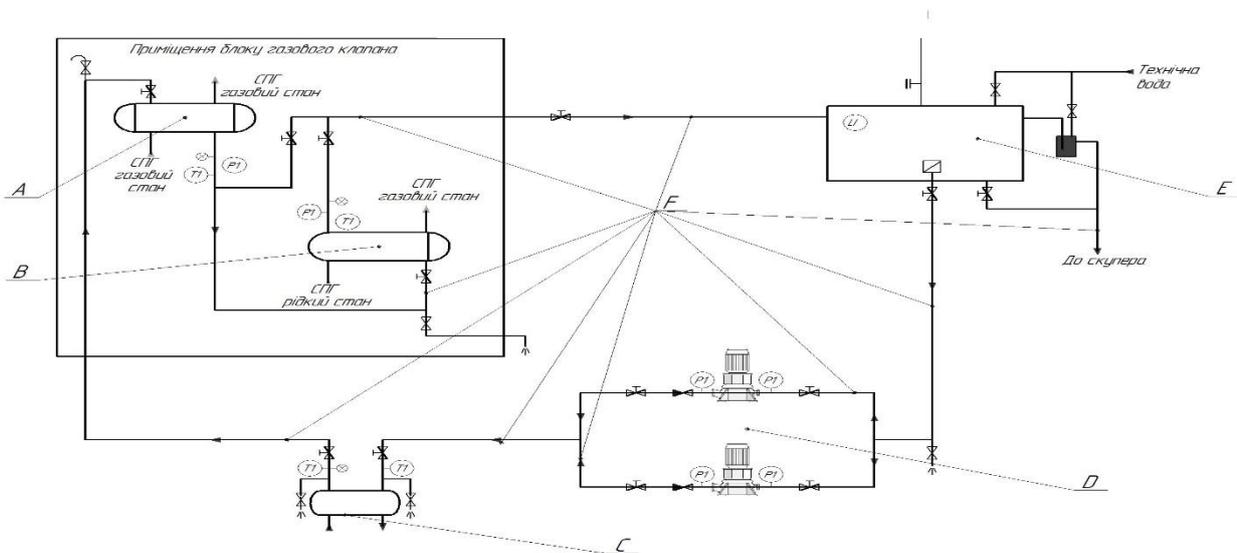


Рисунок 3 – Принципова схема подачі газового палива [7-9]: А – підігрівач газового палива; В – випарник палива; С – гліколевий водонагрівач; D – циркуляційні насоси подачі гарячої води до блоку газового клапана; Е – випарник СПГ за рахунок нагрівання водою у розширювальному танку; F – прісна вода

Висновки. В результаті модернізації системи живлення головного двигуна судна для використання газових палив в умовах експлуатації паливом були отримані теплові та витратні параметри двигуна. Забезпечення газовим паливом суднового двигуна дозволяє його використовувати в умовах порту без погіршення показників його в частині показників потужності і паливної економічності.

Грицук Ігор Валерійович – д.т.н., професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, м. Херсон, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Романцов Андрій Володимирович – студент кафедри енергетичного машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Первомайський навчально-науковий інститут

Ступаков Денис Олегович - студент кафедри енергетичного машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Первомайський навчально-науковий інститут

Ткаченко Юрій Анатолійович - студент кафедри енергетичного машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Первомайський навчально-науковий інститут

Ткачук Дмитро Віталійович - студент кафедри енергетичного машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Первомайський навчально-науковий інститут

ОСОБЛИВОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ ЗАДАЧІ ПІДВИЩЕННЯ ОПЕРАТИВНОЇ ГОТОВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ПОРТОВОГО БУКСИРУ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ЙОГО ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ

Постановка проблеми. Одне з можливих формулювань поняття «оперативна готовність» полягає в забезпечення надійності об'єктів, необхідність застосування яких виникає в довільний момент часу, після якого потрібно безвідмовна робота протягом певного проміжку часу. До цього моменту такі об'єкти можуть перебувати як в режимі чергування, так і в режимі застосування - для виконання інших робочих функцій. В обох режимах можливе виникнення відмов і відновлення працездатності об'єкта [1-4]. Для головного суднового двигуна суть поняття полягає у забезпеченні безвідмовності запуску ДВЗ і прийомі навантаження при оптимальному температурному стані (при використанні бросової теплоти відпрацьованих газів, накопиченої тепловим акумулятором фазового переходу) в процесі його експлуатації без попередньої роботи в режимі холостого ходу і запуску [4]. До показників, що характеризують ефективність забезпечення «оперативної готовності», в першу чергу, слід віднести показники потужності (включаючи питомі), економічні та екологічні характеристики. Однак поліпшення названих характеристик є серйозною проблемою і обумовлено низкою факторів [1, 3].

Істотну роль в забезпеченні конкурентоспроможності техніки грає час, необхідний для приведення силових установок в робочий стан, підготовчі операції, прогрів і пуск двигуна. Основною складовою цього часу є тривалість пуску двигуна і підготовка до нього, яка, при низьких температурах навколишнього середовища, визначає здатність машин виконувати свої функції [1 - 4]. Сказане свідчить про існування суперечності між безальтернативною сьогодні потребою людства продовжувати широке використання ПДВЗ для своїх потреб, з одного боку, і значними втратами енергії з їх ВГ, шкідливим

впливом ВГ на людину і навколишнє середовище (НС), а також складністю підтримувати робочі температури середовищ в процесі зупинки буксира під час виконання технологічних операцій - з іншого [1 - 4].

Основним завданням роботи було розробити комплекс заходів для підвищення оперативної готовності головного двигуна Caterpillar 3512С судна-буксиру проекту Т2440 «ANTARES» в умовах експлуатації. Об'єктом модернізації був процес забезпечення теплової підготовки головного двигуна Caterpillar 3512С судна-буксиру проекту Т2440 «ANTARES» для формування його оперативної готовності в умовах експлуатації.

Основні результати дослідження. Для покращення параметрів робочих процесів прогріву двигуна внутрішнього згорання ТЗ і ЕУ при формуванні і проектуванні теплових акумуляторів фазового переходу можливо використовувати різні технічні рішення. Основні можливі рішення, у порівнянні з уже відомими, що автори вбачають доцільними в порядку перспектив розвитку систем прогріву, як самого ДВЗ, так і ТЗ і ЕУ [1-4]:

- керування температурним впливом у фіксованих межах при здійсненні процесу передпускового і післяпускового прогріву ДВЗ, ТЗ і ЕУ в багатосекційному ТА;

- використання зовнішніх джерел енергії в ТЗ і ЕУ для підігріву двигуна й підтримання властивостей БТА;

- використання зовнішніх джерел енергії або рекуперація енергії в ТЗ і ЕУ для підігріву двигуна й підтримання властивостей ТА.

В напрямку створення і реалізації можливих рішень, автор [1-4] вбачає доцільним в порядку перспектив розвитку систем прогріву ДВЗ, а саме конструкції його теплових акумуляторів фазового переходу, можливо запропонувати наступне:

Тепловий акумулятор фазового переходу (патент № 70814 UA) [3, 4] складається з вакуумованого корпусу 1 (рис. 1), знімної кришки 2, що має вхідні 3, 4, 5, 6 і вихідні 7, 8, 9, 10 отвори, в які встановлені впускний трубопровід газоподібного теплоносія 11, впускні 12, 13 і випускні 15, 16, 17 трубопроводи блоків, впускний 14 і випускний 18 трубопроводи рідинного теплоносія. До впускного трубопроводу газоподібного теплоносія 11 примикає повітряний трубопровід 51, який забезпечений нагнітаючим насосом 47 і запірним клапаном 41. Усередині корпусу знаходяться блоки секцій 19, 20, 21, що складаються з циліндричних коаксіально розташованих капсул, заповнених фазоперехідним теплоакumuлюючим матеріалом 22 з кільцевими зазорами 23 для проходу газоподібного теплоносія (відпрацьовані гази ДВЗ). Крім цього в блоці секції 21 встановлені нагрівальні елементи 24 рідинного теплоносія блоку секції з більш низьким діапазоном робочих температур. Вся конструкція теплообмінника змонтована на знімній кришці 2, яка закріплена за допомогою болтових з'єднань 25 до елементів кріплення корпусу 26, встановлених на самому корпусі. Випускний трубопровід газоподібного теплоносія 50 з датчиком 45 робочої температури приєднаний до змішувальної камері 44, до якої підходять випускні трубопроводи блоків 15, 16, 17 і повітряний

трубопровід 51. Випускний трубопровід 18 рідинного теплоносія з датчиком робочої температури 46 приєднаний до нагрівальних елементів 24 рідинного теплоносія блоку секції з більш низьким діапазоном робочих температур, встановленим у блоці секції 21, які приєднані до впускного трубопроводу рідинного теплоносія 14 із нагнітаючим насосом 49 і запірним клапаном 37 (встановлення нагрівальних елементів всередині циліндричних капсул умовно не показано). Регулювати кількість тепла, що подається, в змішувальну камеру 44 і, відповідно, до випускного трубопроводу газоподібного теплоносія 50 дозволяє наявність на перепускних трубопроводах запірних клапанів 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 35, 38, 39, 40, 41, 42, 43, а автономно здійснювати перезарядку (власний підігрів) блоку секції 21 з більш низьким діапазоном робочих температур від блоків секцій 19, 20 з більш високим діапазоном робочих температур дозволяє наявність перепускного 52 трубопроводу з нагнітаючим насосом 48 і запірних клапанів 34 і 36 [3, 4].

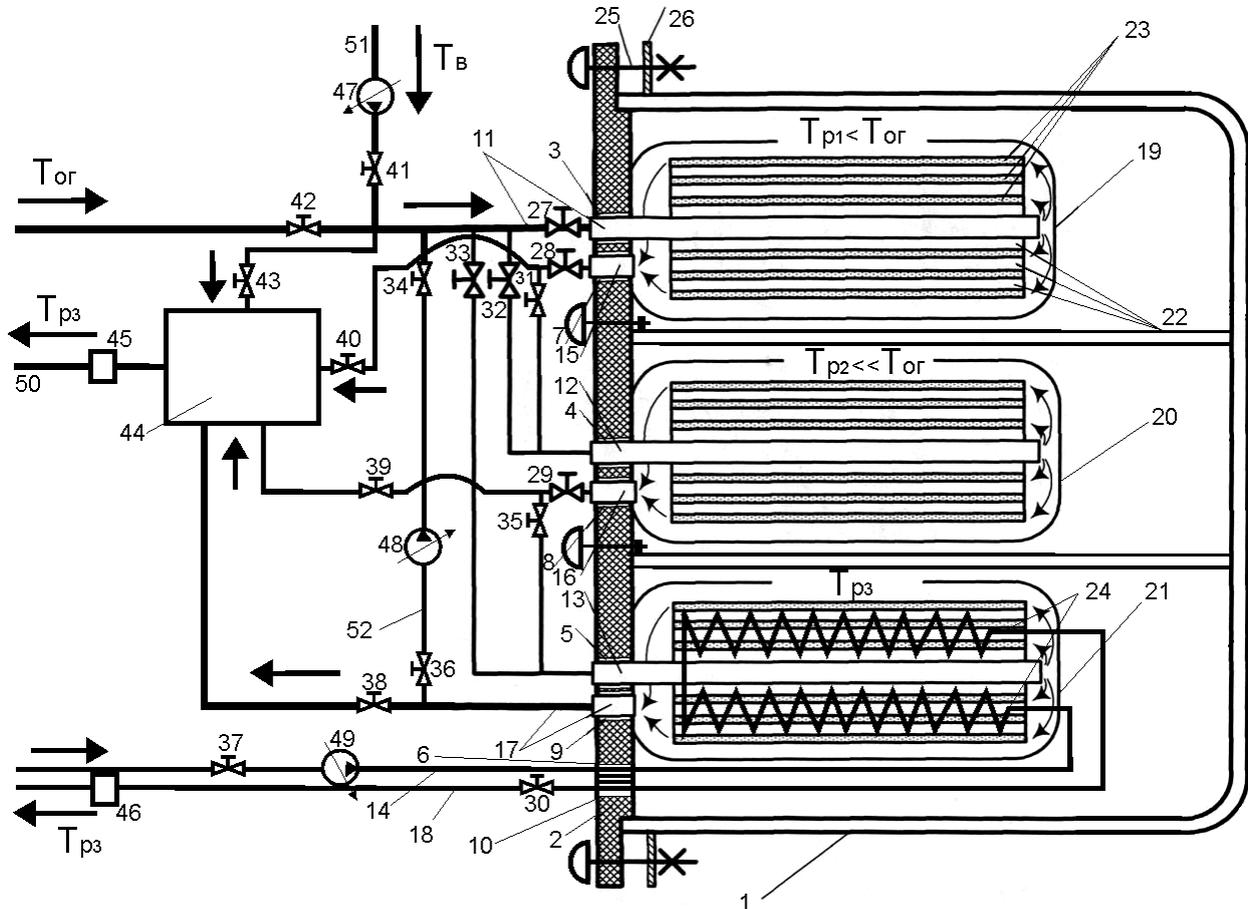


Рисунок 1 - Тепловий акумулятор фазового переходу (патент № 70814 UA)

Мета запропонованої моделі підвищити ефективність використання палива та утилізації відпрацьованих газів у більш широкому температурному діапазоні, підтримання температури охолоджуючої рідини в системі охолодження при заглушеному ДВЗ в межах температур «гарячого прогріву» ($50 - 70 \text{ }^\circ\text{C}$, в залежності від експлуатаційних вимог і заводської інструкції) при низьких температурах навколишнього повітря, або, якщо температура охолоджуючої рідини (оливи і палива) двигуна не відповідає встановленим

вище вимогам, а також одночасного підтримання температури теплоносія, що надходить в ДВЗ паралельно по двом потокам, як газоповітряному, так і рідкому, причому з фіксованою однаковою температурою потоків з більш вузьким діапазоном робочих температур, наближених до робочої температури ДВЗ [1-4]. Застосування даного ТА дозволить [1-4]:

а) зменшити витрати палива на прогрів ДВЗ в холодну пору року, тим самим підвищуючи ефективність його використання;

б) досягти більшої зручності в утилізації відпрацьованих газів у більш широкому температурному діапазоні;

в) підтримувати температуру охолоджуючої рідини в системі охолодження при заглушеному ДВЗ в межах температур «гарячого прогріву» (50 ... 70 °С, в залежності від експлуатаційних вимог й заводської інструкції) при низьких температурах навколишнього повітря, або, якщо температура охолоджуючої рідини (оливи і палива) двигуна не відповідає встановленим вище вимогам;

г) одночасно підтримувати температури теплоносія, що надходить в ДВЗ паралельно по двом потокам, як газоповітряному, так і в рідинному, причому з фіксованою однаковою температурою потоків з більш низьким діапазоном робочих температур, наближених до робочої температури ДВЗ;

д) автономно здійснювати перезарядку (власний підігрів) секції блоку з більш низьким діапазоном робочих температур від секцій блоку з більш високим діапазоном робочих температур.

У базовій версії неможливо використовувати термообробку та підтримувати належний тепловий стан суднового двигуна без використання процесів згоряння палива [1-4]. Не передбачено накопичення теплової енергії в елементах системи охолодження конструкції двигуна судна. В результаті модернізації швидкість судна не змінюється, але зменшуються витрати на паливо та загальний обсяг (розмір) експлуатаційних витрат тощо. Запропонована модернізація стосується встановлення додаткових елементів у системі охолодження, тобто теплообмінник багатосекційного теплового акумулятора встановлений паралельно з витяжним трубопроводом у паралельному потоці з глушником, і його можна вимкнути (за необхідності) шляхом пропускання відпрацьованих газів через байпас у вихлопному трубопроводі. Крім того, встановлюються електронасоси, електромагнітні клапани, фазоперехідні теплові акумулятори, за допомогою яких здійснюється прискорена тепла підготовка суднового двигуна без його пуску; у вихлопній системі встановлення електричних клапанів, трубопроводів, електричного насоса та теплообмінника, за допомогою яких тепла енергія відпрацьованих газів акумулюється у акумуляторі тепла фазового переходу. У зв'язку з тим, що запропонована модернізація не ускладнює процес монтажу та розбирання, час на обслуговування та ремонт системи охолодження однаковий для базового та запропонованого варіантів. Запропоновану модернізацію системи охолодження пропонують провести під час чергових планових ремонтних робіт, що дозволить уникнути подальших простоїв судна [3, 4].

Матеріали для зберігання тепла для секцій накопичення тепла (див. Рис. 1) представлені в таблиці 1 [3, 4].

Таблиця 1 – Характеристики теплоакumuлюючих матеріалів для їх посеkційного розміщення у тепловому акумуляторі [3, 4]

Склад теплоакumuлюючого матеріалу за секціями на рис. 1	Температура фазового переходу (плавлення-кристалізація), К	Секція теплового акумулятора на рис. 1
Система матеріалів з фторидів натрія, калія, літія і барія (склад зразка $10,34\text{NaF} + 39,73\text{Kf} + 3\text{BaF}_2 + 2\text{Sn}$)	621	1
Гідроксид натрія NaOH	573	1
Склад матеріалів: ацетат-нітратна суміш (склад: $39\text{KNO}_3 + 61\text{CH}_3\text{C}_2\text{H}_5$)	483	2
Система бінарна евтектична нітратів калія і літія	40	3
Поліетилен високої густини низького тиску	408	3
Система матеріалів з галогенідів калія і алюмінія та йодиду гафнія (склад: $30,1\text{KCl} + \text{AlCl}_3 + 47,8\text{HfI}_4$)	371	3

Система охолодження двигуна внутрішнього згорання з підсистемою для використання теплової енергії вихлопних газів за допомогою акумулятора тепла з фазовим переходом включена як невід'ємна частина системи охолодження двигуна внутрішнього згорання і виконує частину його функцій, тобто забезпечує швидкий нагрів двигуна внутрішнього згорання до робочої температури і утримує його в межах, визначених процесом роботи і конструкцією двигуна. Принцип роботи в цілому полягає в накопиченні енергії теплового димоходу. газ (вихлопний газ), який утворюється при спалюванні палива і не використовується для корисних робіт, але викидається в атмосферу з відпрацьованими газами [1-4].

Таким чином був запропонований і розроблений варіант комплексу заходів для підвищення оперативної готовності головного двигуна Caterpillar 3512C судна-буксиру проекту T2440 «ANTARES» в умовах експлуатації на основі багатосекційного теплового акумулятора фазового переходу.

Висновки. Були проаналізовані найбільш суттєві конструктивні особливості сучасного буксира «ANTARES» і суднового двигуна моделі 3512C фірми Caterpillar. На підставі проведеного аналізу розроблено ряд заходів щодо підвищення оперативної готовності головного двигуна Caterpillar 3512C судна-буксиру проекту T2440 «ANTARES» за рахунок модернізації системи охолодження. Запропонована модернізація системи охолодження, що викликана забезпеченням підвищення оперативної готовності суднового

двигуна, для повноцінного виконання технологічних операцій судном портового класу за рахунок встановлення багатосекційного теплового акумулятора фазового переходу в систему охолодження. В цілому всі цілі, що ставились в роботі досягнуті.

Література

1. Гутаревич Ю.Ф. До вибору теплоакumuлюючих матеріалів теплового акумулятора збереження теплового стану ДВЗ / Гутаревич Ю.Ф., Александров В.Д., Грицук І.В., Постніков В.О., Добровольський О.С., Адров Д.С. // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2013. – Випуск 26., стор. 127-132.
2. Адров Д.С. Тепловий акумулятор як засіб підвищення ефективності пуску стаціонарного двигуна в умовах низьких температур / Д.С. Адров І.В., Грицук, Ю.В. Прилепський, В.І. Дорошко // Зб.наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2011– Випуск №27. с. 117-126
3. Волков В.П. Системи прогріву двигунів внутрішнього згорання: основи функціонування: монографія / В.П. Волков, І.В. Грицук, Ю.Ф. Гутаревич, і др. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж», 2015.- 314с.
4. Александров В.Д. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів / В.Д. Александров, Ю.Ф. Гутаревич, І.В. Грицук, і др. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж», 2014.- 230 с.

Грицук Олександр Васильович, д.т.н., професор каф.ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Сусла Анастасія Олександрівна, здобувач магістратури каф.ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
kovalenkona20000@gmail.com

АНАЛІЗ РОЗВИТКУ ПІДХОДІВ ДО МОДЕЛЮВАННЯ ЗШХ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ У ВІТЧИЗНЯНОМУ ДВИГУНОБУДУВАННІ

Суттєвою перевагою дизелів, які розробляються заново, перед існуючими є можливість використання вже накопиченого досвіду та втілення його у метал. Новим, і поки що останнім, напрямком дизелебудування України є створення малолітражних дизелів, у тому числі і високообертового автомобільного [1,2]. Останні розробки призупинені на створенні шестициліндрових дизелів 6ДТНА1 та 6ДТНА2 (рис.1) для вітчизняних автобусів малого класу категорії М3, повною масою від 5 до 8 тонн, і вантажівок військового призначення.

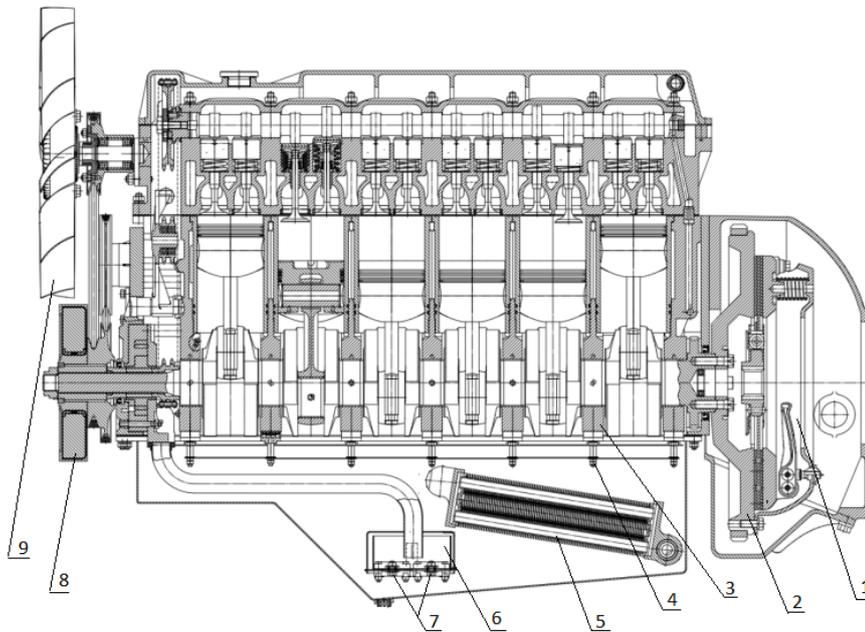


Рисунок 1 – Поздовжній переріз дизеля 6ДТНА1:

1 – механізм зчеплення; 2 – маховик; 3 – підвіска корінної опори колінчастого вала; 4 – позисторний підігрівач корінної опори; 5 – охолоджувач масла; 6 – маслозбірний відсік; 7 – позисторні підігрівачі масла у маслозбірному відсіку; 8 – демпфер крутильних коливань; 9 – вентилятор системи охолодження

Створення елементної бази цих дизелів було розпочато у 2017 році, а їх поперечні та поздовжні перерізи виконані тільки у цьому році. Вимоги технічного завдання до характеристик цих дизелів наведено у табл.1.

Таблиця 1 - Технічні характеристики дизелів 6ДТНА1 та 6ДТНА2

№ з/п	Найменування визначені за методикою ГОСТ 14846-81, наведені у таблиці.	Марка дизеля (військове призначення – літера "М" / цивільне призначення – без літери)	
		6ДТНА1М/6ДТНА1	6ДТНА2М/6ДТНА2
	параметру		
1	2	3	4
1	Позначення	6 ЧНА-1 8,8/8,2	6 ЧНА-2 8,8/8,2
2	Число циліндрів	6	6
3	Розташування циліндрів	Рядне	Рядне
4	Робочий об'єм дизеля, см ³	2988	2988
5	Діаметр циліндра, мм	88	88
6	Хід поршня, мм	82	82
7	Відношення S/D	0,93	0,93
8	Ступінь стискання	18	18
9	Камера згоряння	Нерозділена, відкрита	Нерозділена, відкрита
1	2	3	4
10	Система паливоподачі	Безпосередньої дії	Типу Common Rail
11	Спосіб наповнення циліндрів повітрям	Турбонадув, регулюється	Турбонадув, регулюється
		Комбінований наддув, регулюється	Комбінований наддув, регулюється
12	Спосіб збільшення коефіцієнта наповнення	Охолоджувач повітря для наддуву	Охолоджувач повітря для наддуву
13	Кількість клапанів на циліндр	2	4
14	Кількість та схема розташування розподільних валів	Один, верхнє розташування	Один, верхнє розташування

15	Номинальна потужність, кВт (к.с.)	110(150)	129(175)
16	Частота обертання к.в. при номінальній потужності, хв ⁻¹	3800/4200	3800/4200
17	Максимальний крутний момент, Н·м	365	405
18	Частота обертання к.в. при максимальному крутному моменті, хв ⁻¹	1600-2200	1600-2000
19	Частота обертання к.в. на режимі холостого ходу, хв ⁻¹	Мінім. 800 Максим. 4100/4500	Мінім. 600 Максим. 4100/4500
20	Мінімальна питома витрата палива г/(кВт·год)(г/(к.с.·год))	230(170)	210(150)
21	Екологічні показники	Euro-3/Euro-4	Euro-3/Euro-4

Вирішенню задачі пошуку методики визначення потрібного перебігу зовнішніх швидкісних характеристик дизелів 6ДТНА1 та 6ДТНА2 через аналіз вже існуючого досвіду і присвячені тези цієї доповіді.

Першим вітчизняним дослідженням роботи зовнішньо навантаженого дизеля у всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала від мінімальної частоти холостого ходу до частоти номінальної потужності є робота [3]. Саме це дослідження передувало появі дев'яти регулювальних упорів у електрогідромеханічному регуляторі найбільш сучасного танкового дизеля 6ТД-2Е. Появі ж 20 років поспіль, а саме у 2007 році [4], вітчизняної системи Common Rail не пощастило піти далі єдиного дослідного зразка із-за значної технологічної відсталості двигунобудівного виробництва в Україні. «Золоту середину» (рис.2,3) між механічним і електронним регулятором для забезпечення потрібної ЗШХ вітчизняних автомобільних дизелів серій

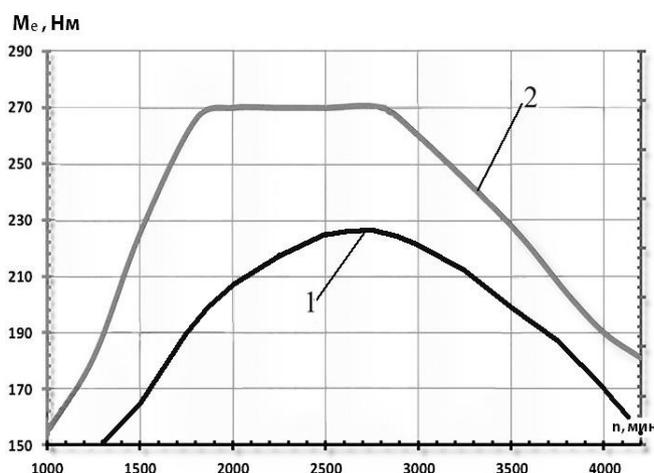


Рисунок 2 – ЗШХ ефективного крутного моменту дизеля 4ЧН 8,6/8,8:

1 – с механічним регулятором (ПНВТ – Bosch VE) ; 2 - з системою Common Rail



Рисунок 4 – Димлення дизеля 6ТД-2Е на режимі вільного прискорення

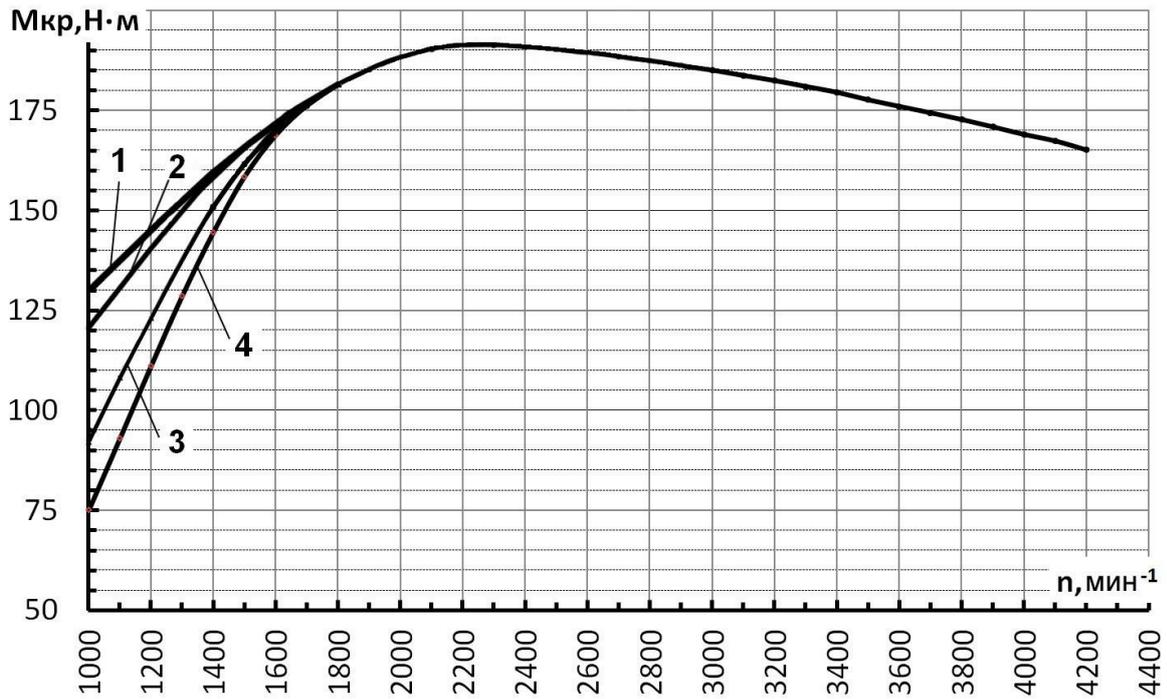


Рисунок 3 –ЗШХ ефективного крутного моменту дизеля 4ДТНА1 із системою НРМ: 1 - абсолютна; 2 - по початку димлення; 3 – експлуатаційна, адаптована до ТЗ; 4 - не пристосована до ТЗ

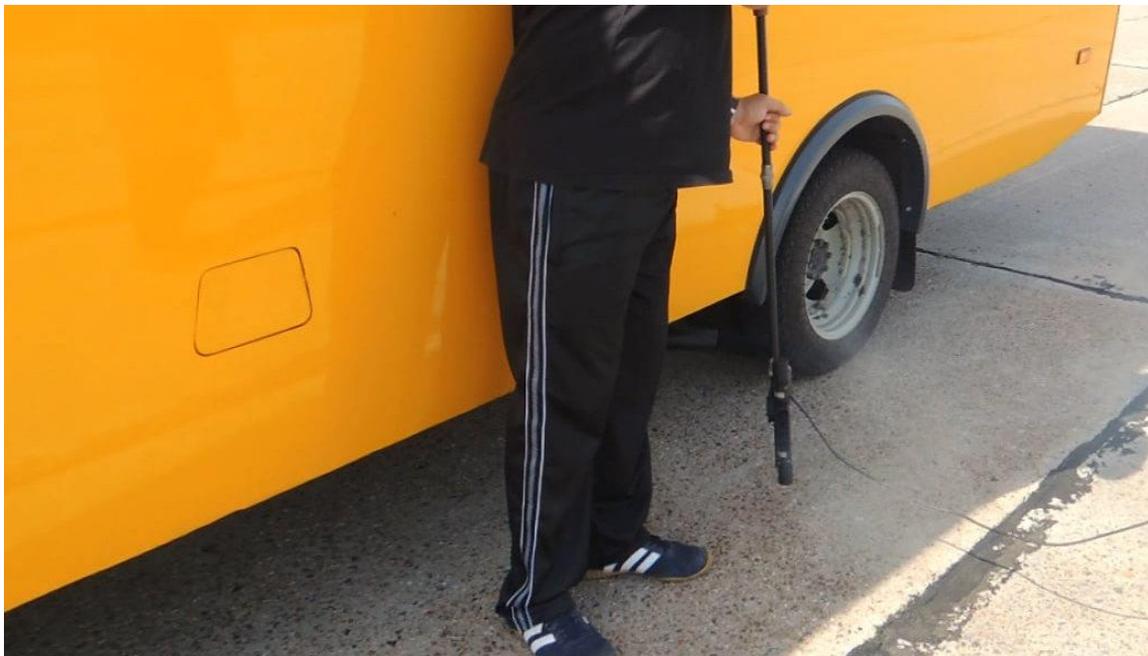


Рисунок 5 – Вимірювання максимального димлення дизеля 4ДТНА1 на режимі вільного прискорення

4ДТНА1 та 6ДТНА1 реалізовано (виключно для вітчизняного виробництва) створенням системи НРМ [5]. Саме ця система забезпечила такий перебіг ЗШХ дизеля 4ДТНА1, який на відміну від дизеля 6ТД-2Е (рис.4) , при випробуваннях за ДСТУ 4276:2004 [6] показав результат максимального димлення 67% (рис.5) при нормі 72,5%. При цьому ЗШХ дизеля 4ДТНА1 було реалізовано за моделлю випускника аспірантури кафедри ДВЗ ХНАДУ Овчиннікова О.О. [5].

Висновок

Аналіз майже 40-річного розвитку підходів до моделювання ЗШХ автомобільного дизеля показує, що на сучасному етапі створення вітчизняних шестициліндрових дизелів 6ДТНА1 та 6ДТНА2 для формування їх майбутніх ЗШХ доцільно використати модель Овчиннікова О.О.

Література

1. Грицюк О.В. Новий напрямок у дизелебудуванні України / О.В.Грицюк, І.В. Парсаданов, О.А.Мотора // Двигуни внутрішнього згоряння – Харків: НТУ «ХП», 2011– №1. – С.48-53.
2. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)»: монографія; за ред. Ф.І.Абрамчука, О.В. Грицюка та І.А. Дмитрієва. – Харків: ХНАДУ, 2012. – 164 с.
3. Грицюк О.В. Механізм впливу пускового повітря на крутний момент двухтактного високообертового транспортного дизеля при його пуску / О.В. Грицюк, В.З. Дубровський // Двигуни внутрішнього згоряння. – Харків: видавн-во «ВИЦА ШКОЛА». 1988. – Вип. 47. – С. 23-28.
4. Грицюк О.В. Результати безмоторних випробувань дизельної електрогідравлічної форсунки / О.В.Грицюк, Г.О. Щербаков, О.М.Врублевський, А.В.Денісов// Двигуни внутрішнього згоряння – Харків: НТУ «ХП», 2008– №2. – С.91-97.
5. Овчинніков О. О. Покращення показників високообертового автомобільного дизеля шляхом раціонального управління паливоподачею: дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О.О. Овчинніков. – Харків. 2016. – 209 с.
6. ДСТУ 4276:2004. Норми і методи вимірювань димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями. – Київ: Нацстандарт України. – 14 с.

Єфремов Андрій Олександрович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dvsefrem@gmail.com

РОЗРОБКА ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ПО ДОСЛІДЖЕННЮ ХВИЛЬОВИХ ЯВИЩ У ВПУСКНОМУ КОЛЕКТОРІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Потужнісні, економічні й екологічні показники поршневих двигунів внутрішнього згоряння в значній мірі визначаються досконалістю функціонування газових систем ДВЗ. До цих систем у першу чергу відносяться системи впуску (впускний тракт і система газорозподілу) і випуску, рециркуляції відпрацьованих газів і інш.

Впускний тракт двигуна служить для підведення свіжого заряду (повітря) до циліндрів. Впускний тракт містить у собі забірник атмосферного повітря, впускні трубопроводи, повітряний фільтр, агрегат наддування (при наявності), впускний колектор, впускні патрубки й впускні канали головки циліндрів.

Параметри впускного тракту впливають на показники наповнення циліндрів двигуна. За рахунок правильного визначення розмірів трубопроводів і налаштування впускного тракту можна домогтися значно більшого наповнення циліндрів, наприклад, шляхом удосконалення форми вигинів трубопроводів випускної системи.

Дослідження впускної системи дизелів, а також систем наддуву неможливо без створення надійних експериментальних стендів оснащених сучасною вимірювальною та реєструючою апаратурою, а так само налагоджених методик проведення випробувань та обробки експериментальних даних.

Для цього в лабораторії двигунів кафедри ДВС ХНАДУ було створено моторну випробувальну установку з дизелем 4ЧН 12/14.

Ефективність роботи системи визначалася за її впливом на топ-ливну економічність та основні показники роботи дизеля, які у цій роботі оцінювалися коефіцієнтом наповнення.

Для проведення експериментальних досліджень було модернізовано наявний у лабораторії кафедри ДВС ХНАДУ моторний стенд з двигуном 4ЧН 12/14. Загальний вигляд випробувального стенду наведено на рисунку 1.



Рисунок 1 – Загальний вигляд випробувального стенду

Реєстрація зміни тисків у впускній системі дизеля у всіх контрольних точках проводиться за допомогою диференціальних датчиків тиску фірми “Motorola” серії MPX5000, що являють собою монолітні електромеханічні прилади, оснащені засобами температурної компенсації, калібрування та приведення вихідного сигналу значенням, що спрощує інтерфейс зі стандартними засобами обробки даних.

Основні характеристики датчиків тиску серії MPX5000:

- базовий елемент – тензодатчик (X-duser);
- вбудована схема нормалізації сигналу - вихідна напруга від 0.2 до 4.7 В;
- вбудоване калібрування;
- термокомпенсація у діапазоні температур від 0 до 85 °С;
- одновходова та диференційна конфігурації;
- міцний епоксидний корпус;
- напруга живлення - 5 В;
- мале споживання струму-7 мА;
- зміщення вихідного сигналу - 0.2 В;
- мінімальний час відгуку - 1.0 мсек;
- висока точність показань;
- малі габарити та вага датчика у зборі з вхідними портами;
- широкий діапазон робочих температур і температур зберігання.

Схема розташування датчиків тиску у впускній системі дизеля наведено на рисунку 2.

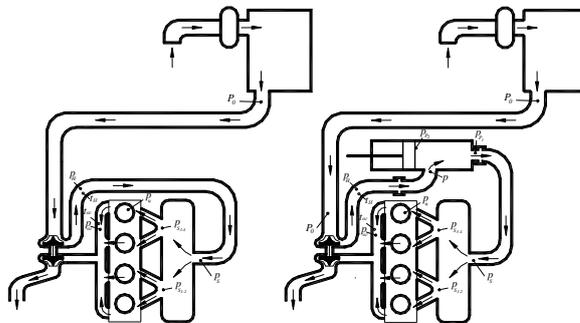


Рисунок 2 – Встановлення датчиків тиску у впускній системі дизеля

Розроблений вимірювальний комплекс дозволяє проводити:

- перевірку адекватності математичної моделі;
- експериментальну перевірку ефективності роботи системи налаштованого впуску забезпечує резонансний наддув на дизелях з газотурбінним наддувом при їх випробуваннях за швидкісною і навантажувальних характеристик;
- визначення найбільш оптимальної конфігурації системи і можливості її установки на різні типи дизелів.

Корогодський Володимир Анатолійович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, korohodskiy@ukr.net

Усов Олександр Олександрович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ad1m22uoo@stud.khadi.kharkov.ua

Матиско Олексій Олександрович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, nebitnekrashen2017@gmail.com

Хомутов Максим Анатолійович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, m.a.homutov@gmail.com

Журавель Олег Анатолійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ad6t20zoa@stud.khadi.kharkov.ua

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ НАДПОРШЕВОГО ОБ'ЄМУ ДВОТАКТНОГО ДВИГУНА НА ІНТЕНСИВНІСТЬ РУХУ РОБОЧОГО ТІЛА В КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ

Одним із ефективних способів поліпшення економічних та екологічних показників [1] двотактних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) з іскровим запалюванням є перехід від зовнішнього до внутрішнього сумішоутворення [2].

Найбільш перспективною організацією внутрішнього сумішоутворення (ВСУ) у двотактному ДВЗ з іскровим запалюванням є використання безпосереднього впорскування палива (БВП) в циліндр. Застосування ВСУ з використанням БВП у двотактному ДВЗ з іскровим запалюванням дозволяє організувати процеси сумішоутворення без втрат палива у випускну систему в період газообміну [3].

Організація ВСУ дозволяє до 2 разів знизити витрату палива за рахунок підвищення індикаторного ККД та додатково підвищити економічність (до 30 %) за рахунок виключення втрат палива при продувці циліндра [4]. При цьому, організація згоряння розшарованого збідненого паливоповітряного заряду також сприяє зниженню вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах [5].

Тому дослідження робочих процесів, що включає врахування інтенсивності руху робочого тіла в камері згоряння є актуальним.

Метою аналітичних досліджень є визначення впливу конструктивних особливостей надпоршневого об'єму двотактного двигуна 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням та внутрішнім сумішоутворенням на інтенсивність руху робочого тіла в камері згоряння.

Досягнення мети передбачає виконання наступних завдань:

- уточнення математичної моделі швидкості руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі при застосуванні напіврозділеної симетричної камери згоряння на тактах стиску та розширення;
- визначення швидкості руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі в залежності від площі витискувача;
- визначення швидкості руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі в залежності від зазору між днищем поршня та витискувачем камери згоряння у ВМТ.

Швидкість руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі двигуна можливо використовувати при розрахунках в моделях процесів ВСУ [6] та згоряння [7].

З цією метою проведено уточнення математичної моделі швидкості руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі при застосуванні напіврозділеної симетричної камери згоряння на тактах стиску та розширення.

Модель дозволяє розраховувати радіальну, осьову та сумарну швидкість руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі двотактного двигуна 1Д 8,2/8,7, враховуючи конструктивні особливості камери згоряння та днища поршня.

Для двотактного двигуна з іскровим запалюванням й напіврозділеною симетричною камерою згоряння зміну надпоршневого об'єму умовно можна представити як зміну об'єму між поверхнею витискувача і днищем поршня V_B та зміною об'єму між площиною поверхні горловини камери згоряння і днищем поршня V_K (рис. 1, 2):

$$dV_{BK} = dV_B + dV_K. \quad (1)$$

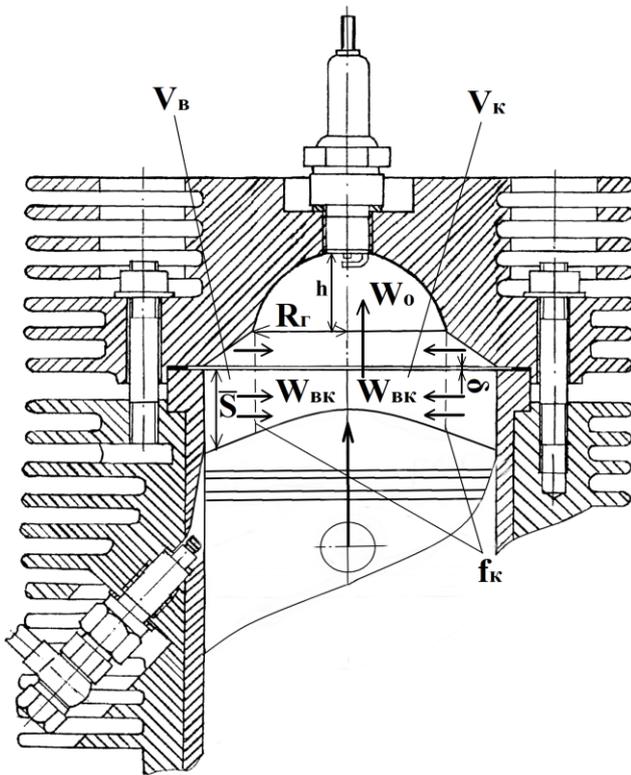


Рис. 1. Конструктивні особливості надпоршневого об'єму двигуна для визначення швидкості руху робочого тіла в циліндрі на такті стиску

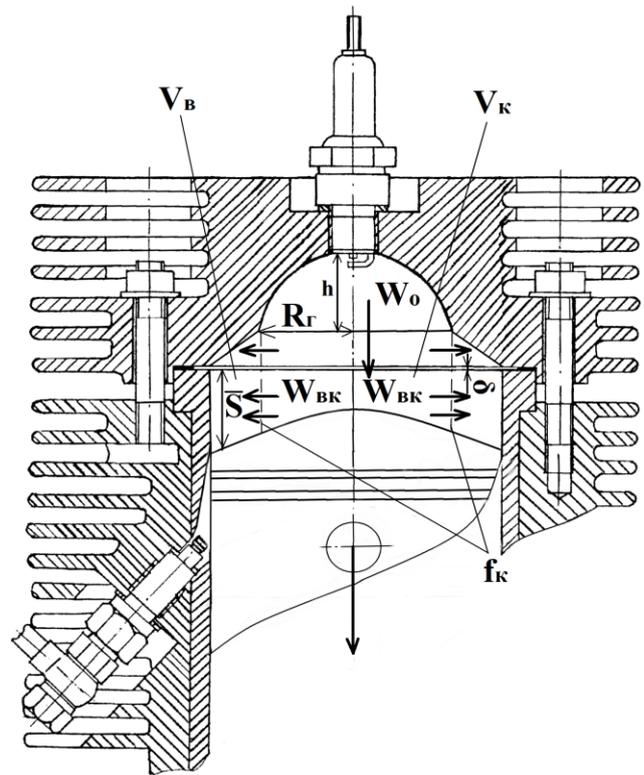


Рис. 2. Конструктивні особливості надпоршневого об'єму двигуна для визначення швидкості руху робочого тіла в циліндрі на такті розширення

Так як тиск та щільність заряду ρ на такті стиску й на такті розширення в надпоршневому об'ємі протягом розрахункового проміжку часу dt передбачається незмінним, то на такті стиску внаслідок відносно більшої

інтенсивності зменшення об'єму V_B (dV_B / V_B), ніж об'єму V_K (dV_K / V_K), частина робочого тіла з порожнини V_B переміститься у порожнину V_K (рис. 1). На такті розширення, навпаки, внаслідок відносно більшої інтенсивності збільшення об'єму

V_B (dV_B / V_B), ніж об'єму V_K (dV_K / V_K), напрямок руху частини робочого тіла спрямовано з порожнини V_K до порожнини V_B (рис. 2).

$$d(\rho \cdot V_{BK}) = \frac{V_K}{V} \cdot d(\rho \cdot V_B) = \frac{V - V_B}{V} \cdot d(\rho \cdot V_B)$$

або

(2)

$$dV_{BK} = \frac{V - V_B}{V} \cdot dV_B.$$

Кількість частини робочого тіла, що перетікає протягом розрахункового проміжку часу dt з порожнини V_B в порожнину V_K (такт стиску) (рис. 1), або з порожнини V_K в порожнину V_B (такт розширення) (рис. 2) може бути представлено через щільність заряду ρ , швидкість перетікання W_{BK} та площу каналу f_k , що з'єднує частину надпоршневого об'єму під витискувачем та днищем поршня з частиною надпоршневого об'єму між горловиною камери згоряння та днищем поршня.

$$d(\rho \cdot V_{BK}) = \rho \cdot f_k \cdot W_{BK} \cdot d\tau. \quad (3)$$

Тоді радіальна швидкість перетікання робочого тіла у порожнину під горловиною камери згоряння на такті стиску та у порожнину між поверхнею витискувача і днища поршня на такті розширення:

$$W_{BK} = \frac{d \cdot (\rho \cdot V_K)}{\rho \cdot f_k \cdot d\tau} = \frac{V - V_B}{V} \cdot \frac{1}{f_k} \cdot \frac{dV_B}{d\tau}. \quad (4)$$

Площа каналу f_k прийнято за площу поверхні стінки умовного циліндра з висотою \bar{S} , що дорівнює відстані від днища поршня до витискувача та радіусом рівним радіусу горловини камери згоряння R_Γ (рис. 2).

$$f_k = \bar{S} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_\Gamma \quad (5)$$

Сумарна швидкість руху робочого тіла $W_{\text{сум}}$ в надпоршневому об'ємі визначається з врахуванням радіальної швидкості перетікання заряду W_{BK} та осової швидкості заряду W_O :

$$W_{\text{сум}} = \sqrt{W_{\text{вк}}^2 + W_0^2}. \quad (6)$$

Результати розрахунків швидкості руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі в залежності від зміни площі витискувача $S_{\text{вит}}$ при постійному зазорі $\delta = 0,0004$ м між днищем поршня та витискувачем камери згоряння у ВМТ й постійною частотою обертання колінчастого валу $n = 3000$ хв⁻¹ наведено на рис. 3.

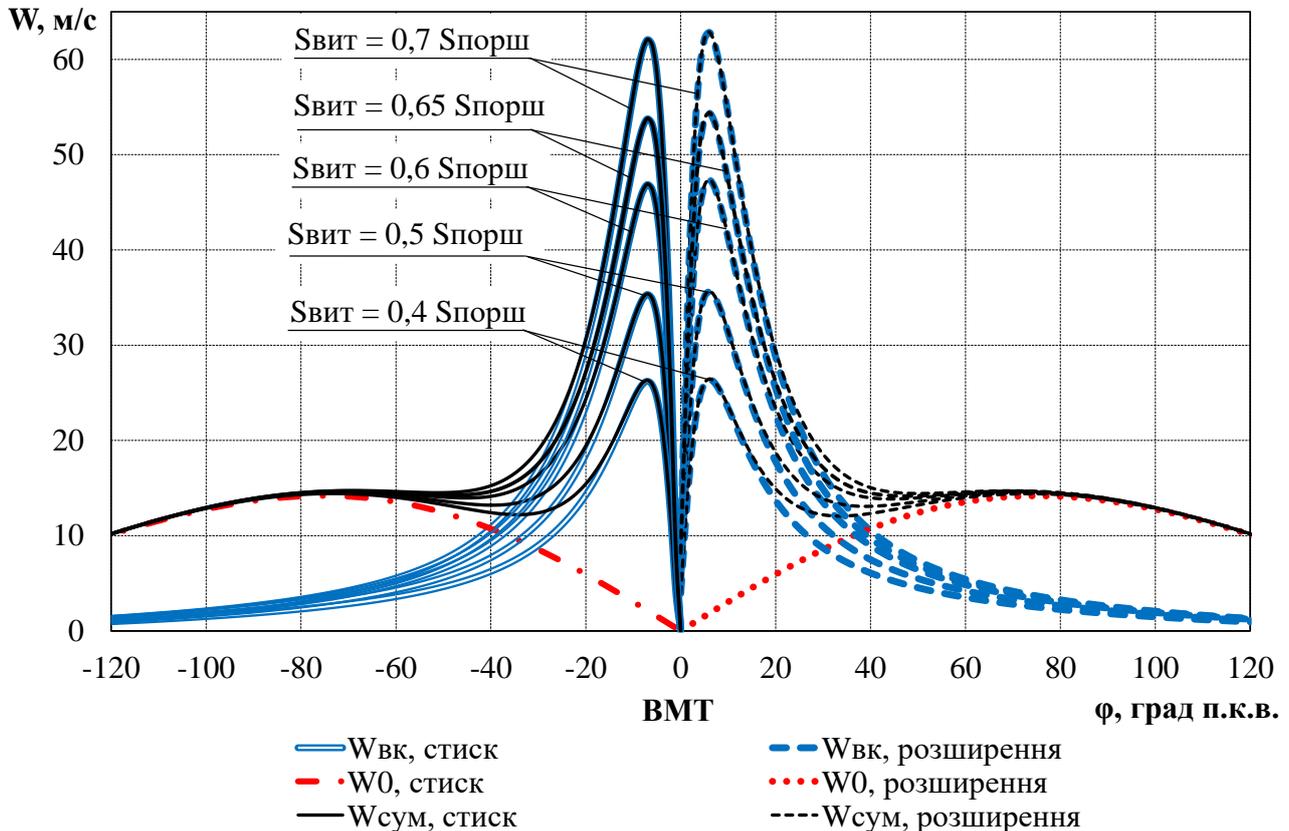


Рис. 3. Швидкість руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі в залежності від площі витискувача $S_{\text{вит}}/S_{\text{порш}}$ ($\delta = 0,0004$ м; $n = 3000$ хв⁻¹ – const)

Зміна площі витискувача $S_{\text{вит}}$ відносно площі поверхні днища поршня $S_{\text{порш}}$ від $S_{\text{вит}} = 0,4 \cdot S_{\text{порш}}$ до $S_{\text{вит}} = 0,7 \cdot S_{\text{порш}}$ не впливає на зміну осьової швидкості робочого тіла W_0 . При пересуванні поршня від НМТ до ВМТ значення осьової швидкості збільшується від 0 до 13,3 м/с (75 град. п.к.в. до ВМТ) та зменшується до 0 в ВМТ. Практично подібні значення осьової швидкості спостерігаються при переміщенні поршня на такті розширення від ВМТ до НМТ.

Значення радіальної швидкості $W_{\text{вк}}$ перетікання робочого тіла у порожнину під горловиною камери згоряння на такті стиску зі збільшенням площі витискувача зростає. Максимальна швидкість $W_{\text{вк}} = 62,1$ м/с при $S_{\text{вит}} = 0,7 \cdot S_{\text{порш}}$ спостерігається за 7 град. п.к.в. до ВМТ. Зі зменшенням площі витискувача до $S_{\text{вит}} = 0,4 \cdot S_{\text{порш}}$ значення максимальної радіальної швидкості зменшується до $W_{\text{вк}} = 26,2$ м/с (7 град. п.к.в. до ВМТ).

Значення сумарної швидкості руху робочого тіла $W_{\text{сум}}$ до 75 град. п.к.в. до ВМТ не значно відрізняється від осьової швидкості W_0 . При наближенні

поршня до ВМТ сумарна швидкість збільшується, на що впливає складова радіальної швидкості. Максимальна сумарна швидкість порівнянна радіальної швидкості руху робочого тіла. Практично подібні значення $W_{вк}$ та $W_{сум}$ спостерігаються на такті розширення симетрично ВМТ.

Враховуючи тенденції зміни сумарної швидкості руху $W_{сум}$ робочого тіла як на такті стиску, так й на такті розширення при зміні площі витискувача $S_{вит}$ та діапазон від 75 град. п.к.в. до ВМТ до положення поршня в ВМТ, де не зменшується рівень швидкості, у першому наближенні раціональна площа витискувача складатиме від $S_{вит} = 0,65 \cdot S_{порш}$ та більше.

Результати розрахунків швидкості руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі в залежності від зазору δ між днищем поршня та витискувачем камери згоряння у ВМТ при постійній площі витискувача ($S_{вит} = 0,65 \cdot S_{порш}$) та $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ наведено на рис. 4.

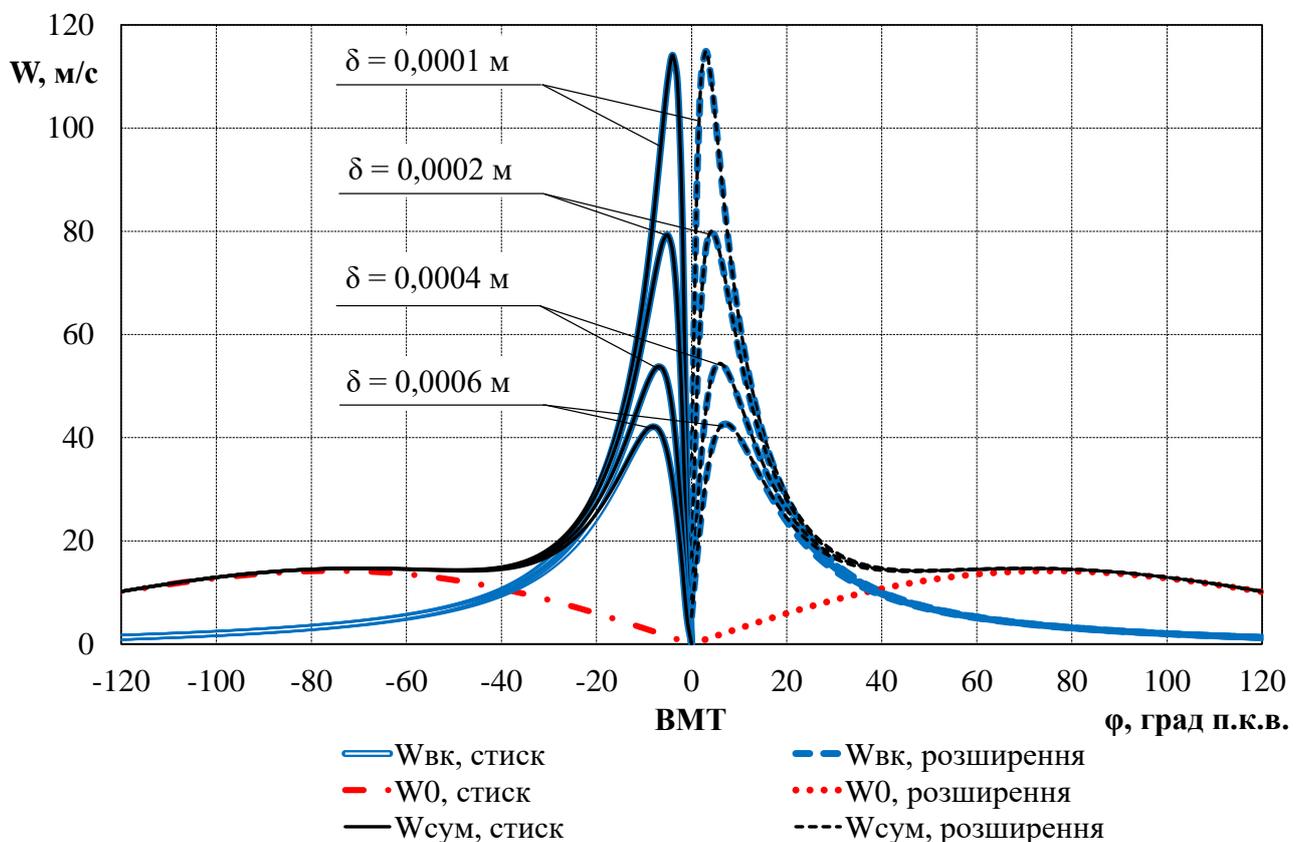


Рис. 4. Швидкість руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі в залежності від зазору δ між днищем поршня та витискувачем камери згоряння у ВМТ

($S_{вит} = 0,65 \cdot S_{порш}$; $n = 3000 \text{ хв}^{-1} - \text{const}$)

Зменшення зазору δ між днищем поршня та витискувачем камери згоряння у ВМТ від 6 до 1 мм спряє збільшенню як радіальної швидкості перетікання робочого тіла (до $W_{вк} = 114 \text{ м/с}$) у порожнину під горловиною камери згоряння на такті стиску, так й сумарної швидкості руху робочого тіла $W_{сум}$. Інтенсифікація руху заряду на такті стиснення дозволяє підвищити якість формування паливоповітряної суміші під час внутрішнього сумішоутворення з

застосуванням безпосереднього впорскування палива.

При цьому зменшення зазору δ також сприяє збільшенню радіальної W_{vk} та сумарної $W_{\text{сум}}$ швидкості руху робочого тіла на такті розширення з середини надпоршневого об'єму до порожнини між поверхнею витискувача та днищем поршня, що сприяє інтенсифікації руху заряду в процесі згоряння та доокиснення незгорілих часток палива, підвищуючи паливну економічність та знижуючи викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

Вибір раціонального зазору між днищем поршня та витискувачем залежить від рівня технології виробництва двигунів та забезпечення ефективного перебігу процесів згоряння – підводу кисню в зону горіння та відводу від фронту полум'я продуктів згоряння.

У першому наближенні раціональний зазор δ між днищем поршня та витискувачем складатиме 4 мм.

Висновки

В результаті проведених досліджень уточнена математична модель визначення радіальної, осьової та сумарної швидкості руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі для напіврозділеної симетричної камери згоряння на тактах стиску та розширення.

Визначені значення радіальної, осьової та сумарної швидкості руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі в залежності від зміни площі витискувача ($S_{\text{вит}} = 0,4 - 0,7 \cdot S_{\text{порш}}$) камери згоряння на тактах стиску та розширення.

У першому наближенні визначена раціональна площа витискувача, яка складатиме $S_{\text{вит}} = 0,65 \cdot S_{\text{порш}}$.

Визначені значення радіальної, осьової та сумарної швидкості руху робочого тіла в надпоршневому об'ємі в залежності від зміни зазору ($\delta = 1 - 6$ мм) між днищем поршня та витискувачем камери згоряння у ВМТ на тактах стиску та розширення.

У першому наближенні визначено раціональний зазор δ між днищем поршня та витискувачем, який складатиме 4 мм.

Література

1. ISO 8178-1: 2020 Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test-bed measurement systems of gaseous and particulate emissions [Electronic resource] / 4th ed., available at: <https://www.iso.org/standard/79330.html>.
2. Korohodskiy, V., Voronkov, A., Migal, V., Nikitchenko, I., Zenkin, E., Rublov, V. and Rudenko, N. (2020). Determining the criteria and the degree of the stratification of the air-fuel charge in a cylinder of a spark-ignition engine during injecting fuel. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* **977** 012002. doi: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/977/1/012002>
3. Корогодський В.А. Визначення раціонального циклу та способу організації робочого процесу двигуна за навантажувальною характеристикою.

Вісник ХНАДУ, 2020. Вип. 90. С. 80–94, doi: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2020.90.0.80>

4. Korohodskiy, V., Voronkov, A., Rogovyi, A., Kryshtopa, S., Lysytsia, O., Fesenko, K., Bezridnyi, V., Rudenko, N. (2021). Influence of the stratified fuel-air charge pattern on economic and environmental indicators of a two-stroke engine with spark ignition. *AIP Conf. Proc.: Transport, Ecology - Sustainable Development EKO Varna*, 2021. No. 2439 (2021) 020011, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0068466>

5. Корогодский В.А. Повышение топливно-экологических показателей двухтактного ДВС с искровым зажиганием за счет совершенствования процессов внутреннего смесеобразования. *Двигуни внутрішнього згорання*. – Харків: НТУ "ХП". – 2013. – №2. – С. 22–26. <http://dvs.khpi.edu.ua/article/view/21570/19078>

6. Корогодський В.А. Дослідження процесів масо – і теплообміну у паливному струмені з периферійним розподіленням палива / В.А. Корогодський, А.А. Хандримайлов, Є.С. Грайворонський. *Двигуни внутрішнього згорання*. – Харків: НТУ "ХП". – 2010. – №2. – С. 22–27. <http://dvs.khpi.edu.ua/article/view/61358>

7. Korohodskiy, V., Leontiev, D., Rogovyi, A., Kryshtopa, S. et al. Research of Spark Ignition Engine and Internal Mixture Formation Using Single-Zone, Two-Zone and Three-Zone Calculation Model of It Working Process. *SAE Technical Paper* 2022-01-1000, 2022, doi: <https://doi.org/10.4271/2022-01-1000>

Криштопа Людмила Іванівна, к.т.н., доц., Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, auto.ifntung@ukr.net, l.i.kryshtopa@gmail.com

Власюк Юрій Станіславович, заввідділом автотехнічних досліджень та криміналістичного дослідження транспортних засобів Івано-Франківського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України

Труханівський Андрій Михайлович, аспірант, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Левко Андрій Васильович, магістр, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ПОКРАЩЕННЯ ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВЗ ШЛЯХОМ ЇХНЬОГО ПЕРЕВЕДЕННЯ НА ВОДНЕВІ ПАЛИВА

Метою даної роботи є експериментальні дослідження можливості використання альтернативних водневих палив для дизельних двигунів автомобільного транспорту з використанням теплоти відпрацьованих газів.

Теоретичні основи подібних систем живлення двигунів внутрішнього згорання в сучасній дослідницькій практиці залишаються маловивченими. Однак вони представляють суттєвий інтерес з точки зору оцінки потенційних можливостей застосування двигунів з термохімічною регенерацією в складі систем живлення і підвищення ефективності використання енергії

альтернативних видів палива, зокрема для існуючих дизельних двигунів, які будуть переобладнані на газові.

Оцінка ефективності використання альтернативних водневих палив була проведена в лабораторних умовах на моторному стенді. Схема експериментального стенду на базі дизельного двигуна Д21А1 для дослідження показників його роботи продуктах конверсії метанолу зображена на рис. 1., зовнішній вигляд стенду – на рис. 2. Двигун експериментального стенду міг працювати в трьох режимах: подача дизельного палива в зрідженій фазі через форсунки; подача продуктів конверсії метанолу через газовий редуктор; подача метанолу в зрідженій фазі через форсунки.

Метанол подавався з паливного баку за допомогою електричного паливного насоса через регулятор тиску палива. Для компенсації відносно низької теплоти згоряння метанолу та збільшення його подачі регулятор тиску палива забезпечував подачу метанолу під тиском 0,5 МПа. Для забезпечення регулювання метанольно-повітряної суміші на двигун був змонтований дросельний патрубок з дросельною заслінкою. Підігрів метанолу для одержання продуктів конверсії здійснювався від відпрацьованих газів або використовувався рідинний підігрівач охолоджуючої рідини під час пуску холодного двигуна та при його прогріванні.

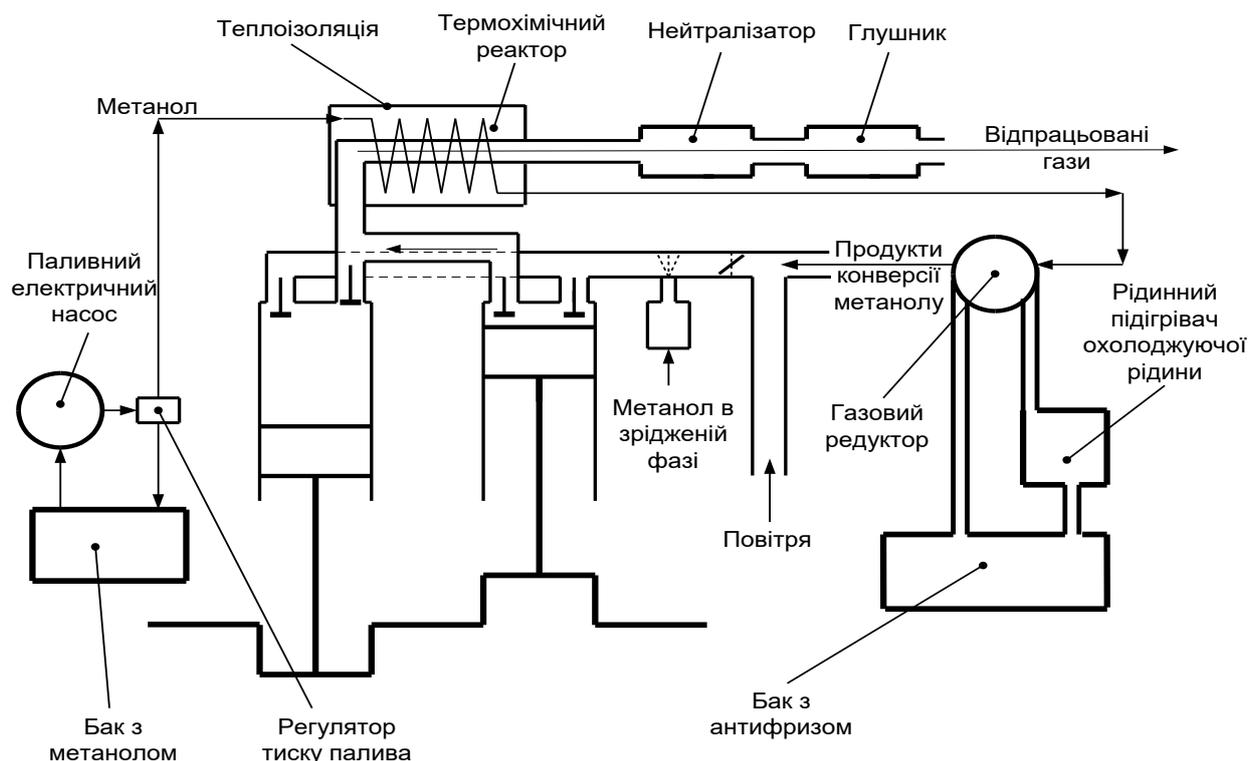
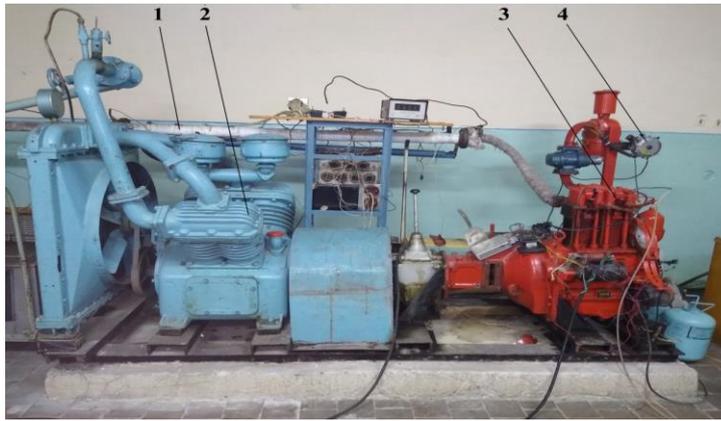


Рисунок 1 – Схема експериментального стенду на базі дизельного двигуна Д21А1 для дослідження показників його роботи на альтернативних водневих паливах



1 – термохімічний реактор; 2 – навантажувальний пристрій двигуна внутрішнього згоряння; 3 – дизельний двигун Д21А1; 4 – газовий редуктор
Рисунок 2 – Зовнішній вигляд стенду на базі двигуна Д21А1 для дослідження показників роботи на альтернативних водневих сумішах

Для забезпечення холодного пуску двигуна в режимі роботи від продуктів конверсії метанолу перед газовим редуктором був змонтований рідинний підігрівач охолоджуючої рідини *Webasto Thermo Top C* (5 кВт). Рідинний підігрівач охолоджуючої рідини відключався при досягненні відпрацьованими газами температури 300 °С. Термокatalітичний реактор конверсії метанолу встановлювався у випускній системі дизеля в безпосередній близькості від випускного колектора.

Метою експериментальних досліджень було порівняння основних потужнісних та паливно-економічних характеристик переобладнаного дизельного двигуна при його роботі на дизельному паливі та продуктах конвертації метанолу. Для оцінки енергозберігаючого ефекту були проведені експериментальні дослідження на моторному стенді двигуна Д21А1.

Експериментальні залежності зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна D21A1, конвертованого на дизельне паливо, метанольне паливо та альтернативну водневу паливну суміш наведені на рис. 3.

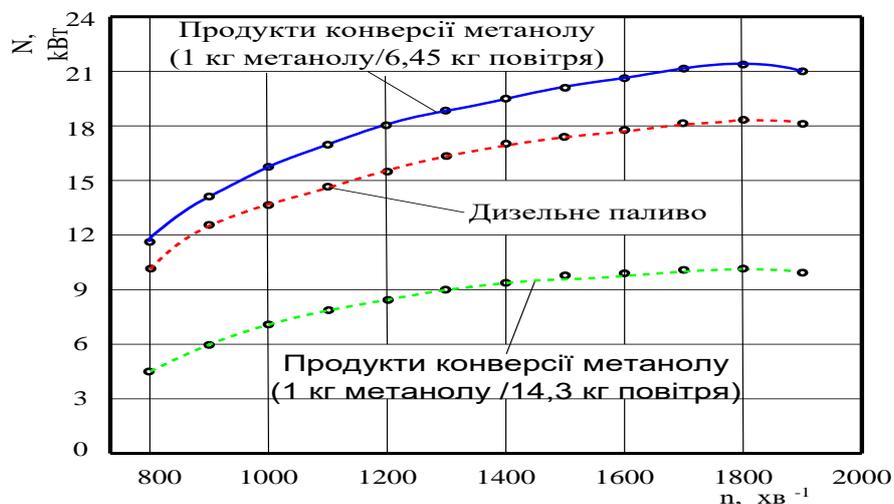


Рисунок 3 – Експериментальні залежності ефективної потужності N від частоти обертання колінчастого вала двигуна n для різних моторних палив

Проведені дослідження показали, що переведення дизельних двигунів на роботу з використанням продуктів конверсії метанолу є досить вигідним. Встановлено, що економічність двигуна на режимі холостого ходу залежить від його швидкісного режиму. В середньому, величина питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна у всьому діапазоні частоти обертання колінчастого вала у порівнянні з дизельним паливом при роботі на 100 % продуктів конвертації метанолу підвищилась на 82 %. З врахуванням того, що ціна метанолу складає, в середньому, 10-20 % від вартості дизельного палива, переведення дизельних двигунів на роботу на альтернативну водневу паливну суміш є економічно досить вигідним.

Криштопа Святослав Ігорович, д.т.н., проф., Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, auto.ifntung@ukr.net

Мисів Олег Олегович, аспірант, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Грیشтор Тарас Тарасович, аспірант, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Солярчук Іван Михайлович, аспірант, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ПЕРЕОБЛАДНАНОГО НА ПІРОЛІЗНИЙ ГАЗ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Ціль роботи – дослідження викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельних двигунів та двигунів конвертованих на газове піролізне паливо.

Для вирішення вказаної цілі виносяться такі задачі: розробити математичну модель розрахунку викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельних двигунів та двигунів конвертованих на піролізну газову суміш; встановити закономірності зміни викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах двигуна при роботі на дизельному паливі та при роботі на піролізній газовій суміші в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна.

Розроблена математична модель дозволяє виконувати розрахунки викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах та температур горіння палива у камері згорання дизельних двигунів, конвертованих на піролізне газове паливо на різних режимах роботи. Методика розрахунків ґрунтувалась на основних засадах термічної теорії: кількість оксидів азоту визначається максимальною температурою горіння та концентраціями азоту і кисню в продуктах згорання; кількість оксидів азоту залежить від швидкості охолодження продуктів згорання; утворення діоксидів азоту відбувається інтенсивніше в умовах більш бідної паливно-повітряної суміші; окислення азоту відбувається внаслідок ланцюгового механізму та в зоні продуктів згорання. При розрахунках прийняті наступні основні припущення: кількість оксидів азоту не залежить від хімічної природи палива; температури та тиски в зоні продуктів згорання однакові у всіх точках камери згорання в даний момент циклу; продукти згорання однорідні за составом.

Метою експериментальних досліджень була перевірка розробленої математичної моделі розрахунків викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельних двигунів, конвертованих на піролізне газове паливо. Для виконання поставленої задачі в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу було переобладнано для роботи на піролізній газовій суміші дизельний двигун моделі X17DTL автомобіля Опель Астра (рис. 1).

Для переведення дизельного двигуна автомобіля Опель Астра на газ було виконано наступне: знижена степінь стиску двигуна; змонтовано газову апаратуру італійського виробництва; встановлена оригінальна мікропроцесорна DIS-система запалення власної розробки; оптимізована робота системи управління двигуном. Коротка технічна характеристика переобладнаного двигуна наведена в табл. 1.

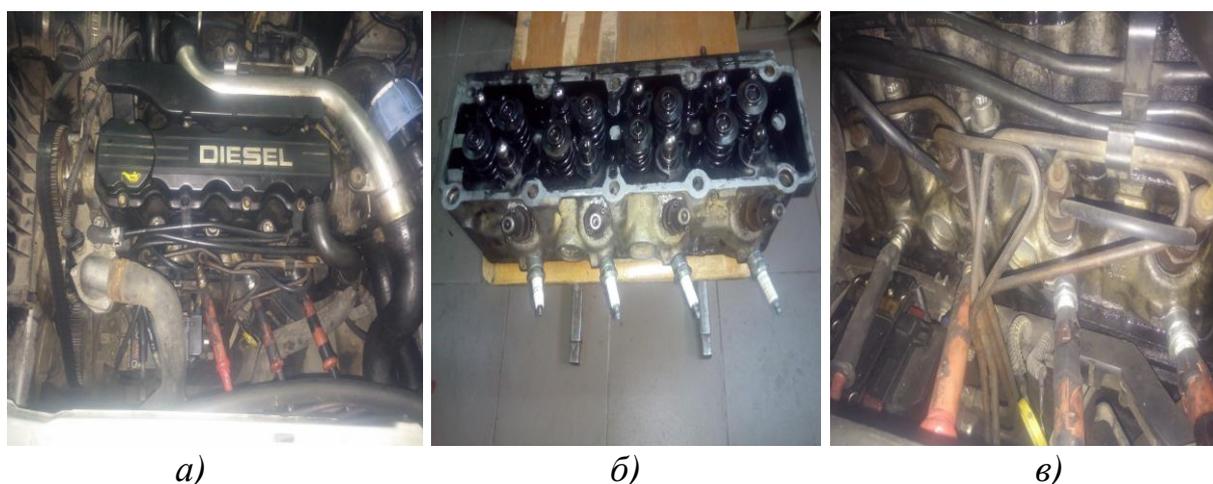
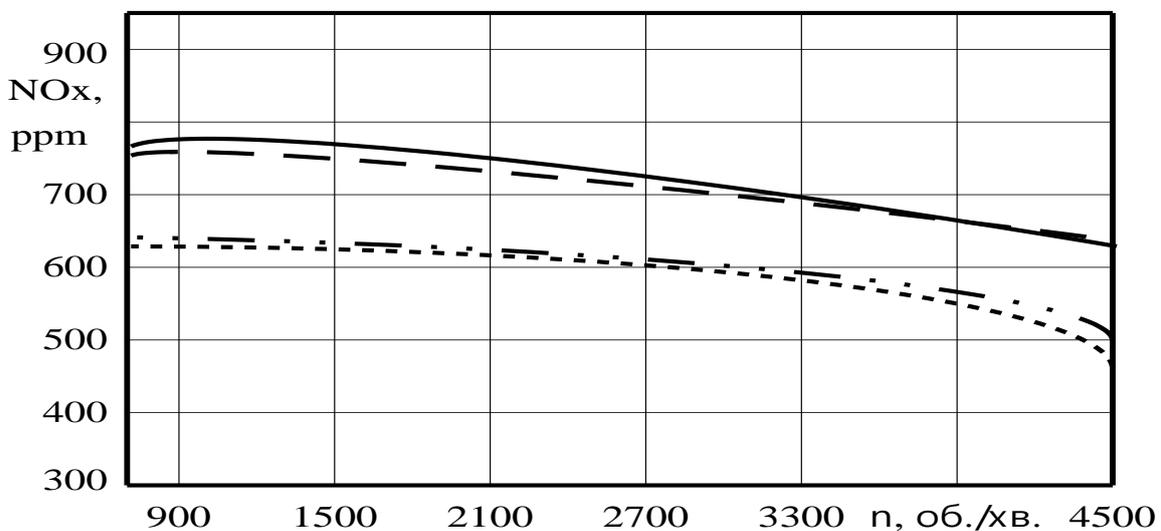


Рисунок 1 – Дизельний легковий автомобіль Опель Астра конвертований на піролізну газову суміш: а – дизельний двигун моделі X17DTL; б – демонтована головка блока переобладнаного двигуна; в – встановлена на переобладнаний двигун головка блока

Таблиця 1 – Коротка технічна характеристика переобладнаного дизельного двигуна моделі X17DTL автомобіля Опель Астра

Назва параметра	Значення
Базовий двигун	Дизельний, з електронною системою вприскування Bosch EDC 15M
Конвертований двигун	Газовий, з системою електронного управління розробки ІФНТУНГ
Робочий об'єм двигуна, см ³	1669
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	50 (68)
Частота обертання колінвала при експлуатаційній потужності, об./хв.	4500
Степінь стиску базового дизельного двигуна	22,0
Степінь стиску конвертованого газового двигуна	13,1

На рис. 2 зображені залежності викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельного двигуна моделі X17DTL автомобіля Опель Астра при роботі на дизельному паливі та при роботі на піролізній суміші в залежності від частоти обертання колінчастого вала. Так, при роботі базового двигуна моделі X17DTL автомобіля Опель Астра на дизельному паливі при частоті обертання колінчастого вала 900 об./хв. спостерігається відносно незначне зниження викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах з 760 ppm до 620 ppm при роботі конвертованого двигуна на піролізній суміші, або на 19,5 %. Але при роботі базового двигуна моделі X17DTL на дизельному паливі на високій частоті обертання колінчастого вала 4500 об./хв. спостерігається суттєво вище зниження викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах з 630 ppm до 470 ppm при роботі конвертованого двигуна на піролізній суміші, або на 25,4 %.



- робота двигуна на дизельному паливі, експериментальна залежність;
- робота двигуна на дизельному паливі, теоретична залежність;
- робота двигуна на газовому піролізному паливі, експериментальна залежність;
- ··· - робота двигуна на газовому піролізному паливі, теоретична залежність;

Рисунок 2 – Залежності викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельного двигуна моделі X17DTL автомобіля Опель Астра при роботі на дизельному паливі та при роботі на піролізній суміші в залежності від частоти обертання колінчастого вала n

Одержані результати дозволяють оптимізувати конструкції систем живлення двигунів внутрішнього згорання для роботи на альтернативних паливах та знизити викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах автомобільних двигунів.

Кузьменко Анатолій Петрович, к.т.н., доц. кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kuzmatolja@gmail.com, (095) 25-57-649

Солодкий Євген Ігорович, аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет evgenijsolodkij98@gmail.com, (066) 08-34-089

Стоянов Богдан Дмитрович студент автомобільного факультету гр. АД-61-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, bogdanstoyanov357@gmail.com, (098) 86-11-567

Кульминський Олександр Олександрович студент автомобільного факультету гр. АД-61-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, samsung56101999@gmail.com, (050) 59-27-354

ОСНОВНІ ТЕНДЕНЦІЇ СТВОРЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ВІТЧИЗНЯНИХ ШВИДКОХІДНИХ ДИЗЕЛІВ РОЗМІРНОСТІ 8,8/8,2 ЩО ПЕРЕКРИВАЮТЬ ДІАПАЗОН ПОТУЖНОСТІ 25-150 КВТ.

Поетапне посилювання вимог до паливно-економічних і екологічних показників автомобільних дизелів служить стимулюючим чинником для їх подальшого розвитку. У зв'язку з цим особливий інтерес викликає еволюційний шлях розвитку існуючих конструкцій і прості та дешеві у впровадженні рішення, які сприяють подальшому вдосконаленню експлуатаційних характеристик дизеля [1].

Головною метою даної роботи є визначення основних напрямків модернізації паливної апаратури вітчизняних швидкохідних дизельних двигунів розмірності 8,8/8,2 потужнісного ряду 25-150 кВт для можливості конкурування з закордонними аналогами.

Харківська школа двигунобудування має безцінний досвід науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт щодо створення високооберткових малолітражних дизелів серій 4ДТНА, ДА10, і цілком підготовлена до створення сучасного єдиного уніфікованого потужнісного ряду вітчизняних дизелів першочергової потреби в діапазоні 25-150 кВт в розмірності циліндру 8,8/8,2.

В даний час провідні світові фірми розробили і всіляко вдосконалюють дизельну паливну апаратуру з електронним управлінням, мікропроцесорне керування якою дозволяє оптимізувати якісну і кількісну характеристики паливподачи і забезпечити зв'язане регулювання циклової подачі, кута випередження упорскування палива з одночасною оптимізацією одностадійного, ступінчастого або багатостадійного упорскування [2].

На сучасному етапі розвитку двигунобудування до критеріїв досконалості паливної апаратури дизелів можна віднести: показники економічності, потужності, шумності роботи ДВЗ, величини викидів шкідливих речовин з

відпрацьованими газами, динамічності автомобіля, надійності запуску, коефіцієнта пристосування, обмеженні по тиску в циліндрі дизеля, жорсткості згоряння, тепловим навантаженням, температури газів перед турбиною, можливість використання альтернативних палив.

Навіть для традиційних вуглеводневих палив рішення екологічних проблем завжди пов'язане з удосконаленням паливної апаратури. Так, за даними фірми Bosch [3], виконання норм викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами автомобільних дизелів, Euro-IV в цілому забезпечуються 10-ма основними заходами, з яких шість належить до паливної апаратури. В роботі було розглянуто сучасні конструкції паливної апаратури дизелів аналогів, з чого прослідкував висновок про необхідність застосування для запропонованого потужнісного ряду паливної апаратури з електронним керуванням. Схема такої системи наведена на рис. 1.

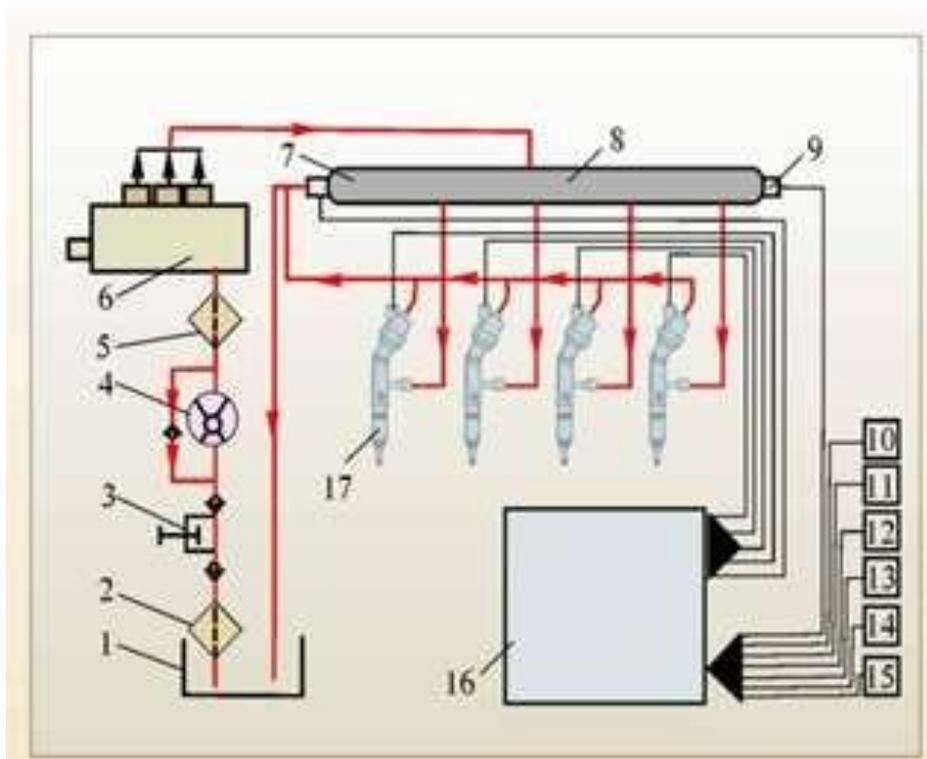


Рисунок 1 - Система з електронним регулятором типу CR:

1-паливний бак; 2-фільтр грубої очистки; 3-РПН;
4- електричний ПН; 5- фільтр тонкої очистки; 6-ПНВТ; 7- регулятор тиску; 8-акумулятор; 9-датчик тиску палива; 10-15- набір датчиків ЕСКД; 16 – ЕБК ЕСКД; 17- електрогідравлічна форсунка.

Для запропонованого уніфікованого потужнісного ряду дизелів виконано розрахунок основних параметрів паливоподачі, а також вибір та обґрунтування конструктивних параметрів паливної апаратури за методикою наведеною в [4] . А саме, розрахунками визначено, що для досягнення заявлених потужнісних показників ряду дизелів діаметр плунжера ПНВТ має складати від 5,5 до 6,5 мм, кількість розпилюючих отворів форсунки – 4...5, а їх діаметр – 0,18...0,28

мм. Це дозволяє зробити висновок, що дизелі потужнісного ряду можуть бути обладнані різними типами паливної апаратури в залежності від призначення, та відповідності класу екологічного стандарту.

Будь-яке відпрацювання параметрів дизелів потужнісного ряду, починаючи з лабораторних дослідних одноциліндрових відсіків і подальших перших розгорнутих зразків, потребує організації і проведення різних видів випробувань для отримання об'єктивних даних щодо їх кількісного значення. Вимоги до засобів вимірювання можуть бути як обов'язковими, тобто прописаними стандартами і технічними вимогами, так і особливими, але у всякому випадку вже треба мати відпрацьовану уніфіковану сучасну вимірювальну систему.

Схема такої (інформаційно-вимірювальної) системи показана на рис. 2 [5].

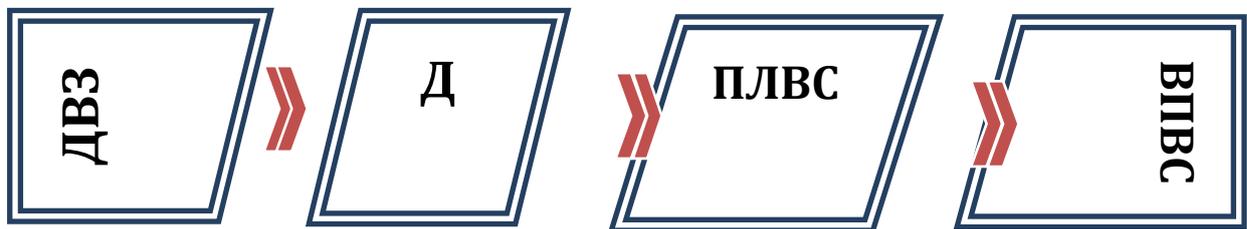


Рисунок 2 – Схема інформаційно-вимірювальної системи

Вона складається з наступних ланок:

- двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ);
- датчики (Д);
- проміжні ланки вимірювання систем (ПЛВС);
- вихідні пристрої вимірювальних систем (ВПВС).

Базуючись на вищезазначеній інформації в ХНАДУ створено моторний стенд (лабораторія кафедри ДВЗ), який дозволяє визначати економічні, екологічні та показники якості і надійності двигунів пропонованого потужнісного ряду. Схема даного стенду показана на рис.3.

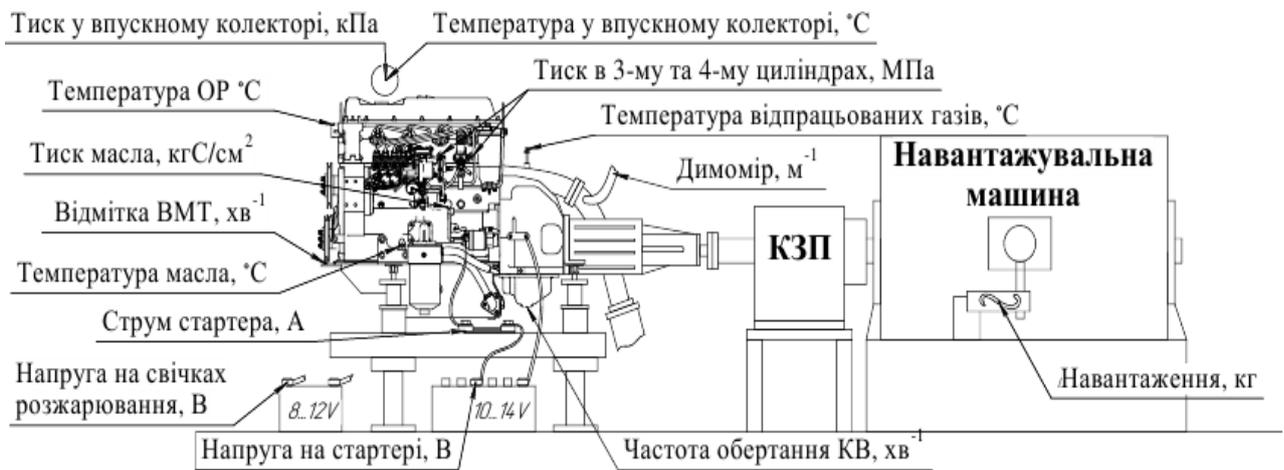


Рисунок 3 – Схема вимірювального обладнання на стенді по дослідженню малолітражних дизелів в лабораторії каф. ДВЗ ХНАДУ

Отже проведені дослідження дали змогу виконати вибір конструктивної схеми паливної апаратури для уніфікованого потужнісного ряду високообертового малолітражного дизеля багатоцільового призначення. Проведено розрахунок основних параметрів паливної апаратури для цього потужнісного ряду. Запропоновано принциповий підхід до створення об'єктів фізичного моделювання дизелів потужнісного ряду та уніфікації інформаційно-вимірювальних систем. Розроблено дослідний стенд для визначення показників двигунів уніфікованого ряду.

Література

1. Sorger H., Zieher F., Sauerwein U., Schoffmann W. Hochbelastete Zylinderkopfe für Otto- und Dieselmotoren. Trends und Potenziale // MTZ 69, 104 – 1113
2. Reif Konrad. (2014). Diesel Engine Management: Systems and Components. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-03981-3>
3. Diesel-engine management. Robert Bosch. - 4th ed., completely rev. and extended. - Plochingen : Chichester : Robert Bosch GmbH ; Wiley, 2005. - 501 p.
4. Тимченко І.І., Жадан П.В., Жилін С.С. Системи ДВЗ. Навчальний посібник. /За загальною редакцією І.І. Тимченка. – Харків.: Вид-во ХНАДУ. – 2007. – 204 с.
5. Грицюк О.В. Електронний конспект лекцій з дисципліни «Випробування ДВЗ». Режим доступу: <http://files.khadi.kharkov.ua//avtomobilnij-fakultet/dviguniv-vnutrishnogo-zgoryannya/item/13568-ov-hrytsiyk-vyprobuvannya-dvz.html>.| Харків: ХНАДУ, 2018. – 156 с.

Ліньков Олег Юрьевич, к.т.н., доцент, Національний технічний університет «Харківський Політехнічний Інститут», oleh.linkov@khpri.edu.ua

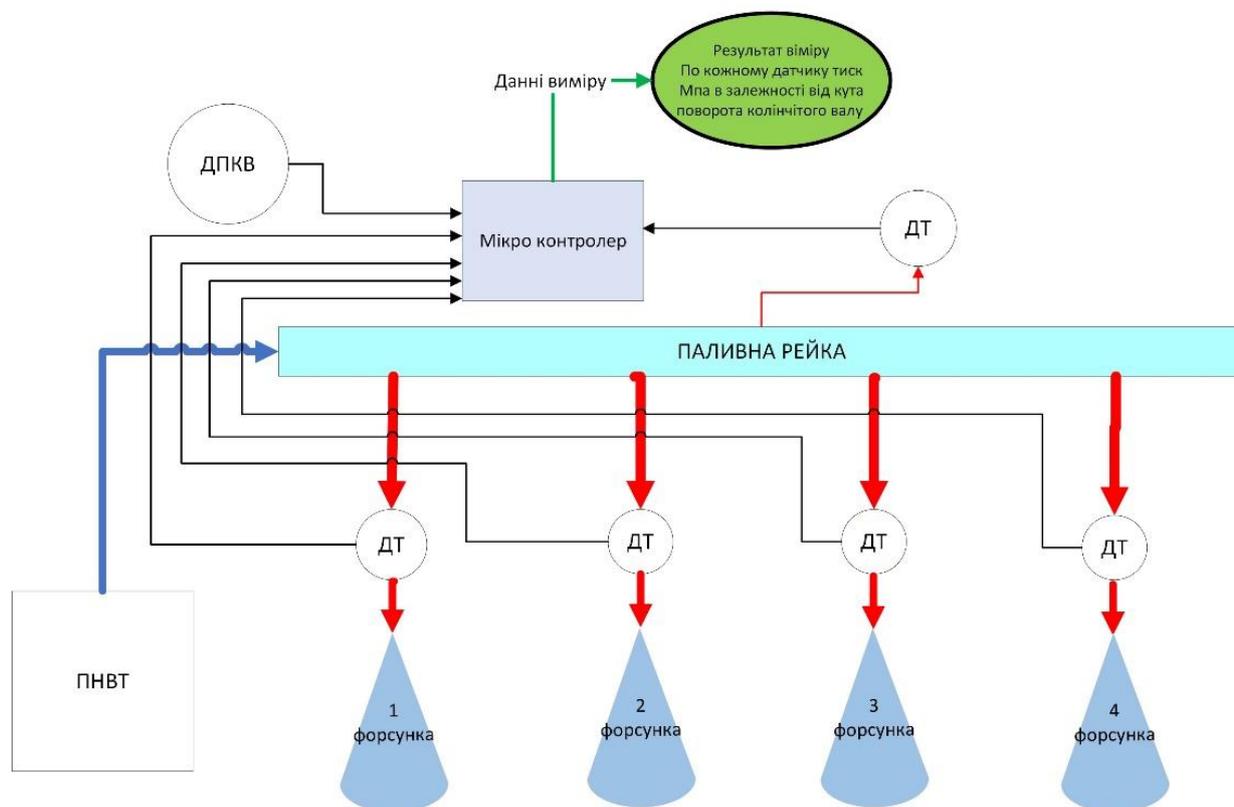
Шевченко Олексій Сергійович, аспірант, Національний технічний університет «Харківський Політехнічний Інститут», oleksii.shevchenko@ieee.khpri.edu.ua

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ КАМЕРИ ЗГОРАННЯ ДВИГУНІВ ЗА РАХУНОК МОНІТОРІНГУ РОБОТИ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

Однією з причин виходу з ладу двигуна внутрішнього згорання є виникнення проблем в роботі паливної апаратури двигуна. Зависання голки форсунки може призвести до важких наслідків, аж до руйнування двигуна. У рамках нашого дослідження планується розробити систему що дозволить запобігти виникненню аварійних ситуацій за рахунок моніторингу тиску палива в магістралі високого тиску.

В ході роботи нами розроблено схему наведену на рис 1. Система складається з перехідника що встановлюється на форсунку і до якого додається

датчик тиску, датчик положення колінчастого валу, та мікропроцесора що збирає та обробляє інформацію. Крім цього, до системи може бути під'єднано датчик тиску у паливній рампі, якщо така присутня у конструкції паливної системи.



ДПКВ - датчик положення колінчастого валу
 ДТ - Датчик тиску палива

Рисунок 1 – Схема системи моніторингу

Така система може бути встановлена на різні типи двигунів з різними типами паливних систем. На наш погляд найбільш актуальною вона є для дизельних двигунів з механічною паливною системою.

На початковому етапі іде робота над системою збору даних для дизельного двигуна з механічною паливною апаратурою. В механічній системі подавання палива дизельних двигунів тиск обмежується 100МПа, тому планується використовувати датчики тиску типу Bosch 0281002522. Ці датчики планується підключити до мікро контролера типу Arduino Mega 2560. Для синхронізації роботи до системи також додається магнітний датчик повороту колінчастого валу.

Дані планується збирати на різних режимах роботи двигуна. Отримання цих даних дозволить у подальшому створити систему моніторингу для паливної системи двигуна яка буде автоматично виявляти вихід з ладу паливної системи.

Манойло Володимир Максимович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, volodimir.m.manoylo@gmail.com

Солодкий Євген Ігорович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, evgenijsolodkij98@gmail.com

Федорченка Миколи Сергійовича, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kolianfedorchenko@gmail.com

Пігарєв Деніс Олегович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, denispigarev07@gmail.com

ШЛЯХИ ЕКОЛОГІЗАЦІЇ ДИЗЕЛІВ ЗАСТОСУАННЯМ ЗОВНІШНЬОЇ НЕЙТРАЛІЗАЦІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

Постійне збільшення кількості енергетичних засобів з ДВЗ вимагає гострої необхідності запобігти безперервній екологічній небезпеці.

Зниження викидів шкідливих речовин (токсидів) з відпрацьованими газами (ВГ) ДВЗ можливо як безпосередньо в процесі їх утворення, тобто в ході робочого процесу, так і шляхом впливу на зазначені речовини, що містяться у ВГ.

Досвід свідчить, що за рахунок оптимального керування робочим процесом ДВЗ, включаючи й перехідні процеси, можна кардинально знизити їхній рівень токсичності. Такий напрям екологізації називають внутрішньою нейтралізацією токсидів.

Однак норми токсичності ДВЗ стають все жорсткішими, що вимагає приділяти найбільшу увагу і зовнішній нейтралізації шкідливих речовин з ВГ. Мова йде про зменшення токсичності самих шкідливих речовин шляхом їх окислення або оновлення у присутності відповідних хімічних каталізаторів, що перетворюють токсиди у не шкідливі продукти повного згоряння. Також ставиться задача забезпечити вловлювання твердих часток (ТЧ), що викидаються з ВГ у навколишнє середовище.

В обох глобальних напрямках екологізації ДВЗ – внутрішньої та зовнішньої нейтралізації токсидів – велику роль відіграють комп'ютерні системи керування (КСК) ДВЗ. Доцільність та ефективність використання комп'ютерних засобів для зниження токсичності викидів ДВЗ за рахунок оптимізації робочого процесу висвітлена в літературних джерелах досить ґрунтовно. Особливої уваги заслуговує вирішення складних проблем зовнішньої нейтралізації ВГ з використанням комп'ютерних технологій керування.

В основі комп'ютерних блоків керування рівнем токсичності викидів ДВЗ КБК лежать засоби, що знижують шкідливість ВГ, тобто забезпечують зовнішню нейтралізацію продуктів згоряння двигунів. До них відносяться нейтралізатори ВГ, вловлювачі ТЧ та рециркуляційні заходи.

Аналіз наукових досліджень свідчить, що єдиного універсального технічного рішення для забезпечення перспективних екологічних вимог щодо

дизелів немає. Наприклад, методи впливу на робочий процес, що сприяють зниженню кількості NO_x у ВГ, як відомо, викликають збільшення викиду ТЧ (сажі), CO , C_nH_m , і навпаки. Аналогічні проблеми виникають і при установці у системі випуску дизелів засобів очищення ВГ. Звідси висновок: технічні рішення треба приймати комплексно; вони повинні стосуватися двигуна, засобів очищення ВГ та складу палив, що використовуються (вміст сірки, наприклад, цетанове число).

Такий висновок (прийнятний і для умов України) покладено в основу програм розвинених країн (комплексна система зниження токсичності ДВЗ). Основою служить базова система зниження токсичності та димності ВГ, що складається з каталітичного нейтралізатора-глушника і сажового фільтра, обладнаних послідовно на випуску дизеля. Така схема ґрунтується на особливостях ВГ дизеля. Наприклад, на тому, що до складу ТЧ входять аерозолі палива й моторного масла (за деякими оцінками – до 50 %), а також сажа, на поверхні та усередині якої сорбуються основні маси канцерогенних речовин (бенз-а-пірен). Тому й потрібний каталітичний нейтралізатор, оскільки саме у ньому будуть доокислюватися (допалюватися) продукти неповного згоряння палива (CO , C_nH_m , альдегіди), краплі палива та масла у складі ВГ дизеля. Частинки ж сажі повинен вловлювати фільтр. Функції фільтра та нейтралізатора можуть бути суміщені нанесенням, наприклад, каталізатора безпосередньо на фільтруючий елемент.

Розробка сажового фільтра з пристроєм регенерації виявилася більш складною задачею, яку вирішуватимуть двома шляхами: використанням електрофільтрів та різних фільтрувальних матеріалів. Випробування засвідчили ефективність електрофільтрів при очищенні ВГ від ТЧ, залежно від режиму роботи дизеля, на рівні 30...80%. Однак, питання регенерації електрофільтрів залишаються і потребують подальших досліджень.

Література

1. Ковальов С.О. Екологічні аспекти переобладнання дизелів у газодизелі / С.О. Ковальов, К.С. Назаренко // Науково-виробничий журнал. – вересень-жовтень 2003. – №5(175). – С. 15 – 18.
2. Tunestal P.A. The Use of Cylinder Pressure for Estimation of the In-Cylinder Air/Fuel Ratio of an Internal Combustion Engine: doct. of phil. thesis in Engineering-Mechanical Engineering / University of California. – CA: Berkley, 2000. – 106 p.
3. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В.А. звонов – М: Машиностроение, 1981. – 160 с.
4. Чернышев Г.Д. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей / Г.Д. Чернышев, А.С. Хачиян, В.И. Пикус. – М.: Машиностроение, 1986. – 216с.
5. Определение эффективности мероприятий по снижению температуры нижней плиты головки цилиндров двигателя СМД-17К/СМД-18К: Отчет НИР/ГСКБД. – Технический отчет № 2683-73, – Харьков, 1973. – 11.

6. Манойло В.М. Улучшение характеристик автотракторных дизелей с волновым обменником давления: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Манойло Владимир Максимович. – Х., 2001. – 276 с.
7. Сравнительные характеристики двигателей КамАЗ. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к источнику: <http://kamazkamaz.kz/dvigateli>.
8. Каніло П.М. Автомобіль та навколишнє середовище / П.М. Каніло, І.С. Бей, О.І. Ровенський. – Х.: Транспорт, 2004. – 304с.
9. Двигатели с искровым зажиганием для работы на обедненных смесях / Экспресс – информация // Поршневые и газотурбинные двигатели. – 1986. – №47. – С. 3 – 9.

Міщенко Микита Тимофійович, аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕНДЕНЦІЇ СВІТОВОГО РОЗВИТКУ ПАТЕНТУВАННЯ РОЗРОБОК В ГАЛУЗІ АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Удосконалення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) постійно наздоганяє вимоги, які до них ставить сучасний техногенний світ. Статистика зареєстрованих у світі патентів за напрямом удосконалення автомобільного транспорту вказує на наступні дані. Відповідно до European Patent Office (EPO) (Європейський патентний офіс) [1] в період з 2010 року по 2022 рік у світі було зареєстровано ряд патентів, спрямованих на розвиток та впровадження новітніх технологій в енергетичному машинобудуванні. В таблиці 1 представлені зведені дані за напрямами удосконалення силових установок (СУ) автомобілів, а саме: бензинові двигуни, дизельні двигуни, гібридні автомобілі (гібридні силові установки), електромобілі (електричні силові установки), водневі автомобілі.

Таблиця 1 – Порівняльний аналіз патентів за напрямами удосконалення силових установок автомобілів

Рік	Бензинові двигуни	Дизельні двигуни	Гібридні автомобілі	Електромобілі	Водневі автомобілі
2010	8487	11733	8744	46372	465
2011	7973	11497	9470	48865	468
2012	8549	12158	11478	56397	442
2013	9785	13967	13327	63908	418
2014	11654	17775	14206	81216	553
2015	12604	18298	14461	92168	469
2016	12705	18325	15064	103181	561
2017	13813	19328	17320	123405	874
2018	14957	21143	19329	160155	952
2019	14128	20449	21815	160898	1330
2020	14453	21516	24168	164461	1722

Рік	Бензинові двигуни	Дизельні двигуни	Гібридні автомобілі	Електромобілі	Водневі автомобілі
2021	14562	22772	23433	179475	2449
2022	13012	20654	23709	176613	3057

Порівняльний аналіз наведених даних свідчить про те, що найбільша кількість зареєстрованих у світі патентів, спрямованих на удосконалення в галузі автомобілебудування, на протязі усього досліджуваного періоду, припадає на удосконалення силових установок електромобілів. Прослідковується значний їх кількісний відрив від інших напрямів, незважаючи на стрімкий спад у 2022-2023 роках. Наступними за кількістю патентів є напрями удосконалення СУ гібридних автомобілів та дизельних двигунів. Однак, за період 2019-2023 роки кількість патентів, щодо вдосконалення СУ гібридних автомобілів збільшилась порівняно з кількістю патентів на вдосконалення дизельних двигунів. Наступну ланку по кількості патентів займає удосконалення бензинових двигунів. І останнім по чисельності патентів є напрями вдосконалення водневих СУ автомобілів.

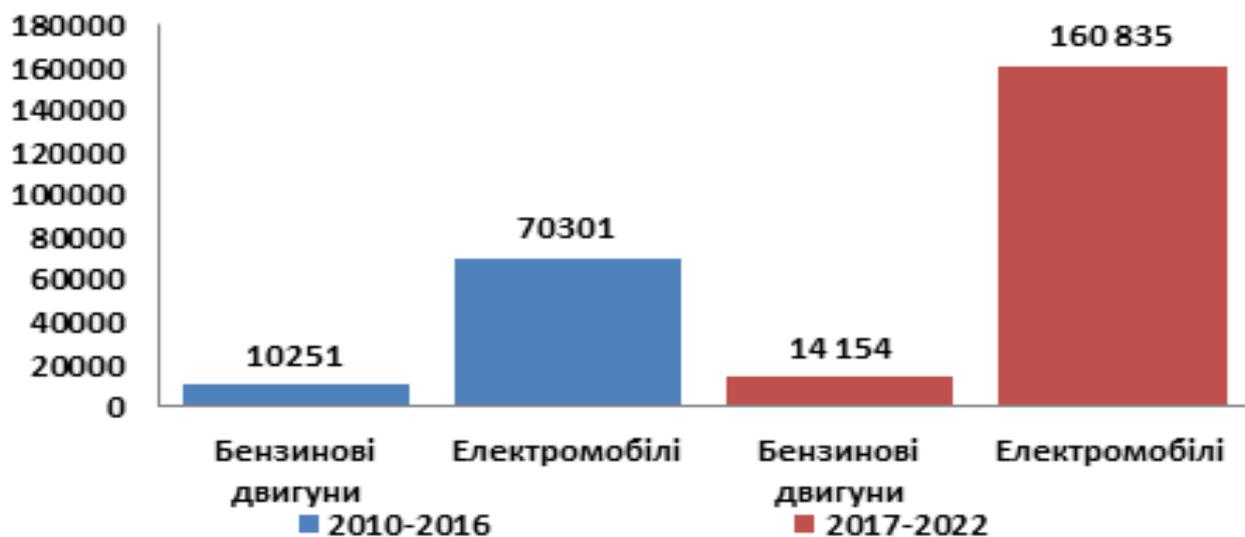


Рисунок 1 – Середнє значення кількості зареєстрованих патентів

Аналіз даних наведених у таблиці 1 свідчить про наступне:

1) у період 2010-2016 роки середнє значення кількості патентів зареєстрованих по напрямку вдосконалення СУ електромобілів становив – 70301 патент, що в середньому значенні перевищує показник кількості патентів зареєстрованих за цим напрямом у 2010 році в 1,51 рази – цей показник можна визначити як темп зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення електромобілів в зазначений період; в напрямі удосконалення бензинових двигунів середнє значення кількості зареєстрованих патентів – 10251 патент, що в середньому значенні перевищує показник кількості патентів

зареєстрованих за цим напрямом у 2010 році в 1,21 рази – цей показник можна визначити як темп зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення бензинових двигунів в зазначений період; середній показник кількості зареєстрованих патентів в напрямі удосконалення бензинових двигунів по відношенню до кількості патентів зареєстрованих по напрямку вдосконалення електромобілів є меншим у 6,86 рази; у порівнянні темпів зростання кількості зареєстрованих патентів за вказаний період для бензинових двигунів та електромобілів відслідковується перевищення у 1,25 рази темпу зростання кількості патентів зареєстрованих по напрямку вдосконалення електромобілів порівняно з бензиновими двигунами.

2) у період 2017-2022 роки

- середнє значення кількості патентів зареєстрованих по напрямку вдосконалення електромобілів становив – 160835 патентів, що в 2,29 рази перевищує показник попереднього досліджуваного періоду, і в середньому значенні перевищує показник кількості патентів зареєстрованих за цим напрямом у 2017 році (темп зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення електромобілів в зазначений період) в 1,3 рази, який порівняно показником періоду 2010-2016 років знизився у 1,16 рази; в напрямі удосконалення бензинових двигунів середнє значення кількості зареєстрованих патентів – 14154 патент, що в 1,38 рази перевищує показник попереднього досліджуваного періоду, і в середньому значенні перевищує показник кількості патентів зареєстрованих за цим напрямом у 2017 році (темп зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення бензинових двигунів в зазначений період) в 1,02 рази, який порівняно показником періоду 2010-2016 років знизився у 1,18 разів; середній показник кількості зареєстрованих патентів в напрямі удосконалення бензинових двигунів у порівнянні з кількістю патентів зареєстрованих по напрямку вдосконалення електромобілів є меншим в 11,36 разів; у порівнянні темпів зростання кількості зареєстрованих патентів за вказаний період для бензинових двигунів та електромобілів відслідковується перевищення у 1,27 рази темпу зростання кількості патентів зареєстрованих по напрямку вдосконалення електромобілів порівняно з бензиновими двигунами;

Таким чином спостерігається тенденція до спаду темпу зростання кількості зареєстрованих у світі патентів за обома напрямами, такими як бензинові та електродвигуни, однак найбільш стійка тенденція до зниження кількості нових патентів, як свідчать дані, лишається за напрямом удосконалення бензинових двигунів.

Література

1. European Patent Office (EPO). URL: <https://www.epo.org/en>. (доступ 20.10.2023).

Нікітченко Ігор Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, igor.nikitchenko@gmail.com
 Созикін Михайло Васильович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
 Махinenko Богдан Геннадійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІБРИДНОЇ СИЛОВОЇ ПНЕВМАТИЧНОЇ УСТАНОВКИ НА БАЗІ ДВИГУНА 4Ч 7,5/7,35

Розроблена раніше на кафедрі розрахункова модель пневмодвигуна постійно вдосконалюється, доповнюючись новими можливостями. За допомогою вдосконаленої моделі було виконано розрахунок ДВЗ 4Ч 7,5/7,35, на базі якого запропоновано створити комбіновану енергоустановку.

Теоретична індикаторна діаграма пневмодвигуна представлена на рис. 1.

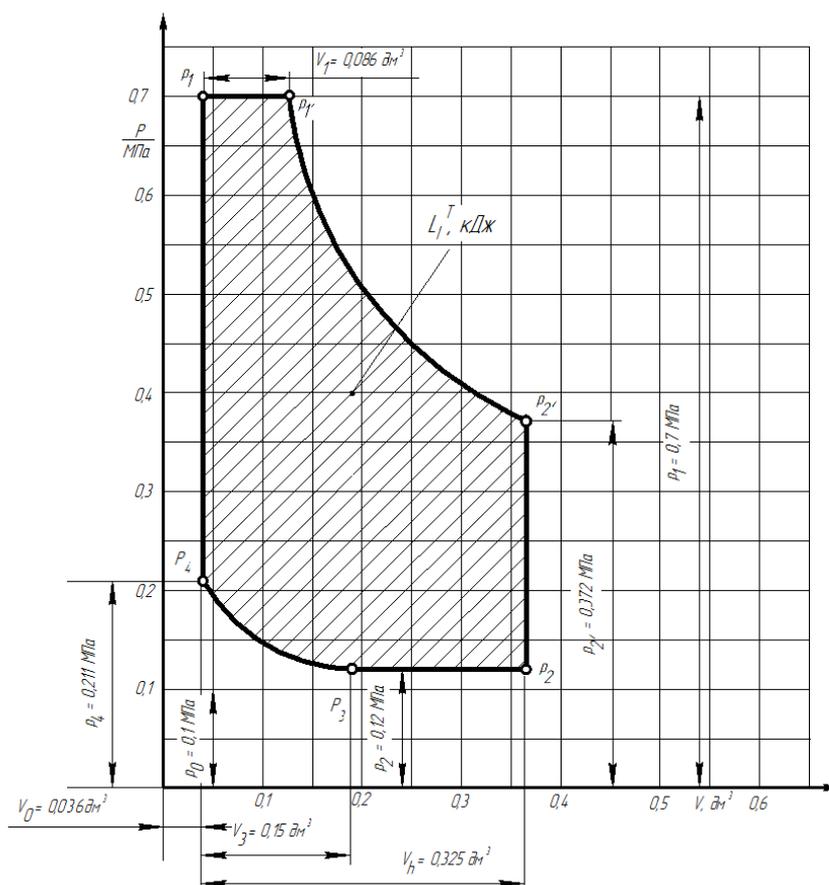


Рисунок 1 – Індикаторна діаграма поршневого пневмодвигуна.

Сумісна робота пневмодвигуна і ДВЗ у складі комбінованої енергетичної установки показує, що на обертах 800-1000 хв⁻¹ доцільно використовувати пневмодвигун. Для більш навантажених режимів роботи застосовується ДВЗ.

Швидкісна характеристика комбінованої силової установки зображена на рис. 2.

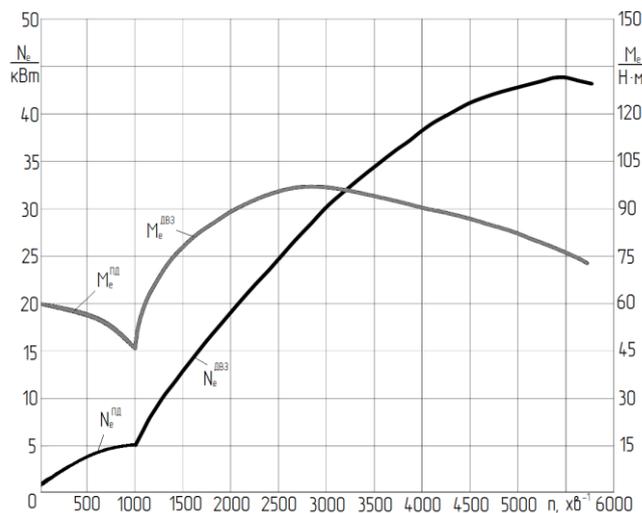


Рисунок 2. Швидкісна характеристика комбінованої силової установки

Результати проведеного об'єднаного розрахунку ДВЗ і пневмодвигуна за допомогою математичної моделі комбінованої силової установки і проведений розрахунок робочих процесів дозволив отримати наступні показники пневмодвигуна КСУ:

- дійсна індикаторна потужність пневмодвигуна $N_i = 4,202$ кВт.
- ефективний адіабатичний ККД пневмодвигуна $\eta_e^{ад} = 0,331$.
- ефективна потужність пневмодвигуна $N_e = 2,973$ кВт.
- ефективний крутний момент пневмодвигуна $M_e = 45,21$ Н·м.

Визначено вихідні енергетичні параметри транспортного засобу. Максимальне тягове зусилля на ведучих колесах, створюване пневматичним двигуном забезпечує:

- максимальна швидкість на першій передачі $V_{max} = 8.1$ км/год;
- максимальна швидкість на п'ятій передачі $V_{max} = 32$ км/год.

Література

1. Brejaud, P. & Charlet, Alain & Chamailard, Yann & Ivanco, Andrej & Pascal, Higelin. (2009). Pneumatic-Combustion Hybrid Engine: A Study of the Effect of the Valvetrain Sophistication on Pneumatic Modes. <http://dx.doi.org/10.2516/ogst/2009054>. 65. 10.2516/ogst/2009054.

Погорлецький Дмитро Сергійович, к.т.н. доц. Херсонська державна морська академія, dimon150582@gmail.com.

Грицук Ігор Валерійович, д.т.н. проф. Херсонська державна морська академія, griksuk_iv@ukr.net.

Худяков Ігор Валентинович, к.т.н. Херсонська державна морська академія, igor.khudiakov563@gmail.com.

МОНІТОРИНГ ТЕМПЕРАТУР ОХОЛОДЖУЮЧОЇ РІДИНИ ДВИГУНА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З УТИЛІЗАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ

Система регулювання температури охолоджуючої рідини двигуна транспортного засобу (ТЗ), який працює на зрідженому газовому паливі з утилізацією теплоти відпрацьованих газів тепловим акумулятором фазового переходу (ТАФП) і моніторингом теплових параметрів входить до систем регулювання робочих параметрів двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Стандартна система охолодження двигуна ТЗ, складається з двох контурів, помпи, термостату, радіатора системи охолодження і радіатора пічки для обігріву салону, підтримує температуру охолоджуючої рідини в заданих межах під час роботи двигуна з навантаженням і в процесі прогріву на холостому ході.

Одним з недоліків даної системи є те, що при низьких температурах оточуючого середовища та зупиненому двигуні ТЗ температура охолоджуючої рідини швидко знижується, для підтримання постійної робочої температури системи охолодження двигуна ТЗ, потрібно постійно або періодично прогрівати систему, тобто запускати двигун ТЗ для роботи на холостому ході та в режимі прогріву без навантаження. Під час прогріву системи охолодження двигуна ТЗ використовується рідке паливо (бензин) для підігріву охолоджуючої рідини і переведення двигуна на живлення зрідженим газовим паливом, це призводить до погіршення екологічних показників двигуна ТЗ, через викиди в повітря відпрацьованих газів зі шкідливими речовинами, крім цього штатна система охолодження двигуна ТЗ не має можливості моніторингу теплових параметрів температури двигуна ТЗ, і системи охолодження в цілому [1-4].

Система регулювання температур охолоджуючої рідини двигуна ТЗ, працюючого на зрідженому газовому паливі містить недолік – за рахунок використання тільки штатних датчиків ДВЗ, для моніторингу температури системи охолодження двигуна ТЗ, та ввімкнення системи передпускового прогріву на основі ТАФП займає тривалий час, це є не економічно вигідним за рахунок втрат теплової енергії з системи і збільшення часу передпускової підготовки двигуна ТЗ для пуску на зрідженому газовому паливі [1-4].

Бажано створити та використовувати таку систему, в якій за рахунок особливостей конструкції, можливо було б зменшити час ввімкнення системи передпускового прогріву двигуна ТЗ на основі ТАФП, та скоротити втрати теплової енергії з системи передпускового прогріву, і з огляду на це скоротити час прогріву та запуску двигуна ТЗ на зрідженому газовому паливі, а також

обладнати систему додатковими датчиками температури, за для моніторингу теплових параметрів двигуна ТЗ [1-4].

Можливо це вирішити з допомогою системи регулювання температури охолоджуючої рідини двигуна ТЗ, який працює на зрідженому газовому паливі, з утилізацією теплоти відпрацьованих газів (ВГ) тепловим акумулятором (ТА), та моніторингом теплових параметрів двигуна ТЗ, який обладнано ТА, електричним водяним насосом, клапанами вимикання ТА, газовим редуктором, дроселем, теплообмінником, радіатором, блоками керування роботою двигуна ТЗ та газовою системою живлення, газовим редуктором випарником, системою регулювання температури охолоджуючої рідини двигуна ТЗ і керування пуском, блоком моніторингу теплових параметрів двигуна ТЗ, комунікаційним інтелектуальним контролером (трекер), центр інженерно-технічної служби який входить до комплексного блоку керування системою. Система містить додаткові датчики температури, які розміщено у патрубках системи охолодження двигуна ТЗ, газового редуктора, випускному колекторі ДВЗ, і додатковий датчик керування частотою обертання додаткового водяного насосу системи передпускового прогріву двигуна ТЗ. На (рис. 1) приведена схема системи регулювання і моніторингу теплових параметрів двигуна ТЗ працюючого на зрідженому газовому паливі [1-4].

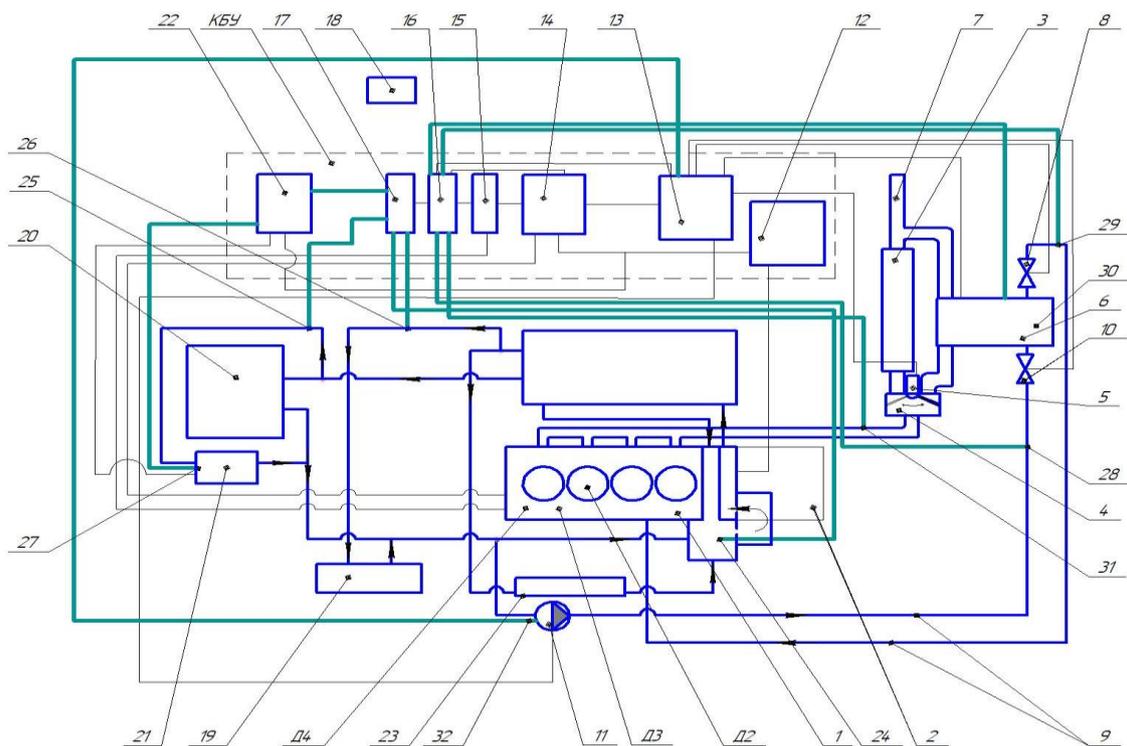


Рисунок 1 - Схема системи моніторингу теплових параметрів двигуна ТЗ: 1 – двигун ТЗ; 2 – трансмісія; 3 – глушник; 4 – регульовальна заслінка; 5 – сервопривід; 6 – тепловий акумулятор; 7 – вихлопна труба; 8 – клапан; 9 – трубопроводи; 10 – клапан; 11 – електронасос; 12 – блок керування передпускового прокачування оливи; 13 – блок керування системою регулювання температурою охолоджуючої рідини двигуна ТЗ; 14 - блок керування пуском двигуна ТЗ; 15 - блок контролю параметрів датчиків

температури; 16 – блок керування тепловим акумулятором; 17 – трекер; 18 - диспетчерський центр інженерно-технічної служби; 19 – дросель; 20 – обігрівач салону (пічка); 21 – редуктор випарник; 22 – блок керування газовою системою живлення; 23 – радіатор; 24 – блок циліндрів; 25 – датчик температури; 26 – датчик температури; 27 – датчик температури; 28 – датчик температури; 29 – датчик температури; 30 – датчик температури ТА; 31 – датчик температури ВГ; 32 – датчик керування насосом; КБУ – комплексний блок управління; Д2, Д3 – штатні датчики температури двигуна ТЗ

Висновок. Таким чином, застосування запропонованої системи дозволить, за рахунок електронного керування двигуном ТЗ працюючим на зрідженому газовому паливі і системою регулювання температури охолоджуючої рідини двигуна ТЗ обладнаного ТА з допомогою забезпечення повторно - короткочасного режиму роботи двигуна ТЗ збільшити ефективність використання палива і досягти зручності у процесі утилізації теплоти ВГ від ТА під час забезпечення передпускового прогріву системи охолодження двигуна ТЗ, газового редуктора випарника, теплообмінника, дроселя, без фактичного запуску двигуна ТЗ. А за допомогою моніторингу теплового стану окремих зон системи охолодження двигуна ТЗ, зменшити втрати теплової енергії з системи передпускового прогріву на основі ТАФП і скоротити час прогріву та запуску двигуна ТЗ на газовому паливі, після виконання передпускового прогріву.

Література

1. Погорлецький Д.С. Особливості застосування систем теплової підготовки для полегшення пуску транспортних двигунів, працюючих на зрідженому газовому паливі / Науковий вісник Херсонської державної морської академії № 2 (17), 2017. – 181-186 с. ISSN 2313-4763, Херсон.
2. Gritsuk, I., Pohorletskyi, D., Mateichyk, V., Symonenko, R. et al., “Improving the Processes of Thermal Preparation of an Automobile Engine with Petrol and Gas Supply Systems (Vehicle Engine with Petrol and LPG Supplying Systems),” SAE Technical Paper 2020-01-2031, 2020, doi:10.4271/2020-01-2031.
3. Погорлецький Д.С. Структура вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива, в умовах експлуатації засобами ITS / Погорлецький Д.С. // Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики : монографія / Vlatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj та ін. – Херсон: ХДМА, 2019. – С. 383–394.
4. Погорлецький Д.С., Грицук І.В., Білоусов Є.В., Володарець М.В., Симоненко Р.В., Сімагін А.Ф. Система регулювання температури охолоджуючої рідини транспортного двигуна з утилізацією теплоти відпрацьованих газів тепловим акумулятором і моніторингом теплових параметрів. патент. МПК F01P 3/00. № u201903063; заявл. 28.03.19; опубл. 10.10.19. Бюл. №19.

Сікерін Вячеслав Євгенійович, магістрант, Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування;
Стукал Ірина Сергіївна, Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування;
Чебаненко Віталій Віталійович, Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування;
Янковський Денис Олександрович, Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування;
Білоусов Євген Вікторович, д.т.н., проф. Херсонська державна морська академія, ewbelousov67@gmail.com

ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ГАЗОПОДАЮЧОГО МОДУЛЯ МАЛООБОРОТНОГО ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

У 2018 році Міжнародна морська організація прийняла амбітну програму скорочення викидів парникових газів до 2050 року вдвічі, порівняно з рівнем 2008 [1]. Як проміжний етап досягнення поставлених цілей виробники суднових двотактних малооборотних двигунів розглядають можливість використання в них газових палив на основі природного газу або пропан-бутанових сумішей. Це дозволяє приблизно на 30% скоротити викиди діоксиду вуглецю (CO_2), а також повністю виключити викиди продуктів згоряння сірки (SO_x), на 90% знизити викиди оксидів азоту (NO_x) і на 30% знизити викиди твердих частинок [2]. Відсутність рідких фракцій унеможливорює розрідження олії в зоні роботи поршневих кілець, що призводить до поліпшення умов змащення. В результаті ресурс двигунів, що працюють на газі, може бути збільшений в 1,3...1,5 рази, в стільки ж знижено витрати на їх обслуговування та ремонт.

Однак широкому впровадженню технологій використання газових палив перешкоджає ряд обмежень пов'язаних з особливостями організації робочого процесу у двотактних двигунах, що не дозволяють повною мірою застосувати для них наявний досвід, накопичений у чотиритактних суднових двигунах. На поточний момент, намітилися два принципово різні підходи – подача газового палива безпосередньо в робочий циліндр на початку такту стиснення під відносно низьким тиском і впорскування газового палива під високим тиском в камеру згоряння відразу після займання запальної порції рідкого палива [2-4]. Кожному з цих методів властиві переваги та певний набір недоліків [5].

Двигуни обладнані системами низького тиску мають простішу конструкцію, більш безпечні в експлуатації, але мають суттєвий недолік пов'язаний з великою вірогідністю виникнення детонаційного згоряння, особливо при зміні навантаження. Це пояснюється достатньо великим часом перебування газового палива у робочому циліндрі, яке подається на початку процесу стискання, коли тиск циклу не перевищує 1,6 МПа [3]. Це дозволяє суттєво спростити систему подачі, скоротити витрати на стискання газового палива у системі подачі, однак веде до того, що під час досить тривалого

стискання газоповітряної суміші в ній утворюються пероксиди, які є первинними комплексами, що провокують виникнення осередків детонаційного згоряння. Таким чином, зміщення процесу подачі газу до робочого циліндра, є суттєвим заходом, який дозволяє зменшити вірогідність виникнення детонації [6].

Раніше авторами [6, 7] було показано, що крім вже реалізованих технічних рішень можуть бути використані інші підходи, пов'язані з подачею газового палива в робочий циліндр під тиском 4,0...6,0 МПа, які дозволяють поєднувати у собі переваги обох практично реалізованих методів і значно скоротити властиві їм недоліки. Зокрема, як ефективний метод боротьби з детонаційним згорянням, що має місце в двигунах низького тиску, є скорочення часу перебування газоповітряної суміші в робочому циліндрі двигуна на такті стиснення [7]. У свою чергу, цей час залежить від тиску, під яким газове паливо підводиться до газоподаючого модулю і від особливостей його витоку через проточну частину цього пристрою [8]. Для дослідження процесів подачі газового палива в робочий циліндр під тисками в діапазоні 1,0...6,0 МПа, була розроблена тривимірна модель модуля газопостачання в середовищі SolidWorks [8]. Модель дозволяє дослідити вплив конструктивних особливостей проточної частини на формування траєкторій руху газового палива і параметри його витоку в робочий циліндр в умовах змінного протитиску на такті стиснення (рис. 1).

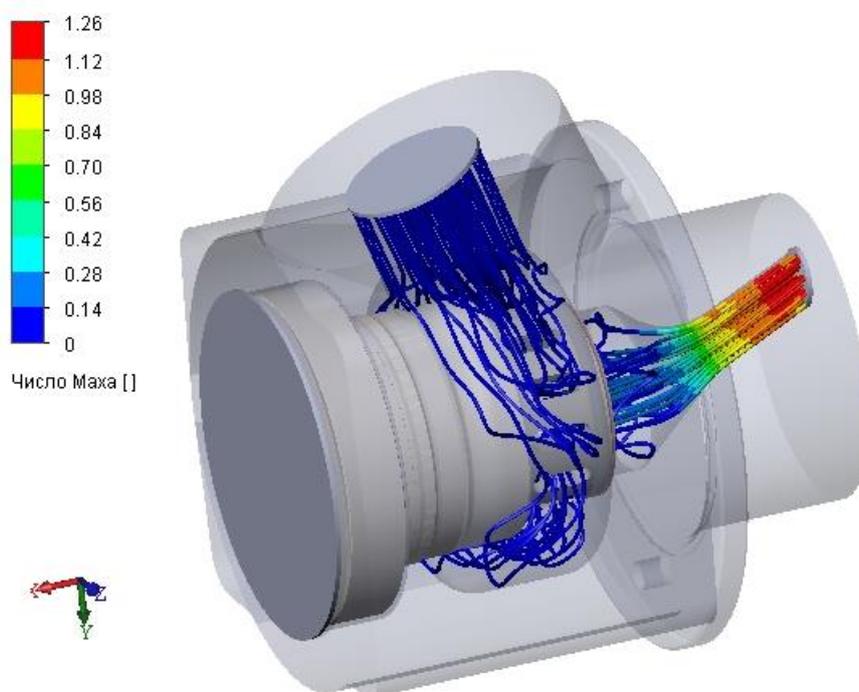


Рисунок 1 – Зміни витратних характеристик на зрізі соплового каналу газоподаючого модуля, траєкторії та розподіл швидкостей вздовж газового тракту

Використання газодинамічного моделювання в тривимірній поставці

дозволяє, варіюючи окремими геометричними параметрами проточної частини газового модуля і тиск газового палива перед ним, отримувати параметри потоку на виході з соплового каналу в робочий циліндр для будь-якого протитиску в робочому циліндрі. Приклад моделювання формування траєкторій газових потоків і розподіл швидкості (у долях від числа Маха) в газоподаючому модулі представлено на рис. 1. Показано зміну швидкості потоку вздовж траєкторії руху газового палива.

Проведене дослідження показало, що оптимізація профілю вихідної частини каналу дозволяє в 1,45...1,55 рази збільшити його пропускну здатність і зрушити область подачі повної циклової порції ближче до ВМТ, скоротивши час подачі з 0,03 до 0,0167 с, тобто в 1,8 рази (для перерізу 500 мм²). У цьому випадку точка переходу характеру витoku з закритичного у докритичний зсувається ближче до ВМТ. Зміна режиму відбувається, коли поршень проходить 90% свого ходу, у той час як для циліндричного каналу стандартної конструкції це відбувається при проходженні поршнем 73% робочого ходу. У той же час момент початку подачі зрушується ближче до ВМТ, внаслідок чого частка ходу стиснення газоповітряної суміші скорочується на 45...48%.

Література

1. Weisser, G. Greenhouse Gas (GHG) Emissions from LNG Engines. Review of the Two-Stroke Engine Emission Footprint. / G. Weisser, D. Schneiter, I. Nylund // CIMAC Congress, Paper №. 426, Vancouver, 2019 – 15 p.
2. Juliussen, L.R. MAN B&W ME-GI Engines. Recent research and results. / L.R. Juliussen, M.J. Kryger, A. Andreasen // MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, 2012. – 6 p.
3. Wettstein R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. / R. Wettstein // AJOUR Conference, Odense, 2014. – 31 p.
4. Белоусов, Е.В. Исследование процессов топливоподачи в газодизельных малооборотных двухтактных двигателях низкого давления. / Белоусов Е.В., Варбанец Р.А, Савчук В.П., Грицук И.В., Вербовский В.С. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: изд. НТУ«ХПИ» – 2019. – № 1. – С 27-33. Doi: 10.20998/0419-8719.2019.1.05
5. Белоусов, Е.В. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 1. – С. 81-88.
6. Belousov, E. Research of the Gas Fuel Supply Process on the Compression Stroke in Ship's Low-Speed Gas-Diesel Engines / E. Belousov, A. Marchenko, I. Gritsuk, V. Savchuk, N. Bulgakov, V. Mitienkova, M. Ahieiev, O. Samarin, R. Vrublevskiy, M. Volodarets, Y. Kalashnikov, S. Pronin // SAE Technical Paper 2020-01-2107, 2020. – 14 p. doi:10.4271/2020-01-2107.
7. Белоусов, Е.В. Организация внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, И.В. Грицук, Т.П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – №2. – С.

13-16.

8. Марченко, А.П. Исследование влияния давления подачи и сечений сопловых каналов на процессы топливоподачи в газодизельных малооборотных двухтактных двигателях низкого давления / А.П. Марченко, Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, В.С. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2020. – № 1. – С 6-12.

Тесленко Едуард Вікторович, асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dvs@khadi.kharkov.ua

Савич Дмитро Васильович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сироватський Леонід Віталійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РОЗРОБКА ЗАГАЛЬНОГО ВИДУ КЛАПАННОГО МЕХАНІЗМУ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ КЛАПАНІВ

Механізм ГРМ має такі конструктивні особливості.

Кришка циліндра має плоску конструкцію у вигляді плити товщиною 22 мм. В кришці циліндра виконана розточка під циліндр діаметром 92 мм і дві розточки під корпуси впускного і випускного клапанів. Розточки під клапани розташовані під клапанами під кутом 30° один до одного. Така конструкція дозволяє дещо збільшити діаметри головок клапанів і підвищити їх пропускну спроможність. Крім того, вона дозволяє розташувати елементи привода, які знаходяться над кришкою. В кришці також розташовані отвори для елементів кріплення корпусів клапанів до кришки.

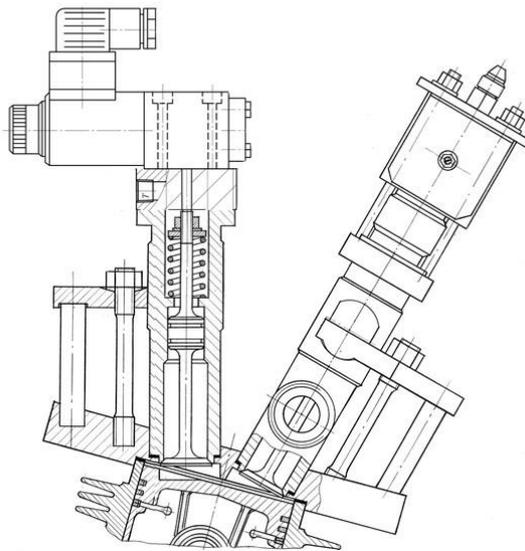


Рисунок 1 – Загальний вид клапанного механізму з гідравлічним приводом клапанів

Корпус клапана має форму стакана зі штуцером підвода стисненого повітря до циліндра. Нижня частина корпусу слугує сідлом клапана. В середній частині корпусу розташована напрямна клапана діаметром 20 мм. Верхня частина використовується для розміщення клапанної пружини, яка притискає клапан до сідла. Корпус клапана прикріплюється до кришки за допомогою притискача вилчастої конструкції. Притискач одним боком спирається на циліндричну підставку, а другим боком діє на заплечики корпусу клапана. Притискач затягується за допомогою шпилькового з'єднання. Ущільнення корпусу клапана забезпечує мідна прокладка. Кількість клапанних стаканів дорівнює кількості клапанів – вісім на двигун. Верхня частина корпусу клапана використовується для розміщення і кріплення гідравлічного циліндра приводу і золотникового перемикача.

Клапан грибкового типу має наступну конструкцію. Головка клапана діаметром 25 мм має конічну ущільнюючу фаску під кутом 45° . Стрижень клапана діаметром 6 мм має розширену частину діаметром 20 мм, яка слугує в якості прямої клапана. У верхній частині клапана нарізана різьба під гайку, за допомогою якої можна регулювати попереднє затягування пружини клапана.

Гідравлічний циліндр приводу клапана розміщується між корпусом клапана і електромагнітним перемикачем. Він має вигляд товстостінної трубки з внутрішнім діаметром 18 мм. У середині циліндра переміщується плунжер, який під дією тиску робочої рідини приводить до руху клапан. Плунжер має ущільнюючі кільця. Хід плунжера складає 6 мм. Хід плунжера з одного боку обмежує проставка з іншого сідло клапана. Ущільнення гідроциліндра забезпечують мідні кільця.[9]

Електромагнітний перемикач призначений для подавання робочої рідини під великим тиском у надплунжерну порожнину гідравлічного циліндра приводу клапана і своєчасного розвантаження її від тиску. Таким чином, від моменту подачі рідини у надплунжерну порожнину і її розвантаження від тиску будуть залежати фази повітророзподілення і тривалість знаходження клапана у відкритому стані.

Розглядалися декілька варіантів перемикачів [1-4]. Умовно їх можна розділити на клапанні і золотникові. Перевагою клапанних пристроїв є малий хід управляючого органу і відносно великі прохідні перерізи. Недоліком є значні перестановчі зусилля. Золотникові пристрої гідравлічно розвантажені і не потребують значних зусиль на перестановку золотника, але мають значно більший хід. Враховуючи те, що в якості управляючого елемента передбачається використовувати швидкодіючий електромагніт прямої дії з невеликим перестановчим зусиллям, а вимоги до швидкодії системи гідравлічного приводу клапанів для пневмодвигуна ($n_n = 500 \dots 1500 \text{ хв}^{-1}$) менш жорсткі ніж до автомобільних ДВЗ ($n_n = 5000 \dots 6000 \text{ хв}^{-1}$), за основу взятий золотниковий перемикач з електромагнітним керуванням. Загальний вид такого перемикача показаний на рис. 2.

Золотник циліндричного типу діаметром 8 мм розміщується в корпусі з невеликим зазором і має дві проточки для проходження робочої рідини і одну

розвантажувальну проточку посередині. Підведення і відведення рідини здійснюється через два штуцери.

Перемикач працює наступним чином. В початковому положенні, коли напруга не подається на електромагніт, золотник перекриває отвори підводу робочої рідини до гідроциліндра, в той час як отвори зливної магістралі гідросистеми відкриті. При цьому клапан пневмодвигуна знаходиться у закритому стані. При подаванні напруги до електромагніта сердечник втягується, стискає пружину і переміщує золотник в положення, в якому отвори відведення робочої рідини закриті, а отвори гідравлічної магістралі високого тиску відкриті. При цьому поршень гідроциліндра переміщується і відкриває клапан пневмодвигуна. Повний хід золотника складає 4 мм.

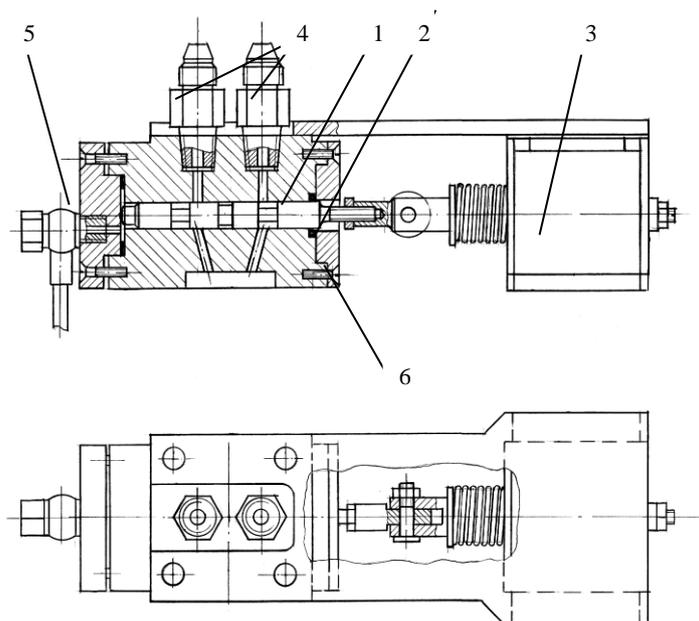


Рисунок 2 – Золотниковий перемикач з електромагнітним керуванням

Електромагніт закріплюється на пластині, яка приєднується до корпусу золотника чотирма шпильками М6, які стягують корпус золотника, гідроциліндр і корпус клапана пневмодвигуна.

Об'єднання клапанного вузла, гідравлічного циліндра і перемикача з електромагнітним приводом в один агрегат дозволило отримати порівняно компактну конструкцію з незначною масою деталей, що рухаються поступально та значно зменшити довжину каналів гідравлічної системи. Ці заходи сприяють підвищенню швидкодії усього механізму приводу клапанів 3.

Література

1. Trajkovic S., Tunestal P., Johansson B. (2008) Investigation of Different Valve Geometries and Valve Timing Strategies and their Effect on Regenerative Efficiency for a Pneumatic Hybrid with Variable Valve Actuation, SAE Technical paper series 2008-01-1715.

2. Durrieu D., Picron V., Frederic A. (2008) Electro-Magnetic Valve Actuation System: First Steps Toward Mass Production, SAE Technical paper series 2008-01-1360.

3. Trajkovic S. et al. (2006) FPGA Controlled Pneumatic Variable Valve Actuation, SAE Technical paper series 2006-01-0041.

4. Trajkovic S. et al. (2007) Introductory study of variable valve actuation for pneumatic hybridization, SAE Technical paper series 2007-01-0288.

Чучуменко Богдан Сергійович, аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Bohdan.Chuchumenko@ieee.khpi.edu.ua

Кравченко Сергій Сергійович, к.т.н., доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
Serhii.Kravchenko@khpi.edu.ua

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОСЛІДОВНОЇ ГІБРИДНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

Забруднення навколишнього середовища відпрацьованими газами двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), дефіцит нафтових палив і глобальне потепління, є ключовими факторами, що стимулюють пошук методів і технологій для поліпшення екологічних характеристик ДВЗ. У цьому контексті розглядається можливість переходу автотранспорту на електричні або гібридні силові установки, які комбінують у собі ДВЗ та електричний двигун.

Відомо, що гібридні установки споживають на 30-50% менше палива, порівняно з ДВЗ зі схожою потужністю, як наслідок це призводить до зниження викидів діоксиду вуглецю, який є одним з основних газів, що спричиняє парниковий ефект.

Один з потенційних способів переходу автотранспорту на електричний привід в Україні - це переобладнання вживаних автомобілів. Досвід європейських та американських стартапів показує, що вартість конвертації вживаного автомобіля на електричний приблизно вдвічі менше, ніж ціна нового електромобіля. У контексті низької споживчої спроможності населення це є значущим фактором для впровадження нової технології.

Модернізація на гібридний силовий привід є доцільною для автомобілів у кузові "універсал", таких, як Chevrolet Lacetti. Такий автомобіль має достатньо місця для розміщення охолоджуваної тягової батареї з системою керування та інвертором. Вважаємо, що економічно обґрунтованим є конвертація вживаних автомобілів, з експлуатацією близько 10 років.

При апгрейді існуючої силової системи автомобіля доцільно використовувати схему, яка передбачає мінімальні зміни в базовій його конструкції. У цьому контексті найбільший потенціал демонструє послідовна схема, що має просте керування, передбачає можливість функціонування без необхідності коробки передач, а також розташування тягового електричного двигуна, як для приводу передньої осі, так і для задньої.

Параметри гібридної силової установки були обрані та обґрунтовані на основі математичного моделювання різних аспектів, включаючи робочий процес двигуна внутрішнього згоряння, динаміку прискорення автомобіля та параметри гібридної системи під час тестів за європейським випробувальним циклом NEDC, використовуючи програмне середовище MATLAB [2]. Вихідні дані для обчислень подаються в таблиці 1.

Використання математичного моделювання режиму роботи ДВЗ у гібридній силовій установці дозволило визначити, що найменша витрата палива становить 242 гр/(кВт·год) на режимі зовнішньої швидкісної характеристики при частоті обертання колінчастого валу 2200 хв^{-1} , при цьому потужність ДВЗ становить 34 кВт.

Таблиця 1 – Вихідні дані

Маса автомобіля m , кг	1300
Статичний радіус колес r_{st} , м	0,2794
Висота автомобіля Vr , м	1,445
Ширина автомобіля Hr , м	1,725
Коефіцієнт заповнення лобової площі автомобіля α	0,78
Номінальна ефективна потужність електродвигуна $N_{едн}$, кВт	86
Номінальна частота обертання тягового електричного двигуна $n_{едн}$, хв^{-1}	1860
Максимальна частота обертання тягового електричного двигуна $n_{едмах}$, хв^{-1}	7000
ККД трансмісії η_T	0,9
Повне передаточне відношення від електродвигуна до коліс автомобіля u_0	4,13

Параметри ДВЗ під час роботи в режимі найкращої паливної економічності визначають параметри генератора струму, який обирається для гібридної силової установки. Таким чином, обирає генератор потужністю 30 кВт, який спроектований для роботи з частотою обертання 2200 хв^{-1} та має ККД $\eta_T = 0,9$.

Для визначення параметрів компонентів силової установки були проведені розрахунки впливу параметрів на середню експлуатаційну витрату палива ДВЗ, (Рис.1). При зміні одного параметра інші параметри залишалися незмінними.

Зменшення потужності акумулятора призводить до зниження вартості автомобіля, зменшення його маси і збільшення вільного простору в багажному відсіку. Проте, згідно рис.1, ця зміна спричиняє збільшення середньої експлуатаційної витрати палива з 7 л/100 км до 9 л/100 км. Важливо відзначити, що при цих розрахунках не було враховано вплив збільшення ваги акумулятора при його збільшенні ємності. Якщо цей фактор врахувати, то економічний вииграш від збільшення ємності батареї може бути менш виразним.

Одним із найефективніших методів покращення витрати пального в контексті гібридного приводу є рекуперація кінетичної енергії руху автомобіля. Використання рекуперації, призводить до зменшення споживання пального з 8,1 л/100 км до 7,1 л/100 км. Проте, цей метод передбачає значну модернізацію базової системи гальмування, що може створити проблеми.

Збільшення робочого діапазону зміни ємності акумулятора (ΔC_b) (рис.1) позитивно впливає на середню експлуатаційну витрату пального. Розрахунки свідчать, що при $\Delta C_b = 0,4$ кВт·год витрата пального максимальна. Рекомендується розглядати більш широкий діапазон ΔC_b , а саме $\Delta C_b = 0,8$ кВт·год.

Таким чином, в роботі запропоновано методику конвертації силової установки автомобіля ДВЗ на послідовний гібридний силовий привід. Визначено параметри тягового електричного двигуна. За результатами проведеного дослідження рекомендовано параметри елементів гібридної силової установки:

- частота обертання колінчастого валу ДВЗ $n = 2200$ хв⁻¹;
- потужність ДВЗ $N_e = 34$ кВт;
- питома ефективна витрата палива ДВЗ $g_e = 242$ г/(кВт·год);
- максимальна ємність АКБ $C_{bmax} = 1,3$ кВт·год;
- робочий діапазон зміни ємності АКБ $\Delta C_b = 0,8$ кВт·год.

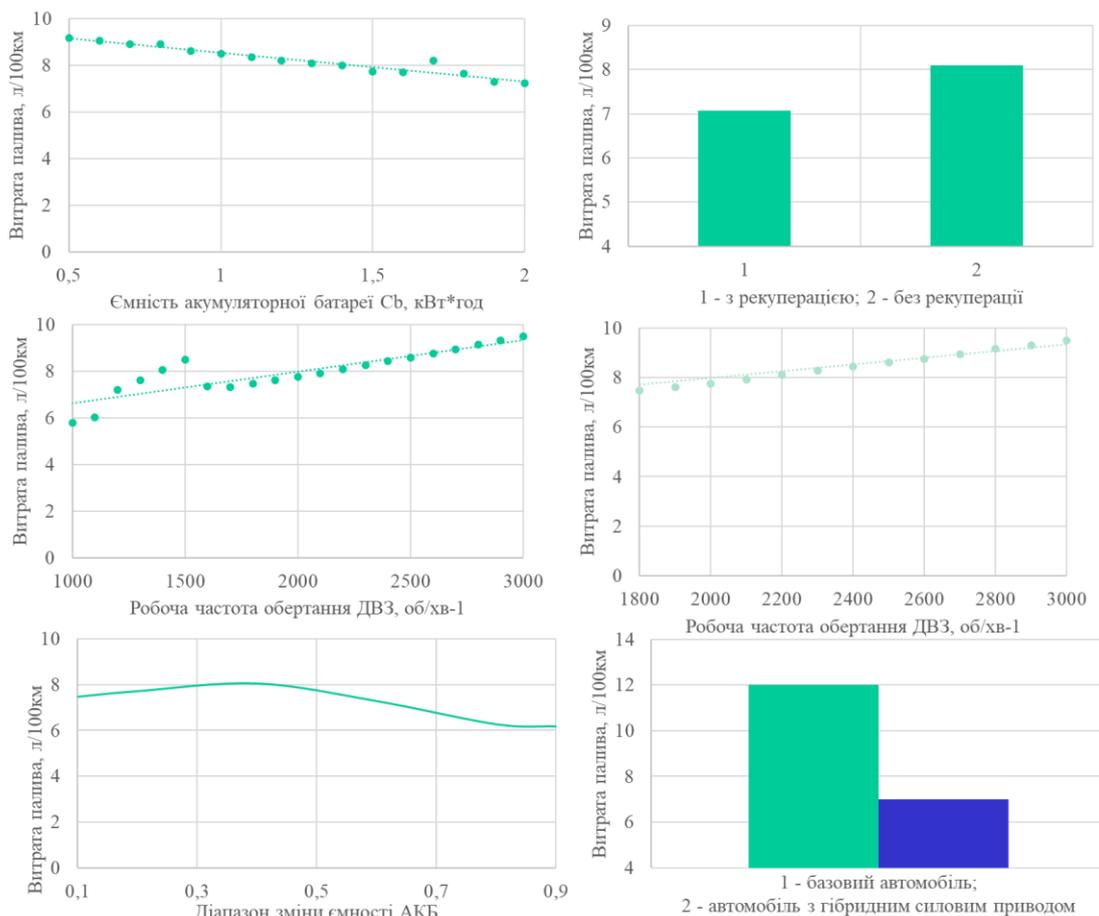


Рисунок 1 - Вплив параметрів гібридної силової установки на середньо-експлуатаційну витрату палива

Література

1. Osetrov, O., Chuchumenko, B., Polivyanchuk, A. and Korohodskyi, V. (2021) “Mathematical Modeling and Computational Study of a Passenger Car Dynamics During Acceleration”, 25th international scientific conference TRANSPORT MEANS 2021 6-8 October, 2021

2. Кравченко, С.С. Обґрунтування параметрів послідовної гібридної силової установки легкового автомобіля / О.О. Осетров, С.С. Кравченко, Б.С. Чучуменко // Двигуни внутрішнього згоряння – 2022. – № 1 . – С. 78-85.

Arsenii Buchok, Master, Pridneprovsky State Academy of Civil Engineering and Architecture, arseny.buchok.222@gmail.com

Tatyana Kolesnikova, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture, tnk1403@ukr.net

Vitalii Herasymenko, Master, Pridneprovsky State Academy of Civil Engineering and Architecture, vgerasimenko08@gmail.com

Valentyn Babych, Master, Pridneprovsky State Academy of Civil Engineering and Architecture, babich060@gmail.com

ANALYSIS OF MODELING METHODS FOR CREATING A RODLESS INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH CYLINDER DEACTIVATION

Introduction.

Today, one of the most significant stimuli for the development of the automotive industry is the tightening of safety standards, which includes the environmental safety of vehicles. Over the past 40 years, engineers and researchers at leading automakers, together with the chemists who determine fuel technologies, have achieved many significant results

The development of a fundamentally new design of an internal combustion engine, despite its novelty, relies on already known operating processes and design solutions. Therefore, it is necessary to distinguish between the issues that require in-depth study and those whose solution can be obtained on the basis of already known results and methods from related engineering and scientific branches.

Improvement of the working process requires new designs of individual components and mechanisms in the internal combustion engine. As a rule, automakers rarely depart far from the established designs and introduce fundamentally new elements in limited quantities. This makes it possible to reduce time and money spent on improvement and development of the engine design and move to mass production in a shorter period of time.

One of the design schemes that create prospects for the realization of compression ratio control or cylinder deactivation by stopping the pistons is an engine with a crank-crank mechanism (CCM) of piston motion conversion [1].

In this paper the aim was to analyze and determine those modeling methods that meet the objectives of a comprehensive study in a minimum time of the design and operational processes occurring in a new crankless engine, up to the implementation

of its control system and obtaining an assessment of the resulting effect of improvements.

Problem statement. When creating an internal combustion engine, the first important point is the working process in the engine cylinder. In principle, the scheme of the engine in the crank-crank mechanism is a conventional piston engine, which has lower mechanical losses and due to other kinematics slightly improved working process. Therefore, an in-depth study of the working process, for example, its modeling by methods of digital hydrodynamics or with the help of multizone models of turbulent combustion does not seem necessary. In addition, such methods are rather resource-intensive both in terms of computing power and modeling time.

Basic material. The exception may be cases when on the basis of design development a result has been achieved that makes it possible to realize a fundamentally new variant of the operating process. This is possible in the implementation of the engine with a variable compression ratio to realize ignition from the compression of a homogeneous gasoline mixture. Such ignition was observed during experimental studies in the two-stroke version of the crankless engine with variable compression ratio. A deeper study of the combustion process with compression ignition has been most actively studied during the last 20-25 years [2; 3]. But the realization of such methods of mixture ignition is usually considered on the basis of already worked out design solutions. Its modeling in an engine of fundamentally new design seems inexpedient.

However, one important aspect of the development of modern complex technical systems is the availability of such computer models that will allow the control system of an unconventional engine to be developed in the shortest possible time. This requires high-level dynamic models that have an acceptable simulation speed. High level models cannot always fully meet the research objectives. For example, engine models used for modeling in the design of vehicle control systems produce only the external performance of the internal combustion engine, such as effective power, effective torque, and fuel consumption. In the case of cylinder deactivation, the model must be based on the performance of a single cylinder, and in the considered variant of the study of working processes in the mechanisms of the engine with the CCM it is necessary to know the pressure in the cylinder, inertia forces, etc. Thus, descending to modeling at a lower level, for research and design purposes it is reasonable to stop at the description of working processes in the cylinder by a system of differential equations continuous in time [4]. Such a classical variant can be a compromise, allows to implement simulation modeling and meets the above requirements.

The second point to be emphasized is the study of working processes in a technical system, which is the engine. Obviously, when considering new designs, it is important to understand the interaction of individual elements, the forces that arise, and the time frames of interaction processes. For example, when the cylinder is disconnected by stopping the piston there will be a break in the kinematic connection in the CCM and it is important to know the time during which the transient process of stopping the piston or its connection will take place.

Modern mathematical methods and software products allow to perform geometric modeling of parts and units of the mechanism and to calculate by finite element methods the stresses and deformations occurring in the unit. But modeling of kinematic linkage breaking in available products is problematic. In addition, combining different systems within a single model is also often impossible. The finite element method is a low-level method. It is very specialized and resource-intensive. Of course, it can be used for topological optimization of a part or for strength analysis. But for strength analysis, it is necessary to obtain information on the effects of forces beforehand. For the study of the system as a whole, it is not reasonable to consider this method. In this case, it is better to use solid modeling systems. In this case, the amount of computational work is reduced due to the simplification of models.

Based on the set objectives, in particular, the assessment of the resulting effect and the creation of conditions for the development of the management system, the model should be comprehensive and simulation. Such models can be created in the Matlab Simulink environment. An important feature of this software is the integration of a large number of mathematical methods for solving general and specialized engineering and scientific problems.

The application of such products allows modeling at different levels the working processes in all systems of interest. Thus, simulation models of a 4-cylinder engine with a crank-coupling mechanism, the drive of the cylinder shutoff mechanism, the interaction of parts in the lock of the shutoff mechanism, etc. were obtained. Such models already at the preliminary stage of research allowed to evaluate a number of important points in the operation of mechanisms and systems.

An important aspect of modeling is the assessment of model adequacy. The more complex the model is, the more difficult it is to obtain universal dependencies working in all conditions.

It is necessary to pay attention to the fact that in order to obtain an adequate model, identification should be carried out on data reflecting different modes of operation of the modeling object. In addition, the part of data not involved in identification should be used for model verification. Thus, identification and optimization methods are an integral part of the methodology of engine development of a promising design.

It is necessary to dwell separately on the application of artificial intelligence. Artificial neural networks themselves are one of the types of models that require the application of identification methods. Here it does not make sense to single out any separate methods related to training or types of networks. Different artificial neural networks can be used in different tasks, from feedforward networks to deep RNN or convolutional networks, and different methods underlying the algorithms are used in training: back propagation of error, reinforcement learning and others. The important thing is that artificial neural networks in principle, solving their typical problems of regression and classification, can be applied to increase the speed of computation in modeling and debugging of high-level models in the process of preparation and development of the control system as surrogate models of engine systems.

The list of methods listed above is naturally not exhaustive and represents, in our opinion, the basis that allows us to achieve an acceptable result quite quickly in the development of a new design engine with cylinder deactivation: to create simulation models for research and debugging of individual assemblies and mechanisms and combine them into a common engine model to evaluate the effectiveness of the development and creation of the engine control system.

Conclusion

The conducted analysis allowed us to identify the main methods promising for modeling of the developed engine of a new design with cylinder deactivation: for obtaining simulation models, research and debugging of individual assemblies and mechanisms, obtaining a top-level model of the engine to assess the effectiveness of development and creation of a control system.

Literature

1. Mishchenko N.I., Khimchenko A.V., Yurchenko Yu.V., Suprun V.L. Kolesnikova T.N. 8-Ye Lukaninskiye chteniya. Problemy i perspektivy razvitiya avtotransportnogo kompleksa, Moscow, MADI, 2019, pp. 410–422.
2. Duan X., Lai M.-Ch., Jansons M., Guo G., Liu J. Toplivo, 2021. vol. 285. P. 119142.
3. Bendu H., Murugan S. Obzory vozobnovlyayemoy i ustoychivoy energetiki, 2014, vol. 38, pp. 732-746.
4. Jung, L. Modeling of dynamical systems. - Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall PTR, 1994. - ISBN 0135970970

Oleksandr Kakun, Master, Pridneprovsky State Academy of Civil Engineering and Architecture, aleksandr060501@gmail.com

Tatyana Kolesnikova, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture, tnk1403@ukr.net

Artem Didyk, Master, Pridneprovsky State Academy of Civil Engineering and Architecture, Artem.yotube2000@gmail.com

Danylo Podolskiy, Master, Pridneprovsky State Academy of Civil Engineering and Architecture, daniil.podolskiy.00@gmail.com

Mikhailo Kobilyatsky, Master, Pridneprovsky State Academy of Civil Engineering and Architecture, gamegorobec@gmail.com

Sergei Zavgorodnii, Master, Pridneprovsky State Academy of Civil Engineering and Architecture, sergeu32@icloud.com

Yehor Yemets, Master, Pridneprovsky State Academy of Civil Engineering and Architecture, Egoremec345@gmail.com

THEORETICAL STUDIES OF TWO-STROKE ENGINE WITH ADJUSTABLE COMPRESSION RATIO

Introduction. Environmental issues and economic aspects of internal combustion engines have a great influence on the development of their design. Competition with other energy sources is also accelerating development. However, the closest competitor, electric engines, must be tied to the electric grid or have a reliable low-cost battery as part of the vehicle. The problem is still far from solved. But work in this direction is a stimulus for development, particularly of promising internal combustion engine designs. Two-stroke engines with spark ignition compared to four-stroke engines have high liter power and good mass-size indicators, have almost an order of magnitude less NO_x emission, are cheaper to manufacture and maintain. However, these engines are characterized by increased fuel consumption and significant emissions of CO and especially CH, which is associated with the peculiarities of gas exchange and imperfect combustion process, especially at idle and low loads, when the filling of the cylinder with fresh charge decreases, and the amount of residual gases increases. It is possible to improve economic and at the same time toxic indicators of a two-stroke gasoline engine by improving the combustion process in partial modes by adjusting the compression **ratio**.

Problem Statement. The task of theoretical study of a two-stroke engine with crank-chamber blowdown is to reveal the influence of compression ratio control ϵ_x on the indicator and effective engine performance at its operation in partial modes.

To solve this problem it is necessary to develop a method of calculation of the engine, allowing to determine the parameters of the working cycle, taking into account the mode of operation of the internal combustion engine and the compression ratio in the cylinder.

Basic material. Existing methods with a certain reliability allow to carry out the calculation of the engine working process, but for this purpose the initial data of such calculation should be correctly determined [1; 2]. In a two-stroke engine with crank-

chamber blowdown such initial data can be the excess blowdown air ratio ϕ_0 and the blowdown pressure p_k . The value of these values can be determined from the design of the blowdown compressor. The influence of εx on the variation of ϕ_0 and p_k must be taken into account.

These methods of calculation of the blowdown compressor do not allow to study the regularities of influence of various design factors on its parameters (performance, power consumption, etc.) and to study the features of the engine operating process depending on the parameters of the blowdown compressor, so they can not be sufficiently used in the design and development work.

Thus, for the possibility of research and fulfillment of appropriate design calculations of two-stroke engine with variable compression ratio it is necessary to develop a methodology for calculating the purge compressor and obtained equations that allow to carry out qualitative and quantitative assessment of the influence of various factors on the indicators of the working process of the engine.

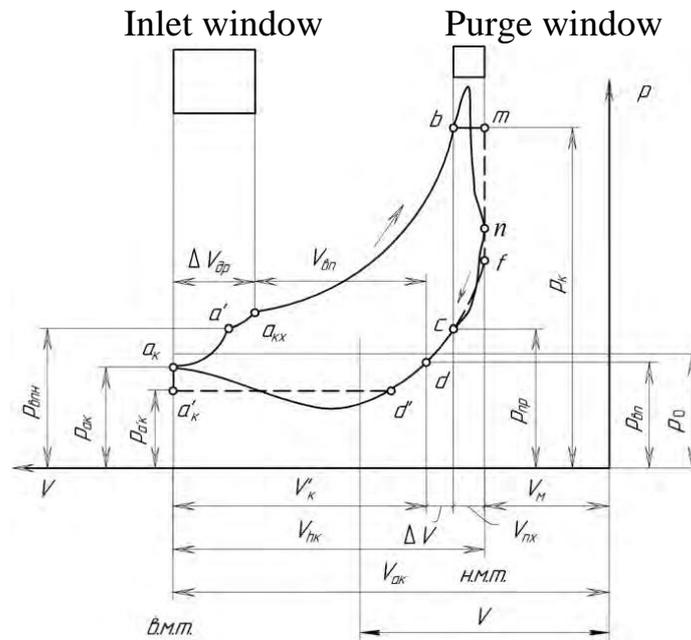
The calculation of the blowdown compressor of a two-stroke engine with a variable compression ratio required a separate very labor-intensive calculation and experimental study of the parameters of the gas exchange system. In our case, we proceeded from the experimental data of existing two-stroke internal combustion engines.

The main parameters characterizing the working process of the purge compressor are its capacity, indicator work and average indicator pressure.

To determine these parameters, we replaced the indicator diagram of the real blowdown compressor with the diagram of the so-called design cycle, observing the condition of equality of the areas of these diagrams.

In the calculated indicator diagram shown in Fig. 1 with dashed lines, the inlet process (solid line $dd'ak$) is replaced by two lines - the expansion polytropy dd' with the exponent $n2k$ and the dashed line $d'a'k$ of constant mean inlet pressure $pa'k$.

The crank chamber recharging process at the aka' section is caused by the pressure difference pvp in the inlet pipe and in the crank chamber p ($p < pvp$). At the end of the recharging process, the mixture ejection process takes place. This process begins when the pressure $p = pvpn$ reaches equality (point a') and ends when the inlet window closes (point akx). The mixture pressure in the crank chamber during the ejection process (point $a'akx$) due to hydraulic losses in the inlet window is higher than in the inlet pipe and is variable. The variable nature of hydraulic losses during back ejection is explained by the fact that during this period the piston velocity and the cross-sectional area of the window change.



- - - calculated; --- actual
 Figure 1 - Indicator diagram of the blowdown compressor

The gas exchange process considered above can have three special cases depending on the choice of gas distribution phases. In the case of optimum timing, the inlet window closes at the moment of pressure equality $p = p_{vpn}$ (point akx coincides with point a') and the filling of the crank chamber with fresh charge reaches its maximum value. If the window height is less than the optimum height (point akx lies on the curve aka'), the crank chamber is undercharged because $p_{aqx} < p_{vn}$. If the height of the inlet window is greater than the optimum value as shown in Fig. 3.1, the mixture will be pushed out of the crank chamber into the inlet pipe at the section $a'akx$.

The compression $a'b$ and reverse expansion cd in the calculated indicator diagram are assumed to be exactly the same as in the actual indicator diagram of the blowdown compressor.

Purge compressor capacity. Since in the described engine the piston acts as both a normal piston and a blowdown compressor piston, it is more convenient to use not the second capacity of the blowdown compressor, which is usually used in compressor technology, but its cycle capacity, i.e. per one revolution of the crankshaft.

$$V_k = \phi_0 V_{hk} \quad (1)$$

where V_k - is the volume of mixture delivered by the purge compressor to the cylinder per cycle (or one crankshaft revolution); V_{hk} - is the total volume described by the piston per stroke (purge compressor displacement); ϕ_0 - purge air excess ratio (or crank chamber fill factor).

For the crank chamber, the described volume

$$V_{hk} = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (2)$$

where D - is the cylinder diameter of the blowdown compressor; S - is the total stroke of the piston.

Indicator work. Let us determine the indicator work of the purge compressor L_{iq} for one crankshaft revolution.

$$L_{d'ak} = V_{hk} p_{ak} \left[1 + a_M - (a_M + a_{\Pi x}) \left(\frac{p_{np}}{p_{ak}} \right)^{\frac{1}{n_{2k}}} \right] \quad (3)$$

Average indicator pressure

$$p_{ik} = \varphi_{ik} \left[\frac{\int_{V_{ak}}^{V_{akx}} p dV}{V_{hk}} + p_{ak} \left\{ \lambda_{доз} \frac{1 + a_M - a_{БП} + a_{\Pi x} - a_{\Pi}}{n_{1k} - 1} \right\} X \right. \\ \left. \times \left[1 - \left(\varepsilon_{Kx} - \frac{a_{БП}}{a_M + a_{\Pi x}} \right)^{n_{1k} - 1} \right] - \right. \\ \left. - \lambda_{доз} a_{\Pi x} \left(\varepsilon_{Kx} - \frac{a_{БП}}{a_M + a_{\Pi x}} \right)^{n_{1k}} + \right. \\ \left. + \frac{a_M + a_{\Pi x}}{n_{2k} - 1} \left[\delta \left(1 + \frac{a_{\Pi x}}{a_M} \right)^{n_{2k} - 1} - \delta^{\frac{1}{n_{2k}}} \right] + \right. \\ \left. + \left[1 + a_M - (a_M + a_{\Pi x}) \delta^{\frac{1}{n_{2k}}} \right] \right] \quad (4)$$

Indicator power

$$N_{ik} = \frac{p_{ik} V_{hk}}{30\tau} \quad (5)$$

Conclusion. The obtained analytical dependences allow to estimate the influence of compression ratio control on power and economic indicators of the engine in conditions of variable modes, and also can be used for practical calculations of internal combustion engines.

Literature

1. Internal combustion engines. Theory: textbook / V.G. Dyachenko; Edited by A.P. Marchenko - Kharkiv: NTU "KhPI", 2008. - 488 p.
2. Internal combustion engines: A series of textbooks. T. 4. Fundamentals of CAD of internal combustion engines. / Edited by Prof. A.P. Marchenko, Honored Worker of Science of Ukraine Prof. A.F. Shekhovtsov - Kharkiv: Publishing center of NTU "KhPI", 2004.

Roman Varbanets – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department “Ship Power Plants and Technical Operation”, Odessa National Maritime University, Odesa, Ukraine, e-mail: roman.varbanets@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-6730-0380>

Dmytro Minchev – Doctor of Technical Sciences, Department “Ship Power Plants and Technical Operation”, Odessa National Maritime University, Odesa, Ukraine, e-mail: misaidima@gmail.com , <http://orcid.org/0000-0002-5960-3063>

Iryna Savelieva – Doctor of Economic Sciences, Professor, Department “Commerce in transport processes”, Odessa National Maritime University, Odesa, Ukraine, e-mail: savirina@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-6492-2130>

Andriy Rodionov – PhD student of the Department "Ship Power Plants and Technical Operation", Odessa National Maritime University, Odesa, Ukraine, e-mail: andrei.a.rodionov@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0009-0038-4810>

Tetiana Mazur- PhD student, senior lecturer, “Department of ship power plants and systems”, Danube Institute of the National University "Odessa Maritime Academy", Izmail, Ukraine, e-mail: mazur@dinuoma.com.ua, <https://orcid.org/0009-0008-7816-145X>

Sviatoslav Psariuk – Superintendent of the Shipping Company “TRANSSHIP LTD”, Odesa, Ukraine, e-mail: s.psar1224@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-9075-7546>

Vyacheslav Bondarenko – PhD student of the Department "Ship Power Plants and Technical Operation", Odessa National Maritime University, Odesa, Ukraine, e-mail: reversdialogov@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-1956-0588>

Vladyslav Kyrnats – Candidate of Technical Sciences, Department “Ship Power Plants and Technical Operation”, Odessa National Maritime University, Odesa, Ukraine, e-mail: kirnacsvlad@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8308-7994>

IMPROVING DIAGNOSTIC METHODS FOR SHIP DIESEL ENGINES TO MEET INTERNATIONAL MARITIME ORGANIZATION (IMO) CARBON REDUCTION REQUIREMENTS

Introduction

The International Maritime Organization (IMO) has adopted a series of measures and strategies aimed at reducing greenhouse gas emissions and decarbonizing the maritime industry. The essence of the latest IMO requirements for decarbonizing marine engines is to reduce emissions of carbon dioxide (CO₂) and other greenhouse gases.

In April 2018, the IMO adopted an initial strategy [1] to reduce greenhouse gas emissions from ships, which includes the following main objectives:

- reducing the amount of CO₂ emissions by at least 40% by 2030 and striving for 70% by 2050 compared to 2008 levels;

- reducing the total volume of greenhouse gas emissions from international shipping by at least 50% by 2050 compared to 2008 levels;
- aiming full decarbonization of maritime transport in this century [2].

To achieve these goals, the IMO proposes the use of various technological and operational measures, such as improving the energy efficiency of engines, using alternative energy sources such as liquefied natural gas (LNG) or hydrogen, and encouraging innovation in new technologies that enhance the efficiency of marine engines [1, 2].

Performance analysis and diagnostics of marine engines are essential for improving operational efficiency and decarbonization of marine engines. During performance analysis, key parameters such as MIP, IPower, Pmax, Pcomp, etc., are determined, analyzed, compared with sea trial data, and adjusted according to the chosen operational strategy.

Various diagnostic systems from different manufacturers are used for conducting performance analysis, such as Premet® XL by LEHMANN & MICHELS GmbH, Doctor Analysis by Icon Research Ltd., EPM-XPplus by IMES GmbH, MarPrime by Maridis GmbH, and D4.0H by Depas Lab. (ONMU) [3]. However, it should be noted that even the most advanced systems only determine a small portion of the parameters required for accurate and quality diagnosis of the critical components of the engine.

To expand the volume of analyzed information, a digital twin of the engine, such as Blitz-PRO [4], can be used. The digital twin is an advanced online model that is precisely tuned to the engine using data obtained from diagnostic systems. The digital twin allows for analyzing a wide range of parameters, thus enabling qualitative and reliable diagnosis of the technical condition of the engine components and monitoring emissions in accordance with the current requirements of the International Maritime Organization (IMO) [1, 2].

The safe operation of a vessel and its compliance with the latest International Maritime Organization (IMO) standards for decarbonization depend on the continuous and reliable operation of main and auxiliary engines. Such conditions can be ensured through periodic performance analysis and diagnostics of the engine's key components responsible for the quality of the working process. Performance analysis allows for optimizing the operation of cylinders, evenly distributing the load between them, and timely identifying dangerous trends in the engine's technical condition. Parameter analysis also helps reduce the overall vibration levels of the engines, achieve fuel consumption close to the rated values, and improve the overall energy efficiency of the vessel in accordance with IMO requirements.

Some defects can be identified through the analysis of indicator diagrams $P(\text{°CA})$ and the main parameters of the working process calculated from them, such as Pmax, Pcomp, MIP, ignition angles, and fuel ignition delay periods. Examples of such defects can include deviations in MIP, Pmax, or end compression pressure, as well as increased ignition delay periods, and others.

The analysis of one of the most typical defects in cylinder operation - reduction in end compression pressure (Pcomp) - is associated with ambiguities. The reduction in Pcomp can be caused by several diverse reasons, such as wear of cylinder liners,

wear, breakage, and/or sticking of piston rings, valve leakage, or malfunctioning valves timing. All these causes will result in the same consequence - a decrease in the parameter P_{comp} , followed by P_{max} and MIP [3]. Thus, the true cause of the defect may remain uncertain.

Similarly, to the defect of decreased P_{comp} , some other defects that manifest on the $P(^{\circ}CA)$ diagrams can be caused by various reasons. A typical example is malfunctions in the high-pressure fuel equipment operation. These defects often occur during continuous engine operation. For example, late combustion process, which is determined by the phases of fuel ignition points on the $P(^{\circ}CA)$ diagram, can be a result of late fuel injection and/or wear of precision components in the high-pressure fuel equipment, leading to a decrease in fuel pressure before the injectors at the moment of injection. Therefore, determining operational defects based solely on the analysis of $P(^{\circ}CA)$ diagrams may not be accurate.

Measurements and analysis of diagrams in the high-pressure fuel system before the injectors could provide comprehensive diagnostic information. However, such measurements do not comply with the strategy of non-destructive testing and cannot be carried out on marine engines in operational conditions due to the risk of fuel leaks when installing high-pressure sensors. Such measurements using non-standard devices are prohibited by most marine certification societies [5, 6].

An alternative to direct measurements is the use of vibration sensors on a magnetic platform. Such sensors can be quickly installed in a chosen location, reducing the overall measurement time and allowing for quasi-stationary engine operation conditions. Vibration diagrams and $P(^{\circ}CA)$ diagrams should be recorded in parallel and analyzed together. The proposed method is suitable for analyzing defects in the high-pressure fuel equipment and the gas distribution mechanism. The use of magnetic vibration sensors fully complies with the modern strategy of non-destructive testing of marine engines.

The $P(^{\circ}CA)$ diagrams and vibration diagrams, initially recorded as functions of time, are transformed into functions of crankshaft angle using an analytical algorithm for determining TDC: $P(t, ms) \rightarrow P(^{\circ}CA)$ [3, 6].

Conclusion

The analysis of emissions concentrations of CO_2 , NO , and soot during advanced marine diesel engine diagnostics using the D4.0HT system and Blitz-PRO online service showed that earlier fuel injection timing resulted in decreased CO_2 specific emissions and soot, but increased concentration of nitrogen oxides (NO). These findings suggest that careful consideration of fuel injection timing can influence emissions performance in accordance with current IMO requirements. Numerical analysis of these values can aid in the selection of an appropriate operational strategy that takes into account current IMO requirements, engine power, and fuel consumption rate, thereby optimizing engine performance and emissions control.

References

1. *IMO Strategy on reduction of GHG emissions from ships, International Maritime Organization [Electronic resource].—Access mode:*

<https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/IMO-Strategy-on-reduction-of-GHG-emissions-from-ships.aspx>
.- 04.07.2023.

2. ANNEX 11. Resolution MEPC.304(72) Initial IMO strategy on reduction of GHG emissions from ships, International Maritime Organization, URL: [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.304\(72\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.304(72).pdf) (date of access: 04.07.2023).

3. Minchev D. Marine Diesel Engines Operating Cycle Simulation for Diagnostics Issues / D. Minchev, R. Varbanets, N. Aleksandrovska, L. Pisintsaly // *Acta Polytechnica*.-2021.-vol. 3, №61.- P. 428–440. doi:10.14311/AP.2021.61.0435.

4. Minchev, D. Blitz-PRO User's manual [Electronic resource] / D. Minchev. – Access mode: <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin> – 04.07.2023.

5. Yeryganov O. Features of the fastest pressure growth point during compression stroke/ O.Yeryganov, R. Varbanets // *Diagnostyka*.- 2018.-vol. 19, №2.- P. 71-76. doi:10.29354/diag/89729.

6. Neumann S. Vibrodiagnostics of marine diesel engines in IMES GmbH systems/ S. Neumann, R. Varbanets, D. Minchev, V. Malchevsky, V. Zalozh // *Ships and Offshore Structures*.-2022.-P.1-12. doi: 10.1080/17445302.2022.2128558.

Skonieczna Daria, University of Warmia and Mazury in Olsztyn, Faculty of Technical Sciences, Department of Vehicle and Machine Design and Operation, 10-957 Olsztyn, Poland

Vrublevskiy Oleksandr, prof. University of Warmia and Mazury in Olsztyn, Faculty of Technical Sciences, Department of Vehicle and Machine Design and Operation, 10-957 Olsztyn, Poland, aleksander.wroblewski@uwm.edu.pl

Wesołowski Paweł, University of Warmia and Mazury in Olsztyn, Faculty of Technical Sciences, Department Electrotechnology, Power Industry and Automation, 10-957 Olsztyn, Poland

CORRELATION ANALYSIS OF PHYSICOCHEMICAL, RHEOLOGICAL AND TRIBOLOGICAL PROPERTIES OF USED LUBRICANTS

Literature introduction

Nowadays, with the development of technology, the importance of protecting machines from undesired effects is increasing. One such factor is friction, which results in tribological wear. Particularly exposed to this effect are kinematic pairs, between which there is a precise fit. It goes without saying, therefore, that a car engine, for example, must be provided with adequate lubrication to prevent it from wearing out too quickly. Various types of engine oils are used to protect the engine unit. Each is characterised by slightly different properties, so that the user can match the lubricant to the engine requirements as closely as possible.

The basic parameter determining the properties of lubricants is viscosity. The value of this parameter varies during the service process. Factors such as oxidation,

which increases viscosity, or dilution of the lubricant with fuel or refrigerant, which results in a decrease in viscosity, contribute to this [1]. Manufacturers of engine oils have adapted the classification of lubricants according to SAE, however, as research has shown, despite the same designation, they show different viscosity characteristics in a range not covered by catalogue data [2].

Another parameter that varies during the life of the engine oil is the amount of water it contains. It depends on the driving style - whether it is urban, mixed or the vehicle is used on long-distance journeys. Starting the engine at low temperatures and driving short distances contributes to an increase in water content, as the drive unit is not warmed up sufficiently to evaporate this water [3]. Due to the different nature of the molecular structure of water and lubricant, this results in an emulsion that exhibits poorer protective properties. The presence of water in the powertrain carries additional risks, i.e. the formation of corrosion [4].

Another parameter describing the properties of lubricants is density. It is sensitive to the content of wear products in the lubricant, which gives a basis for drawing conclusions about the effect of the condition of the engine unit on the lubricant. An approach to considering engine oils with respect to viscosity, water content and density was demonstrated in their work by Landowski and Baran [5].

In terms of analysing the properties of lubricants, researchers are also interested in referring to laboratory tests using a four-ball apparatus. As the literature review shows, despite the same viscosity class designation, lubricants distributed by different manufacturers show different lubricating properties [6]. Therefore, supplementing physicochemical and rheological tests performed on a group of collected engine oils with tribological tests is justified.

Comprehensive tests with engine oils are conducted to obtain data for developing an assessment of the condition of the lubricant that has been subjected to the operating process. The paper consists of several sections including a literature review, a description of the research methods used together with the results obtained and the conclusions drawn from the research.

Research methodology

The test subjects were samples of engine oils in service. Each sample was described by its viscosity class and the name of the manufacturer by which it was produced. Additional information assigned to the individual samples was: oil mileage [km], type of fuel used to power the engine, engine displacement [dm³], engine nominal power [kW], car mileage at oil drain [km]. Based on the collected data, each sample was assigned a dependent sample belonging to the control group containing fresh oils.

Laboratory tests were carried out using common test methods described in the standards. Viscosity was determined using a Mini AV-X apparatus. The measurement temperature was 40°C (EN ISO 3104:1996) and 75°C (reference temperature for tribological tests). For the measurement of water content, samples with a volume of 1cm³ were fed into the Cou-Lo Aquamax KF apparatus (EN ISO 12937:2000). The density of the samples was determined at 15°C (EN ISO 3675:1998) and 75°C

(reference temperature relative to tribological tests) using an areometer with a range of 0.8-1.0 g-ml-1.

The tests using the four-ball apparatus were based on EN ISO 20623:2018. A single test run was 3600s at a rotational spindle speed of 1200rpm, and a force of 392N was applied to the kinematic node. The initial temperature of the lubricant was 75°C. After three test runs for each sample, microscopic inspection of the balls comprising the kinematic node was carried out.

Results

The data obtained as a result of the research was placed in a table, which was implemented in Statistica™. Then, using the correlation matrix, correlation graphs were plotted for each variable.

The result of the analysis found a correlation of $r=0.7898$ and $r=0.7964$ for the density determination at 15°C and 75°C and the fresh/used oil determination, respectively. The correlation plot showed a decreasing characteristic, indicating that fresh oils have a lower density compared to the density of used oils.

Another correlation with a value of $r=0.8306$ indicates a relationship between the fresh/used oil designation and the wear diameter measured on the balls comprising the kinematic node. The characteristics of the correlation plot are also decreasing, indicating that the wear marks of fresh oil are smaller than those of used oil.

As the analysis shows, the size of the wear marks was also influenced by the density values read for the individual samples at 15°C and 75°C. The correlation values r were $r=0.83914$ and $r=0.84598$, respectively. Both correlation plots have an increasing characteristic, which indicates that as the density of the lubricant tested increases, the diameter of the wear marks measured on the balls of the kinematic joint also increases.

For the other parameter combinations of the lubricants tested, no significant correlation was found between them.

Conclusions

The tests and analyses carried out made it possible to determine the correlation between the properties of the lubricants tested. Despite the expected correlation between viscosity values and tribological tests, it was not observed in the selected test group. A similar result was obtained for water content. The only correlation between physico-chemical and tribological tests was observed in the density - wear diameter comparison.

Another conclusion of the study is that fresh oils protect the kinematic node better than oils already in service. This underlines the importance of timely lubricant replacement in power units.

Literature

1. Landowski B, Baran M. Analysis of changes in the value of selected lubricant characteristics during use. 18th Int Conf Diagnostics of Machines and Vehicles, Bydgoszcz, Poland. 2019.
2. Ryniewicz A, Bojko Ł, Madej T. Estimation of viscosity engine oils using rotational rheometer. SJSUTST. 2014;83:225-234.
3. Jakóbiec J, Budzik G. Agents influencing degree of engine oil during exploitation. Arch Automot Eng. 2007. 3:209-216.
4. Fatima N, Minami I, Holmgren A, Marklun P, Berglund K, Larsson R. Influence of water on the tribological properties of zinc dialkyl-dithiophosphate and over-based calcium sulphonate additives in wet clutch contacts. Tribol Int. 2015;87:113-120.
5. Landowski B, Baran M. Analysys of selected results of engine oil tests. 18th Int Conf Diagnostics of Machines and Vehicles, Bydgoszcz, Poland. 2019.
6. Farhanah AN, Bahak MZ. Engine oil wear resistance. J Tribol. 2014; <https://jurnaltribologi.mytribos.org/v4/JT-V4-10-20.pdf> - available online 15.05.2023. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.08.041>

УДК 621.6.029

Авершин Андрій Геннадійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, avershin.andrey@gmail.com

ПИТАННЯ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПОШИРЕННЯ ЗАБРУДНЕНЬ З ТОЧКИ ЗОРУ ВИКОРИСТАННЯ ГІС ТЕХНОЛОГІЙ

Забруднення повітря у міському середовищі на сьогоднішній день становить головну загрозу для мешканців великих міст. Одним із основних джерел цього забруднення є автотранспорт. Повітря над великими мегаполісами містить у декілька разів більше аерозолів і в кілька разів більше шкідливих газів порівняно з регіонами без інтенсивного автотранспорту. До 70% усіх шкідливих викидів, які спричиняють це забруднення, припадає на автомобільний транспорт.

Особливо небезпечною є та обставина, що джерела викидів знаходяться на рівні очей людей, оскільки автомобілі їздять по дорогах, розташованих на рівні мешканців міста. Велика концентрація автотранспорту в Збеспосередній близькості від житлових будинків, освітніх закладів та лікарень створює основну проблему для поширення забруднень від автотранспорту.

Ця проблема вимагає негайного уваги та прийняття дієвих заходів для зменшення викидів та поліпшення якості повітря в містах, що є ключовим завданням для покращення якості життя мешканців та збереження навколишнього середовища.

Побудова області за допомогою ГІС

На першому етапі підготовки тривимірної моделі місцевості з урахуванням рельєфу та споруд були використані данні з відкритих джерел

open street map та *google earth*. З ресурсу *google earth* були використані данні щодо тривимірної моделі місцевості, а ресурсу *open street map* були використані данні по розміщенню споруд на місцевості.

Прив'язка споруд до місцевості та експорт даних до подальшої обробки здійснювався за допомогою додатку QGIS.

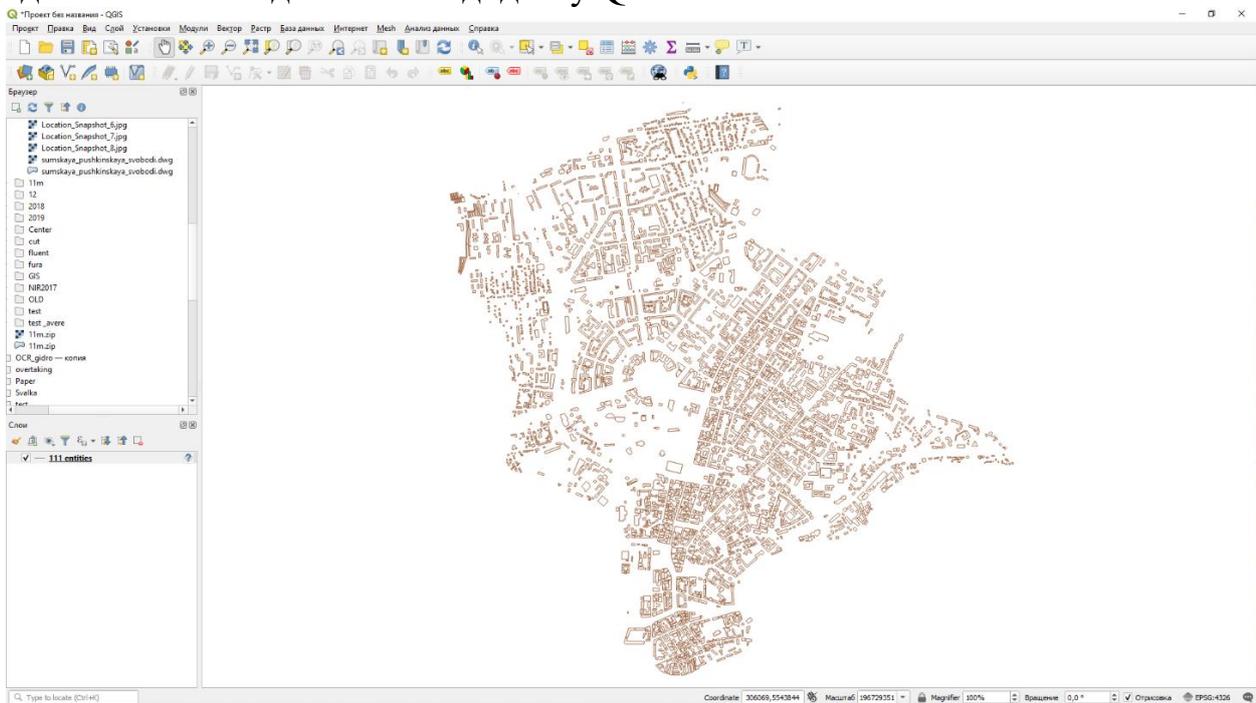


Рисунок 2.1 Модель центральної частини м Харків у додатку QGIS

На базі отриманої тривимірної моделі (рис 2.2 – 2.3) було створено сіткову модель із розмірами області $b \times b \times 0.3$ км, та об'ємом сітки у 12 млн. комірок (рис. 2.4). Мінімальний розмір комірки становив 1 м.

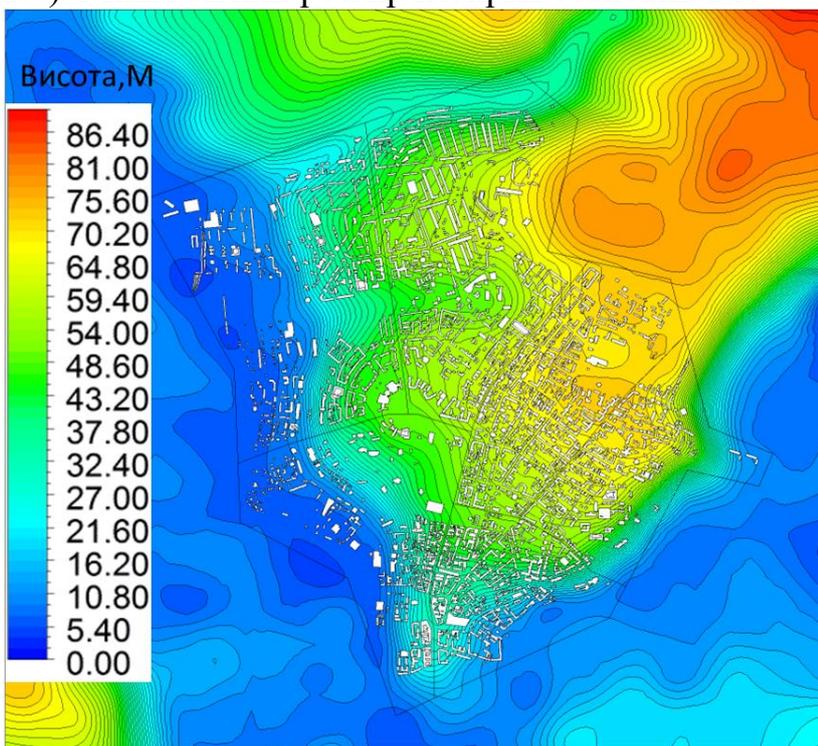


Рисунок 2.2 Висоти місцевості у виділеному центрі і навколо його



Рисунок 2.3 Поверхнева 3D модель будівель центральної частини м. Харкова

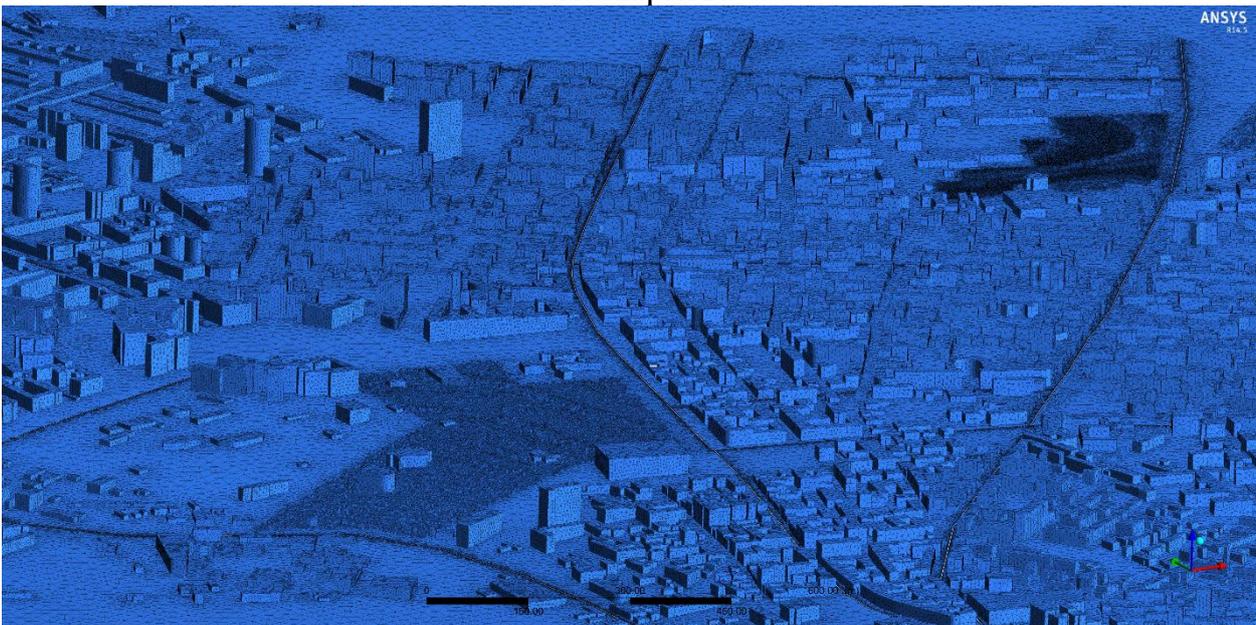


Рисунок 2.4 Сіткова модель

Подальше дослідження проведено з використанням програмного комплексу *OpenFOAM*, в якому базовий неявний алгоритм забезпечений розщепленням за методом змінних напрямків і *TVD* схемою 2/3-го порядку точності. Розрахунки виконані методом встановлення течії від загальмованого стану до розвиненого сталому в середньому течію.

Течія поза розрахункової області передбачалося повністю турбулентним, що визначалося вхідними граничними умовами.

Вхідний профіль швидкості вітру використовувався з урахуванням прикордонного шару. Уздовж осової лінії автодороги передбачався лінійний

джерело з виділенням постійної витрати домішки в часі і вздовж дороги на висоті близько 0.5 метра з температурою, що дорівнює температурі набігаючого потоку. На основі аналізу транспортного потоку задавався постійну витрату CO близько $5e-6$ кг/сек на погонний метр осевої лінії (рис. 2.5). Середня швидкість CO в момент виділення прийнята рівною 0.



Рисунок 2.5 Розташування джерел розповсюдження CO вздовж транспортних шляхів з найбільшим трафіком

Висновок

В роботі підняті питання стосовно використання вільного програмного забезпечення в ГІС технологіях.

Також показана можливість отримання даних для створення тривимірної моделі.

Створено тривимірну модель центральної частини міста на прикладі Харкова.

В подальшому створену тривимірну модель центральної частини міста можна використовувати для аналізу та прийняття рішень які стосуються екологічних питань.

Література

1. Liu, Sumei & Wuxuan, Pan & Zhang, Hao & Cheng, Xionglei & Long, Zhengwei & Chen, Qingyan. (2017). CFD simulations of wind distribution in an

urban community with a full-scale geometrical model. Building and Environment. 117. 10.1016/j.buildenv.2017.02.021.

2. Zhang, Weijie & Qi, Jing & Li, Xin. (2009). CFD Simulation for Urban Environment Planning. 1 - 4. 10.1109/ICMSS.2009.5301625.

3. Toparlar, Y. & Blocken, B. & Vos, P. & Heijst, GJF & Janssen, WD & Hooff, Twan & Montazeri, Hamid & Timmermans, HJP. (2014). CFD simulation and validation of urban microclimate: A case study for Bergpolder Zuid, Rotterdam. Building and Environment. 83. 10.1016/j.buildenv.2014.08.004.

4. Amorim, Jorge & Rodrigues, Vera & Tavares, Richard & Valente, Joana & Borrego, Carlos. (2013). CFD modelling of the aerodynamic effect of tree on urban air pollution dispersion. The Science of the total environment. 461-462C. 541-551. 10.1016/j.scitotenv.2013.05.031.

УДК 530.1

Біловол О.В., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МЕТРИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРОСТОРУ ЯК ВІДОБРАЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ

Успіхи науки привели до того, що деякі філософські категорії стали набувати фізичних рис. Уявлення про простір також еволюціонувало. Якщо визначити фізичний простір як пустоту, то напевне він не може мати ніяких властивостей. У відсутності матерії у вигляді тіл і полів, точніше, у випадку неможливості їх спостерігати, пустота не може мати структури і метрики. Погоджуючись з Махом, можна зробити висновок, що відсутність матерії призводить до зникнення простору і часу. Але виникає питання коректності з фізичної точки зору зникнення матерії.

З іншого боку, пустоту можна розглядати також як місце, яке займає тіло або яке розділяє тіла (заповнене полями). У цьому випадку простір можна наділити структурою і метрикою (геометризація простору), наприклад, ввести прямокутну систему координат на основі проникного абсолютно твердого тіла і інтервал між точками простору на основі уявлення про переміщення матеріальної точки, тобто такої, яку можна спостерігати, з одної точки простору в іншу як векторі. При цьому складання переміщень повинно підкорятися правилу паралелограму, а їх величина визначатися за теоремою Піфагора. Координатні перетворення, які залишають інтервал інваріантним, складаються з ссувів, просторових обертань і перетворення Галілея таких, що відповідають переходу до системи відліку, яка рухається відносно попередньої із сталою швидкістю (взагалі то, необмеженою).

Вище сказане наводить на думку, що інтервал є динамічною характеристикою системи, а не геометричною характеристикою простору, який вміщує систему, як зазвичай прийнято вважати. Відповідно, метричні властивості і розмірність простору є відображенням особливостей фізичної

системи, що розглядається. Такий підхід дозволяє природним шляхом перейти до багатовимірних абстрактних просторів і ввести для них метрику.

Інтервал між нескінченно близькими послідовними положеннями точки dl можна визначити на основі евклідової геометрії як відстань між ними, тобто

$$dl^2 = (dx^1)^2 + (dx^2)^2 + (dx^3)^2 = d\mathbf{r}d\mathbf{r} = d\mathbf{r}\mathbf{I}d\mathbf{r},$$

де \mathbf{I} - одинична матриця.

Положення системи n матеріальних точок в певний момент часу зручно представити у $3n$ -вимірному просторі конфігурацій. У цьому випадку радіус-вектор буде складатися з координат всіх точок системи розташованих у певному порядку. Інтервал між нескінченно близькими послідовними положеннями системи матеріальних точок повинен враховувати ознаки матеріальності або заряди, які відповідають за взаємодію між ними. В матричній формі інтервал у просторі конфігурацій можна також визначити у вигляді квадратичної форми

$$dl^2 = d\mathbf{r}\mathbf{M}d\mathbf{r},$$

де $d\mathbf{r}$ - рядок (ліворуч) або стовпчик (праворуч) з $3n$ диференціалів координат точок системи, а \mathbf{M} - діагональна матриця розміром $3n \times 3n$, складена з блоків $m_k \mathbf{I}$, де m_k - ваговий коефіцієнт k -тої матеріальної точки (ознака її матеріальності).

Слід зауважити, що введений таким чином інтервал хоча і має динамічну природу, але може розглядатися з геометричної точки зору як природна метрика простору конфігурацій, яка відображає властивості механічної системи, що розглядається.

Досвід нам підказує, що задання координат матеріальних точок системи недостатньо для задання її стану. Щоб подальший рух системи був визначений, слід також додати швидкості точок. Відповідно рух системи краще розглядати у $6n$ -вимірному просторі конфігурацій, де стан системи буде визначатися координатами і імпульсами точок.

Інтервал між найближчими станами системи матеріальних точок, враховуючи його динамічну природу, можна одержати, якщо взяти похідну за часом від попередньої квадратичної форми, тобто

$$ds^2 = d\mathbf{r}M d\mathbf{r}.$$

Для скорочення запису введемо вектор імпульсу механічної системи за формулою

$$\mathbf{p} = M\dot{\mathbf{r}}.$$

Тоді квадратична форма набуде вигляду

$$ds^2 = d\mathbf{r}d\mathbf{p}.$$

При вивченні руху механічної системи в залежності від умов задачі можна вибрати замість декартових координат інші. Будь які S величин q_1, q_2, \dots, q_s , що повністю визначають положення системи у кожен момент часу, називають узагальненими координатами, а похідні за часом $\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_s$ - її узагальненими швидкостями. Якщо розглядати узагальнені координати як декартові, то кожному положенню системи буде відповідати певна точка S -вимірного простору конфігурацій.

Перехід до узагальнених координат у випадку, коли на систему накладені голономні в'язі, відбувається за допомогою співвідношення

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}(\mathbf{q}, t).$$

Інтервал у S -вимірному просторі конфігурацій буде мати вигляд

$$dl^2 = d\mathbf{q}G d\mathbf{q},$$

де матрицю розміром S на S

$$\mathbf{G} = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}}$$

можна розглядати як метричний тензор.

Інтервал між станами системи у фазовому просторі

$$ds^2 = dqdp,$$

де узагальнений імпульс

$$\mathbf{p} = \mathbf{G}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{a},$$

а частина імпульсу пов'язана з нестационарністю в'язей

$$\mathbf{a} = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial t}.$$

Таким чином, якщо прийняти динамічну природу метрики фізичного простору, її можна узагальнити на абстрактні багатовимірні простори, якими є простір конфігурацій і фазовий простір.

Література

1. Сучасна фізика як новітня натуральна філософія/ О.В. Біловол, Харків: ФОП Панов А,М., 2019. 116 с.

УДК 62-2

Воропай Олексій Валерійович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, voropay.alexey@gmail.com

Шарапата Андрій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, phd.sharapata@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ЗАЧЕПЛЕННЯ НА ПАРАМЕТРИ ПРЯМОЗУБОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Пропонується дослідження залежності деяких геометричних параметрів зачеплення, а також контактної міцності від кута зачеплення. Кут профілю α рейки (ріжучого інструмента) стандартизовано, найчастіше його значення $\alpha=20^\circ$. Якщо зубчасті колеса виготовлені без зміщення ріжучого інструмента, кут рейки співпадає з кутом зачеплення. Зазначимо, що в сучасній англійській літературі кут α називають кутом тиску (pressure angle), бо його значення суттєво впливає на розподіл сил у зачепленні. Традиційні методи виготовлення зубчастих коліс не можуть забезпечити активне варіювання кута профілю рейки на відміну від аддитивних технологій (3D друк), де кут зачеплення можна легко

змінювати. Тому дослідження та оптимізація параметрів з урахуванням сучасних можливостей виготовлення зубчастих коліс набуває актуальності.

Будемо використовувати відомі розрахункові аналітичні залежності з теорії евольвентного беззазорного зовнішнього циліндричного зачеплення [1, 2] для аналізу параметрів.

Прийmemo наступні початкові вихідні дані: $h_a^* = 1.0$; $c^* = 0.25$; $u_{12} = 5$; $x_1 = 0$; $x_2 = 0$; $m = 3$ мм. Де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зубця; c^* – коефіцієнт радіального зазору; u_{12} – передатне відношення зубчастої передачі; x_1, x_2 – коефіцієнти зміщення рейки при нарізанні шестерні і колеса відповідно. Досліджувалась величина кута зачеплення від $\alpha_{min}=15^\circ$ до $\alpha_{max}=35^\circ$, кількість кроків у дослідженні $M = 200$.

Перш за все кут рейки впливає на мінімальне число зубців шестерні.

Розглянемо зміну z_{min} в залежності від кута профілю рейки $z_{min} = \frac{2 \cdot h_a^*}{\sin^2(\alpha)}$.

На рис. 1,а показані дві криві. Червона крива показує функціональну залежність z_{min} від кута профілю рейки. Звісно, що число зубців це ціле число, тому синя крива показує як змінюється мінімальне число зубців, якщо ввести функцію округлення до більшого цілого числа. Тому ми бачимо пилоподібну (дискретну) форму графіка. У всіх розрахунках $u_{12}=const$. Прийmemo, що z_1 буде дорівнювати z_{min} , а значить і z_2 буде залежати від кута α ($z_2 = z_1 \cdot u_{12}$).

Радіуси основного кола $r_b = r \cdot \cos(\alpha)$ також залежать від кута α , результати обчислень зображені на рис. 1,б. Суцільними кривими показано залежності радіусів основного кола, які розраховані аналітично, а хрестиками показані дискретні результати з результатами розрахунків відповідної величини в Autodesk Inventor [3] для зіставлення.

Останнє розрахункове значення було отримано при значенні кута профілю $\alpha = 35^\circ$, тому що в Autodesk Inventor [3] є певні обмеження стосовно цього кута для уникнення загострення вершин зубців. У дослідницьких цілях отримати профіль зубців з кутом $\alpha > 35^\circ$ в Autodesk Inventor неможливо.

Якщо б значення x_1 і x_2 відрізнялися від нуля, то формули для знаходження товщини зубця по будь якому колу були б значно складнішими (див. [1, 2]). Як видно з наступної формули товщина зубця по основному колу при нульовому зміщенні залежить тільки від кута профілю рейки

$$S_{b1} = r_{b1} \cdot \left(\frac{S_1}{r_1} + tg(\alpha) - \alpha \right); S_{b2} = r_{b2} \cdot \left(\frac{S_2}{r_2} + tg(\alpha) - \alpha \right) \quad (1)$$

Формули (1) не враховують явище підрізання ніжки зубця. Тому ми тут загострюємо увагу, що потрібно додатково перевіряти і контролювати це явище. У випадку підрізання зубця його реальна товщина по основній окружності буде меншою ніж у розрахунках за формулами (1). Якщо використовувати майстер Autodesk Inventor для моделювання зачеплення, то перший результат не демонструє цього явища, якщо воно виникає.

На рис. 1,в показано зміну параметрів S_{b1} і S_{b2} . Можна побачити, що для шестерні товщина зубців S_{b1} майже стала (зростає ледве помітно), а для

більшого зубчастого колеса S_{b2} зростає швидше. Така поведінка цих кривих (товщини не зменшуються) свідчить, що напруження згину не будуть збільшуватись.

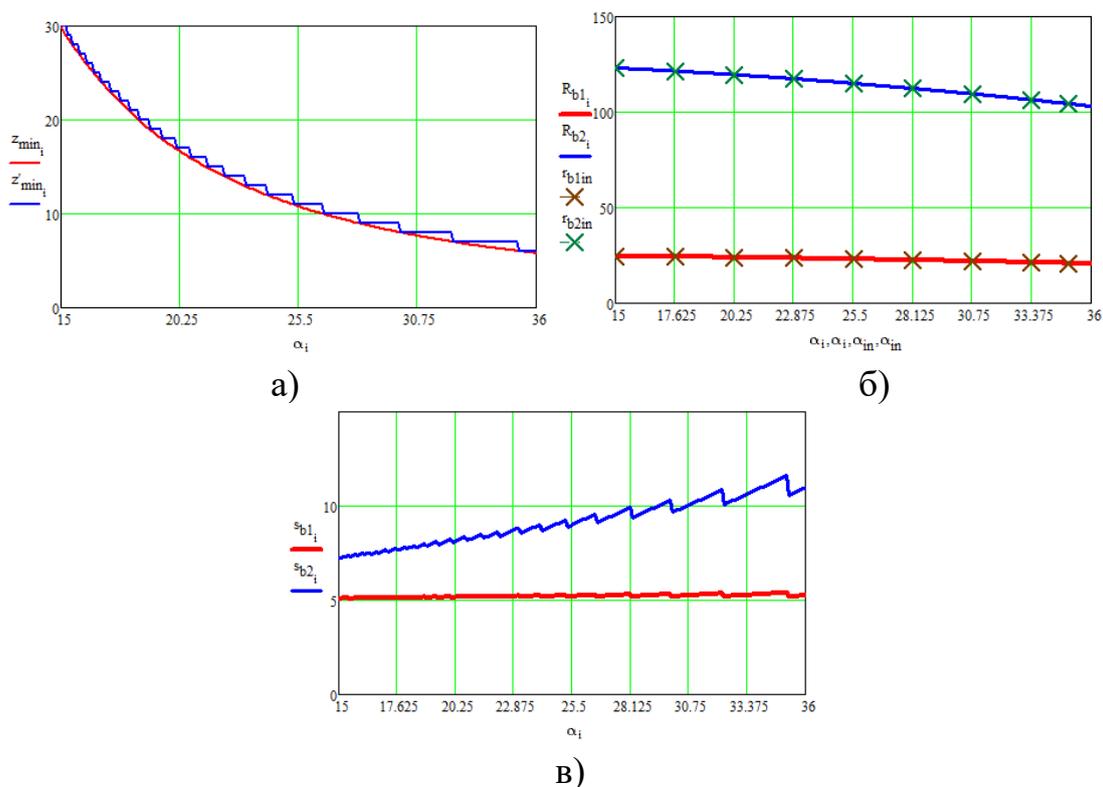


Рис. 1 – Мінімальне число зубців шестерні:

a – мінімальне число зубців z_{min} ; b – радіус основного кола;
 v – товщина зубця за основним колом.

На рис. 2,а показані контактні напруження, які були розраховані за стандартною методикою [4] при всіх незмінних параметрах за винятком параметра α .

Габарити передачі на фронтальній проекції розраховувались за наступною формулою згідно методики наведеної в [5]:

$$S = (r_1 + 20 + a + r_2) \cdot (2 \cdot r_2 + 20) \quad (2)$$

Площа перерізу передачі суттєво знижуються з ростом кута профілю α (див. рис. 2,б).

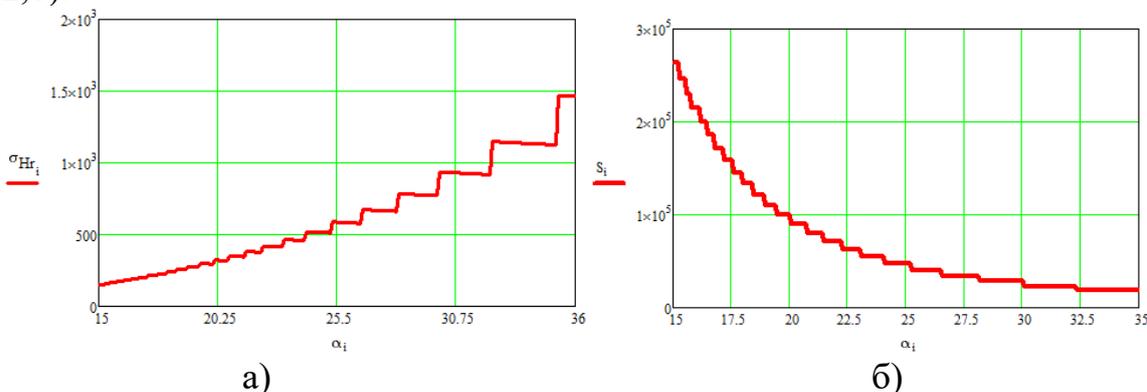


Рис. 2 – Контактне напруження і габарити передачі
 a – контактне напруження; $б$ – габарити передачі ($z_1 = z_{min}$)

Висновки

1) З рис. 2,а видно, що при кутах α більше 28° напруження сильно зростають (величина сходитки зростає і згодом стає значно більшою), а габарити зменшуються вже незначно. Тому дослідження підтвердили відомий факт, що найбільш раціональний діапазон кутів зачеплення 20° – 28° , (до 20° може виникати підрізання та інші шкідливі явища).

2) Значення кута зачеплення α в діапазоні 20° – 25° (навіть до 28°) можна досягти використанням стандартного зубонарізного інструмента (з $\alpha=20^\circ$) та максимально допустимого зсуву $x_1=x_{\max}$.

Література

1. J. J. Uicker Jr., Gordon R. Pennock, і J. E. Shigley, Theory of Machines and Mechanisms. New York, Oxford, Oxford University Press, 2017.
2. Гречко, Л. П. Розширений конспект лекцій з теорії механізмів і машин / Л. П. Гречко, В. А. Перегон. Харків: ХНАДУ, 2023. 440 с.
3. Autodesk 3D Design, Engineering & Construction Software [Online]. Available: <https://www.autodesk.com>.
4. Курмаз Л. В. (2010) Основи конструювання деталей машин. Kurmaz L. V. (2010) Osnovy konstruyuvannya detaley mashyn [Fundamentals of designing machine parts]
5. Момот Д. І., Шарапата А. С. Передачі зачепленням. Розрахунок на міцність. Харків, ХНАДУ, 2007, 183 с.

Гогоренко Олексій Анатолійович, к.т.н., доцент, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, oleksii.gogorenko@nuos.edu.ua
Немченко Андрій Володимирович, аспірант, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, nemchenkoandrey89@gmail.com

ОЦІНКА ЙМОВІРНОСТІ УТВОРЕННЯ КОНДЕНСАТУ В ОХОЛОДЖУВАЧАХ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ

При проектуванні та випробуваннях охолоджувачів наддувного повітря (ОНП) та систем охолодження ДВЗ необхідно врахувати режими роботи, при яких відбувається конденсація вологи в наддувному повітрі, щоб оцінити можливі наслідки даного процесу. Особливо важливо враховувати, що конденсація вологи супроводжується виділенням тепла в процесі фазового переходу, що тягне за собою підвищення температури повітря, яке проходить через ОНП, та збільшення теплового потоку, що передається від ОНП до охолоджуючої рідини. Це, у свою чергу, може призвести до підвищення температури масла та охолоджуючої рідини в системах двигуна. Врахування

цих факторів потрібне для забезпечення надійної та ефективної роботи систем охолодження та запобігання можливим проблемам у роботі ДВЗ.

Пропонується метод розрахунку охолоджувачів наддувного повітря з урахуванням можливого утворення конденсату, який є зручним для виконання на комп'ютері та не потребує використання *I-d* діаграм для розрахунків. Основою розрахунку є алгоритм вирішення так званої оберненої задачі розрахунку теплообмінника на основі залежності між числом одиниць переносу тепла (NTU) та тепловим ККД (η) [1]. Практично розрахунок теплообмінника з утворенням конденсату рекомендується виконувати, розбиваючи його на декілька коротких сегментів вдовж напрямку руху повітря (зазвичай це один ряд трубок). Описаний метод відтворює графічний підхід до визначення зміни вологості в поверхневому охолоджувачі на основі аналітичного опису окремих елементів *I-d* діаграми та подальших побудов на її основі. Ці побудови також надаються у формі аналітичних описів відповідних дій на підставі відомих рекомендацій.

На основі методики оберненого розрахунку ОНП з вищеописаними особливостями, були розглянуті можливості охолодження наддувного повітря двигуна типу MTU 20V4000G63 (20ЧН 17/21) при різних рівнях наддуву. Розглядалася маловитратна система охолодження, яка могла б забезпечити мінімальну температуру повітря за ОНП серед відомих рекуперативних систем [2, 3].

На основі проведених розрахунків встановлено, що вже при значенні ϕ (відносна вологість) приблизно 0,45 для середніх літніх умов центральної частини України, спостерігається зростання температури повітря за ОНП, яке обумовлено утворенням конденсату (рис. 1). У цей же час загальна теплова потужність теплового потоку від наддувного повітря до системи охолодження збільшується через тепло від конденсату, який випадає на поверхні теплообміну. Це призводить до збільшення температури охолоджуючої рідини (в більшій мірі) та масла (в меншій мірі) на виході із двигуна. Підвищення температури охолоджуючої рідини за двигуном при великих значеннях ϕ може перевищити допустимі значення і викликати примусове зниження потужності.

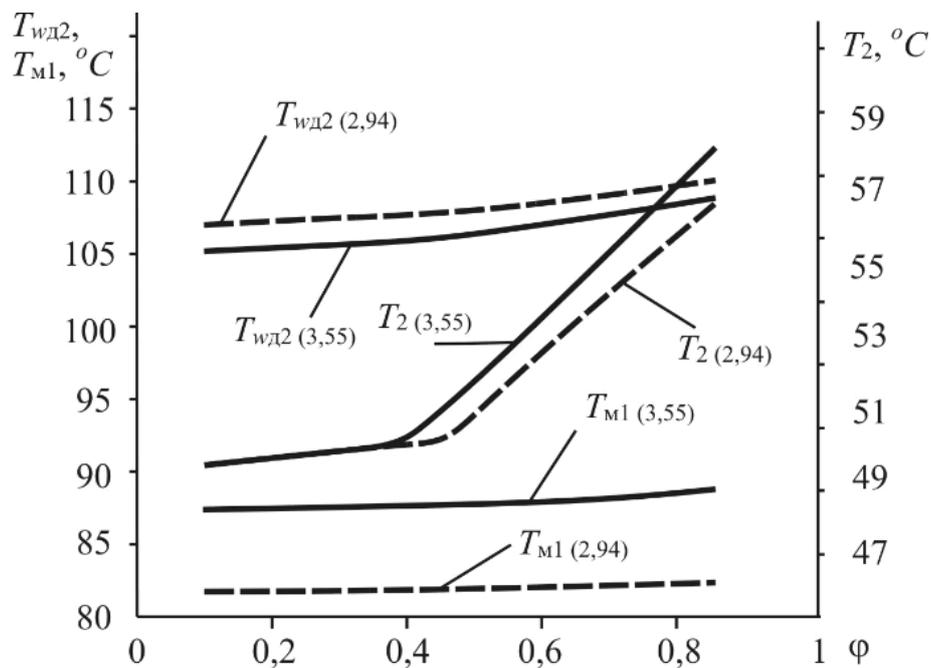


Рисунок 1 – Залежності температур наддувного повітря за ОНП, температури охолоджуючої рідини і температури масла за двигуном від відносної вологості оточуючого повітря (ϕ) при різних рівнях наддуву та при однакових початкових значеннях T_2 . Числа в дужках вказують на ступінь підвищення тиску наддуву в ТК

Ефект впливу тиску наддувного повітря на погіршення роботи ОНП через конденсацію води може відрізнитися в залежності від початкових параметрів розглянутих ОНП і систем охолодження. За однакових ККД охолоджувачів наддувного повітря конденсація води для двигуна з підвищеним наддувом призводить до більшого зростання температури повітря за ОНП, ніж для двигуна з низьким наддувом.

Література

1. Kuppan Thulukkanam. Heat Exchanger Design Handbook // CRC Press, Second Edition. – 2013, 1245 p.
2. Мошенцев Ю. Л. Базова схема системи охолодження ДВЗ, як основа для створення високоефективних систем / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2023. – № 1 (490). – С. 86-95 [doi.org/doi.org/10.15589/znp2023.1\(490\).11](https://doi.org/10.15589/znp2023.1(490).11)
3. Yuryi Moshentsev, Oleksiy Gogorenko, Olha Dvirna. Rational Liquid Cooling Systems of Internal Combustion Engines // Advances in Science and Technology Research Journal 2022, 16(1), p. 158-169. doi.org/10.12913/22998624/144345

УДК 621.833

Єгоров Павло Анатолійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, phd.egpavel@gmail.com

Поваляєв Сергій Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, povalyaevsi@ukr.net

ВІДНОВЛЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ НЕМЕТАЛЕВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

У сучасному приладобудуванні та машинобудуванні все ширше використовуються неметалеві деталі, серед яких і пластикові зубчасті колеса. Такі зубчасті передачі мають низку переваг: тиха робота, невелика вага, відносно низька вартість виготовлення тощо. Проте навіть при короткочасному перевищенні розрахункових навантажень може спостерігатися їх повне або часткове руйнування. У разі, коли відмова механізму пов'язана з простим технологічним або іншого відповідального обладнання, постає необхідність мінімізації часу ремонту. Термін ремонту залежить від складності механізму, а також від часу надходження справної деталі на заміну, який може перевищувати один-два тижні. На випадок поломки простих деталей існують спеціальні групи працівників, які здатні самостійно спроектувати та виготовити пошкоджену деталь для заміни. У разі виходу з ладу зубчастих коліс постає одразу дві проблеми: ідентифікації геометричних параметрів та безпосередньо виготовлення.

Порушення роботи зубчастого зачеплення може супроводжуватися поломкою як одного окремого зуба одного з коліс (рис. 1), так і групи зубів, відповідно успішність ідентифікації параметрів залежить від ступеня зносу та руйнування коліс. У разі неможливості встановлення параметрів зубчастих передач навіть при поламці одного з коліс доцільно замінювати пару. При цьому при проектуванні необхідно зберегти незмінними міжосьову відстань, передатне число та ширину зачеплення. Приблизне значення модуля при цьому необхідно округлити до найближчого стандартного значення.

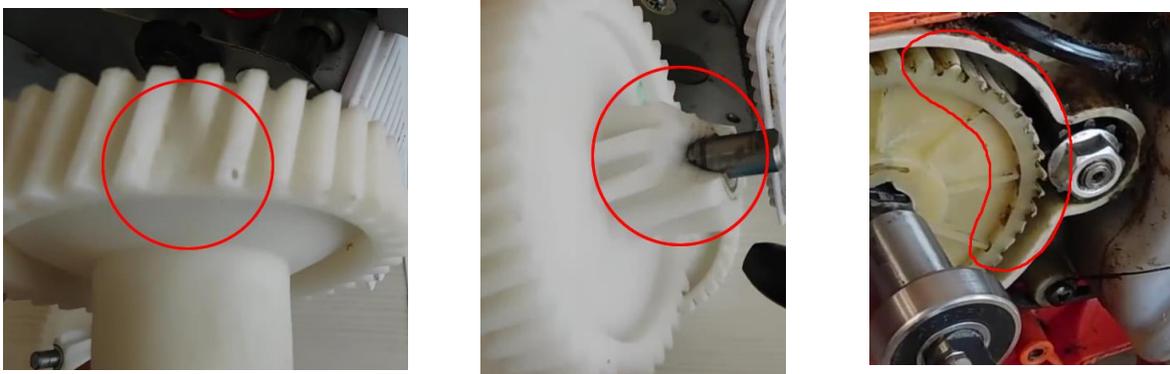


Рисунок 1 – Фотографії пошкоджених зубчастих коліс

Одним із найпростіших, але в той же час і найбільш грубих методів побудови цифрової моделі проектованого зубчастого колеса є метод, що базується на отриманні фото або скан-копії торцевої поверхні зубчастого

колеса і подальшій обробці в CAD програмах. Контрольованими параметрами є число зубів, зовнішній діаметр, діаметр западин, ширина зубчастого вінця і кут нахилу зубів. Кількість зубів визначається простим підрахунком, лінійні розміри – з використанням вимірювального інструменту, а кут нахилу зубів може бути знайдений по відбитку, який залишають вершини зубів колеса при перекочуванні по плоскій поверхні. Обов'язковою умовою при побудові моделі є дотримання співвідношення діаметра вершин, западин та отвору в маточині. Варто зазначити, що метод універсальний для будь-якого профілю зубів, при цьому для побудови зубчастого вінця достатньо одного неушкодженого зуба.

Відомі публікації, де описана методика відтворення кривих з використанням лазерного сканування та подальшої обробки набору отриманих точок на основі методів кластеризації. Проте слід зазначити, що така методика, як і 3-вимірне сканування, стосовно аналізованої проблеми не дає принципового поліпшення якості одержуваної моделі і водночас є більш витратною та тривалою.

Слід відмітити, що точність ідентифікації параметрів зубчастих коліс суттєво впливає на якість роботи, надійність та довговічність відновленого зубчастого зачеплення. При недостатній точності ідентифікації та виготовлення сполученого до даного зубчастого колеса може спостерігатися зростання діючих напружень і значне зношування сполучених поверхонь.

Більшій точності відтворення параметрів можна досягти з використанням вимірювань в сукупності із аналізом відповідних виразів, що використовуються при проектуванні передач.

Пошук точних параметрів зубчастих коліс додатково ускладнюється різноманіттям профілів зубів, стандартів та варіацією окремих параметрів в межах стандартів, які неможливо виміряти безпосередньо. Так найбільш поширеними є модульні (із стандартизованим модулем) і пітчеві (із стандартизованим шагом) зубчасті колеса.

Для модульних зубчастих коліс діаметр вершин може бути знайдений за формулою

$$d_a = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} + 2m \cdot (h_a^* + x), \quad (1)$$

де β – кут нахилу зубів;

h_a^* – Коефіцієнт висоти головки зуба (стандартне значення $h_a^* = 1$, при $h_a^* > 1$ виходить подовжений зуб, при $h_a^* < 1$ – укорочений зуб, в деяких галузях розповсюджені зуби з $h_a^* = 0,8$);

x – коефіцієнт зміщення, що вводиться при необхідності корекції профілю зубчастих коліс або задоволення заданої міжосьової відстані.

В свою чергу при парному числі зубів діаметр d_a можна виміряти безпосередньо, а при непарному числі зубів його можна обчислити, зробивши відповідні проміжні вимірювання.

Більшість зубчастих коліс є «простими», тобто виготовленими зі стандартними значеннями параметрів та відсутністю корекції ($h_a^* = 1$, $x = 0$).

Використовуючи це припущення з виразу (1) можна знайти значення модуля зачеплення. Припущення є вірним, якщо обчислена величина m відповідає одному з модулів стандартного ряду. Якщо ж це не так, то необхідне подальше уточнення параметрів колеса. З цією метою пропонується знаходити спочатку основний крок зубів, а тоді і модуль з використанням значень довжини загальної нормалі.

З появою нових матеріалів і технологій 3D друку [1] з'являється можливість відтворення зламаних деталей, навіть якщо вони були створені з використанням інших методів виготовлення. Застосування цієї технології також є ефективним у разі створення нових пристроїв при отриманні наочних або функціональних прототипів. Особливий інтерес представляє 3D друк з метою виготовлення зубчастого колеса для перевірки правильності отримання цифрової моделі. Такий підхід суттєво знижує витрати на отримання деталей, які надалі будуть виготовлені з використанням інших технологій виробництва. При цьому вартість друку можна зменшити за рахунок зменшення заповнення матеріалом внутрішнього об'єму.

Оскільки промислові 3D принтери є доволі коштовними та витратними в обслуговуванні, їх розповсюдження дещо обмежене. Компромісним рішенням є використання 3D-принтерів споживчого класу. У [2] представлені характеристики сировини для таких FDM-принтерів у поєднанні з орієнтовною вартістю та умовами друку. Авторами публікації [3] встановлено, що серед PLA, ABS, PETG зубчасті колеса з PETG є більш довговічними, що в першу чергу пояснюється великими значеннями подовження до розриву для цього матеріалу. Схожі механічні властивості має поліамід, який за рахунок малого коефіцієнта тертя раціонально використовувати у швидкохідних передачах. Слід також враховувати, що характеристики міцності надрукованого об'єму залежать від великої кількості факторів, серед яких конструкція принтера, якість сировини, температура сопла екструдера, орієнтація волокон, коефіцієнт заповнення.

Істотним недоліком FDM технології є анізотропія властивостей матеріалу в готових виробах навіть за ідеальних умов виготовлення незалежно від використовуваної сировини. Даного недоліку практично позбавлена технологія SLA. Крім того, використання цієї технології дозволяє отримати більш точну відповідність готових зразків цифровій моделі. Серед полімерів для друку SLA також присутні матеріали, що мають у затвердженому стані подібні з PETG і PA механічні властивості. З іншого боку, використання SLA технології є більш витратним і трудомістким.

Література

1. Gibson, I.; Rosen, D.; Stucker, B. Additive Manufacturing Technologies: 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing, 2nd ed.; Springer-Verlag: New York, NY, USA, 2015; ISBN 978-1-4939-4455-2.
2. <https://www.simplify3d.com/resources/materials-guide/properties-table>.
3. Tunalioglu M.S., Agca B.V. Wear and Service Life of 3-D Printed Polymeric Gears (2022) Polymers, 14 (10), art. no. 2064.

УДК 629.027

Карпенко Володимир Олександрович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, karpenko4dm@gmail.com

Нескреба Едуард Євгенійович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, eeneskreba12@ukr.net

ЖОРСТКІСТЬ ЯК ПАРАМЕТР ОЦІНКИ СТАНУ АВТОМОБІЛЬНОЇ ШИНИ В ПЕРІОД СТАРТОВОГО РУХУ

Останнім часом, шина як один з основних вузлів автомобіля, який безпосередньо контактує з опорною поверхнею набула досить суттєвого розвитку, сучасні тенденції вказують і на подальші її вдосконалення. Втім, зазвичай виробники автомобільних шин надають рекомендації щодо оптимальних значень їх основних характеристик, які слід підтримувати для забезпечення ефективності їх використання та безпеки дорожнього руху. Втім, ці рекомендації є коректними при експлуатації шин тільки в деяких умовах навколишнього середовища та за певного стану опорної поверхні, тобто вони не є «універсальними». Звісно, переважно умови експлуатації є майже постійними та прогнозованими, але все ж існує ймовірність виникнення «несприятливих» умов навколишнього середовища (температура та вологість повітря) для експлуатації автомобільних шин. Також є певні регіони, де температура повітря навколишнього середовища може коливатися в досить широких діапазонах, від -40°C до $+50^{\circ}\text{C}$. Експлуатація шин в таких умовах потребує додаткової уваги, адже їх поведінка є дещо непрогнозованою.

Жорсткість є однією з основних експлуатаційних характеристик автомобільної шини. Від неї, в значній мірі залежить поведінка шини в процесі експлуатації. В свою чергу, на жорсткість суттєвий вплив мають такі основні характеристики шини як внутрішній тиск та температура, що можуть змінюватися в період експлуатації в достатньо широкому діапазоні, особливо при експлуатації автомобіля в стартовому режимі руху. Відповідно жорсткість також не буде постійною та може дещо відрізнятись від оптимальних значень для безпечної та ефективної експлуатації.

Аналіз основних експлуатаційних характеристик автомобільних шин представлений в роботах багатьох науковців. Варто відзначити, що в більшості з переглянутих робіт не досліджується стартовий період руху, тобто не враховуються особливості поведінки та стану шини. В попередніх наукових дослідженнях авторів [1-2] вперше введено поняття «стартовий період руху» та коротко представлені результати експериментальних досліджень деяких характеристик шини. Представлені залежності внутрішнього тиску та температури наповнювача в шині вказують на їх досить суттєву зміну в період експлуатації на початку руху. Також була виконана непряма оцінка опору коченню шини, в результаті якої встановлено, що коефіцієнт опору коченню може змінюватися на 20-25%, тобто може бути відмінним від нормативного значення. В даній роботі основним параметром оцінки стану шини буде її

жорсткість, а саме такі показники як коефіцієнт жорсткості та коефіцієнт демпфування.

Були проведені експериментальні дослідження з метою оцінки стану та поведінки автомобільних шин при експлуатації при умовах навколишнього середовища, що не є сприятливими для їх безпечної експлуатації. Метою експерименту було визначення показників основних експлуатаційних характеристик шини. Дослідження проводилися на автомобілі Toyota Hilux, що оснащений шинами 265/70R16. Перед проведенням експерименту внутрішній тиск наповнювача в шинах був встановлений на рівні 0,24 МПа, який відповідає діапазону нормативних значень. Температура повітря в приміщенні, де встановлювався тиск складала +20°C, вологість – 50%. Далі, автомобіль було залишено на вулиці при температурі -36°C, де він знаходився протягом 10 годин в нерухомому стані. Вранці, після тривалої стоянки були виміряні показники внутрішнього тиску та температури шин та досліджувалися особливості взаємодії автомобільних шин з опорною поверхнею.



а

б

Рисунок 1 – Досліджуване автомобільне колесо:
а – в початковому стані; б – після початку руху.

При вимірюванні внутрішнього тиску вранці, після стоянки, було зафіксовано зменшення на 20%, що також можна помітити з рис. 1.

З рисунку можна побачити, що шина після стоянки при відносно низькій температурі «деформувалася», тобто в результаті зменшення внутрішнього тиску збільшилася площа зони контакту. При початку руху шина в цьому місці залишилася тієї ж форми (рис. 1,б), тобто має місце явище затвердіння шини, це пов'язано з умовами навколишнього середовища, адже матеріал шини при досить тривалому знаходженні при таких «несприятливих» умовах дещо втратив свої пружні властивості. Тож необхідно застосувати деякі додаткові міри для доведення шини до оптимального стану. В роботах [1-2] вже висвітлені деякі особливості поведінки шини в період стартового руху. Крім того, в роботі [2] досліджується поведінка надважливої експлуатаційної

характеристики – опір коченню на початку руху. Представлені також результати експериментальної оцінки радіальної жорсткості шин.

Жорсткість шини, її основні характеристики та методи їх визначення описуються в роботі [3]. Автори [4] представили результати досліджень впливу жорсткості шин на систему підвіски автомобіля. Крім того виконаний аналіз впливу тиску в шинах, кута розвалу та швидкості руху автомобіля на жорсткість та коефіцієнт демпфування шини.

Виконаємо дослідження з визначення жорсткості автомобільної шини та її залежності від умов експлуатації та навколишнього середовища. Автомобільне колесо на початковому етапі можна спрощено представити у вигляді одномасової системи «маса-пружина-демпфер» (рис. 2).

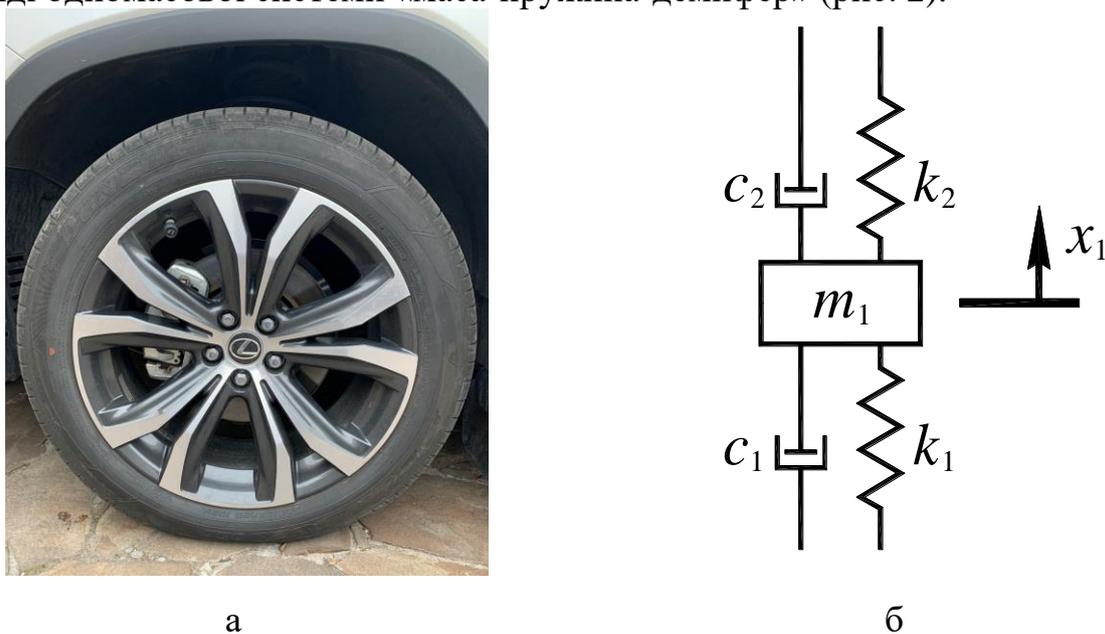


Рисунок 2 – Автомобільне колесо (а) та його модель «маса-пружина-демпфер» (б)

Рівняння руху системи можна записати в наступному вигляді:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 + (k_1 + k_2) x_1 = 0. \quad (1)$$

Використовуючи результати експериментальних досліджень, отриманих в роботі [2] в якості вихідних даних, можна розв’язати рівняння (1) відносно коефіцієнтів жорсткості та демпфування, тобто виконати оцінку характеристик жорсткості шини. Та при цьому варто задавати початкові умови.

Застосування описаного аналітичного методу дозволяє з високою точністю визначати значення параметрів жорсткості шини « c » та « k » в залежності від умов експлуатації та навколишнього середовища. Тобто можна виконувати оцінку жорсткості та відповідно поведінки та стану шини в стартовий період руху. Результати оцінки для конкретного випадку експлуатації будуть представлені в подальших роботах авторів.

Література

1. Karpenko V.O, Voropay O.V., Neskreba E. Ye. (2022). Indirect assessment of the rolling resistance of a car tire in the starting mode of motion. *Avtomobil'nyy transport*. (50) P. 5-13. <https://doi.org/10.1115/1.2936925>
2. Karpenko V.O., Neskreba E. Ye. (2022). Refined assessment of tire rolling resistance in the starting mode. *Avtomobil'nyy transport*, (51), 5-13. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2022.51.0.01>
3. Колесников, К. С. (1955). Автоколебания управляемых колес автомобиля.
4. Rostami, H. T., Najafabadi, M. F., Ganji, D. D. (2023). Investigation of tire stiffness and damping coefficients effects on automobile suspension system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 1–8. DOI: [10.1177/09544070231151860](https://doi.org/10.1177/09544070231151860)

УДК 531.8

Коряк Олександр Олексійович, к.т.н., доц., ХНАДУ,
alexanderalexkor@gmail.com

ОСОБЛИВОСТІ СФЕРИЧНОГО РУХУ ХРЕСТОВИНИ ШАРНІРА НЕРІВНИХ КУТОВИХ ШВИДКОСТЕЙ

Вступ

Шарнір нерівних кутових швидкостей (універсальний шарнір Гука) отримав широке розповсюдження завдяки простоті конструкції, надійності та високих експлуатаційних показників. Він дозволяє передавати обертальний рух у випадках, коли осі валів перетинаються під деяким кутом α , який може змінюватися в процесі роботи передачі.

Актуальність, мета і задачі дослідження

Сферичний рух хрестовини зі змінним, відносно миттєвої осі обертання, моментом інерції позначається на нерівномірності обертання валів карданної передачі. Проте цей вплив досить незначний і ним зазвичай нехтують.

Потреба врахування масово-геометричних параметрів хрестовини та всебічного аналізу її руху може виникнути при точних розрахунках високошвидкісних карданних передач. В цьому разі рух хрестовини зручно розглядати, згідно теореми Л. Пуансо, як обкочування без ковзання рухомого аксоїда по нерухомому аксоїду [1-3]. Це дасть наочне уявлення про орієнтацію її миттєвої осі обертання в нерухомій і рухомій системах координат.

В [3] відзначається, що миттєва вісь обертання хрестовини, яка утворює її рухомий аксоїд, здійснює коливання всередині конуса з кутом розчину, який дорівнює подвоєному міжосьовому куту передачі, і вершиною в центрі хрестовини. Також сказано, що нерухомим аксоїдом є деяка конічна поверхня, яка знаходиться всередині рухомого аксоїда. Але при цьому відсутні

розрахункові залежності, які б дозволили визначити параметри нерухомого і рухомого аксоїдів хрестовини.

Виходячи з аналізу літературних джерел, метою даної роботи є визначення параметрів нерухомого і рухомого аксоїдів хрестовини шарніра Гука. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- отримати рівняння годографа вектора абсолютної кутової швидкості хрестовини в нерухомій і рухомій системах координат;
- визначити параметри нерухомого і рухомого аксоїдів хрестовини шарніра Гука.

Рівняння годографа вектора кутової швидкості хрестовини в нерухомій і рухомій системах координат

На рис. 1 представлена схема універсального шарніра Гука і показана орієнтація осей прямокутних систем координат: нерухомих $Ox_1y_1z_1$ і $Ox_3y_3z_3$, в яких напрямки осей ординат Oy_1 і Oy_3 збігаються з напрямками відповідних векторів кутових швидкостей $\bar{\omega}_1$ і $\bar{\omega}_3$ ланок 1 і 3, і рухомої $Ox_2y_2z_2$, пов'язаної з хрестовиною 2. Всі системи координат мають загальний початок (т. O), розташований в центрі хрестовини.

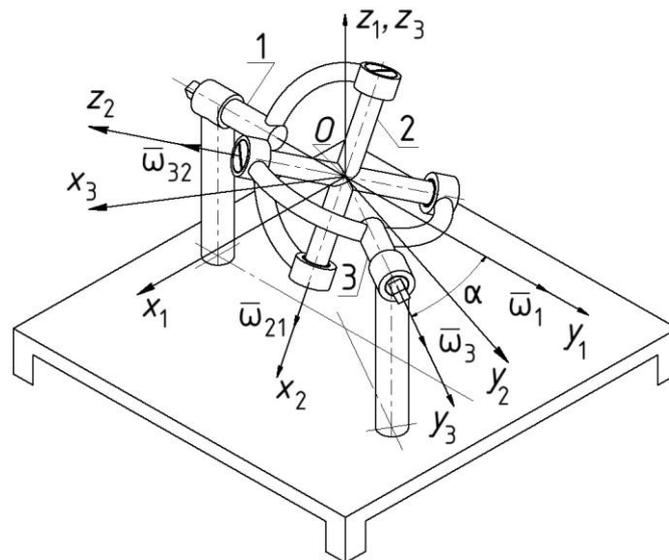


Рисунок 1 – Схема шарніра Гука

В результаті дослідження сферичного руху хрестовини шарніра Гука отримано рівняння годографа вектора $\bar{\omega}_2$ абсолютної кутової швидкості хрестовини в нерухомій системі координат $Ox_1y_1z_1$:

$$\frac{(x_1 - 0,5\omega_1 \operatorname{tg} \alpha)^2}{(0,5\omega_1 \operatorname{tg} \alpha)^2} + \frac{z_1^2}{(0,5\omega_1 \sin \alpha)^2} = 1, \quad (1)$$

де ω_1 – кутова швидкість вхідної ланки;
 α – міжосьовий кут передачі.

Рівняння (1) являє собою канонічне рівняння еліпса з центром в точці з координатами $(0,5\omega_1 \operatorname{tg}\alpha; 0)$ та напівосями: велика піввісь еліпса $a = 0,5\omega_1 \operatorname{tg}\alpha$, мала піввісь еліпса $b = 0,5\omega_1 \sin \alpha$.

Отримано також рівняння годографа вектора $\bar{\omega}_2$ абсолютної кутової швидкості хрестовини в рухомій системі координат $Ox_2y_2z_2$. Він являє собою замкнену просторову криву, параметричні рівняння якої мають вигляд:

$$\begin{cases} x_2 = \omega_1 \frac{\cos \alpha \sin \alpha \cos \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}; \\ y_2 = \frac{\omega_1 \cos \alpha}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}}; \\ z_2 = -\frac{\omega_1 \sin \alpha \sin \varphi_1}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}}, \end{cases} \quad (2)$$

де φ_1 – кут повороту вхідної ланки.

Параметри нерухомого і рухомого аксоїдів хрестовини шарніра Гука

Враховуючи параметри напрямного еліпса (1), отримано рівняння нерухомого аксоїда хрестовини в системі координат $Ox_1y_1z_1$:

$$\frac{x_1^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha} + \frac{z_1^2}{\sin^2 \alpha} - \frac{x_1 y_1}{\operatorname{tg} \alpha} = 0. \quad (3)$$

Як випливає з рівняння (3), нерухомий аксоїд є похилим еліптичним конусом з вершиною в центрі хрестовини.

В результаті дослідження також отримано рівняння рухомого аксоїда в системі координат $Ox_2y_2z_2$:

$$\begin{aligned} & (y_2^4 + y_2^2 z_2^2 + x_2^2 z_2^2)(y_2^2 \operatorname{tg}^2 \alpha - z_2^2) \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha - \\ & - x_2^2 y_2^2 (y_2^2 \operatorname{tg}^2 \alpha - z_2^2) \cos^4 \alpha - x_2^2 y_2^2 z_2^2 = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Рівняння (4) досить громіздке. Проте, при визначенні орієнтації миттєвої осі обертання хрестовини в рухомій системі координат у випадку малих кутів α рухомим аксоїдом хрестовини можна наближено вважати прямий круговий конус з вершиною в центрі хрестовини і кутом розчину, який дорівнює подвоєному міжосьовому куту передачі, тобто 2α .

Висновки

1. Нерухомий аксоїд хрестовини шарніра Гука являє собою похилий еліптичний конус з вершиною в центрі хрестовини, а його протилежні твірні,

які перетинають велику вісь напрямного еліпса, збігаються з осями ведучого і веденого валів шарніра.

2. Рухомий аксоїд хрестовини шарніра Гука є замкненою конічною поверхнею зі змінним кутом розчину, максимальне значення якого дорівнює подвоєному значенню міжосьового кута передачі, тобто 2α .

3. У випадку малих кутів α , що має місце в практиці використання одинарного шарніра Гука, рухомим аксоїдом хрестовини можна наближено вважати прямий круговий конус з вершиною в центрі хрестовини і кутом розчину 2α .

Література

1. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. – Київ: Наукова думка, 2002. – 660 с.

2. Павловський М. А. Теоретична механіка. – Київ: «Техніка», 2002. – 511 с.

3. Лойцянский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. Т. 1. – М.: Гостехиздат, 1955. – 380 с.

УДК 62-2

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доцент,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МОДАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ ПОБЛИЗУ РОБОЧОЇ ЧАСТОТИ

Україна має велику кількість теплових та атомних електростанцій. На них встановлено багатоступінчаті парові турбіни. Вперше ідея використання багатоступінчастої парової турбіни була запропонована англійським інженером Парсонсом. Парсонс запропонував всю енергію пари розділити на кілька частин і спрацювати кожну частину в окремих турбінних щаблях, розташованих послідовно одна за одною на одному загальному валу. Багатоступінчасті турбіни можуть виконуватися активними, реактивними і такими, що поєднують у собі як активні, так і реактивні ступені – турбіни змішаного типу. З погляду надійності та економічності безцільно шукати переваги та недоліки одного типу турбін перед іншим. Активний ступінь, за інших рівних умов, здатний спрацювати вдвічі більший тепловий перепад, ніж реактивний. Тому при однакових початкових і кінцевих параметрах пара активна багатоступінчаста турбіна матиме вдвічі менше ступеня, ніж реактивна, що значно скорочує довжину ротора і масові та габаритні показники турбіни. Але при цьому довжина активного ступеня дещо більша, ніж реактивної. Ротори активних турбін через свою конструкцію мають меншу масу, тому маневрені якості активних турбін вищі, ніж реактивних. Але барабанні ротори реактивних турбін простіші і більше технологічні у виготовленні, хоча мають гірші масові та

габаритні показники, допускають повільніший прогрів при пуску і менш надійні при різкій зміні режимів роботи. В активних турбінах підведення пари здійснюється через сопловий апарат, розділений на кілька груп. Як правило, кожна група сопла має індивідуальне підведення пари, що полегшує регулювання потужності та числа обертів турбіни. Чисто реактивні турбіни виконуються тільки з повним підведенням пари по всьому колу, що суттєво ускладнює процес регулювання потужності. З цієї причини в реактивних багатоступінчастих турбінах в якості першого ступеня часто застосовують одно або двох вінковий активний регулювальний ступінь з сопловим підведенням пари. Застосування двох вінкової регулювальної шаблі дозволяє спрацювати значний тепловий перепад вже в першому ступені турбіни, і тим самим зменшити загальну кількість ступенів турбіни і знизити параметри пари перед наступними ступенями. У реактивних турбінах значення тиску пари перед робочими лопатками і за ними неоднакові, внаслідок чого виникає значна осьова сила, що впливає на ротор реактивної турбіни та спрямована з боку впуску пари у бік вихлопного патрубку. Для зменшення осьових зусиль, що впливають на ротор реактивної турбіни та її зав'язаний підшипник, застосовуються спеціальні розвантажувальні пристрої – думміси. У вітчизняних парових турбінах великої потужності частина підшипників є вбудованими до корпусів циліндрів низького тиску, що покращує масові та габаритні показники. Ці корпуси спираються своїми полками на єдиний залізобетонний фундамент, що встановлюється на основу з підлоги станції та ґрунту. Разом ця система має назву турбоагрегат-фундамент-основа (ТФО). Визначення її власних форм та частот є однією з важливих практичних задач.

За методологією методу скінчених елементів (МСЕ) основний функціонал (1) можна зазначити у вигляді:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = R, \quad (1)$$

где M – матриця з загальних інерційних характеристик,
 C – матриця з загальних характеристик зміни енергетичного стану,
 K – матриця з загальних характеристик жорсткості,
 R – зовнішній вплив.

Власні частоти (p_j) можна обчислити наступним чином:

$$\det[K - p_j^2 M] = 0. \quad (2)$$

Частоти можна знайти за допомогою використання методу Якобі. Для знаходження власних форм коливань можна використати наступне рівняння:

$$[C_D + C(\{S\}) - p_j^2 M(\{S\})]\{V_j\} = 0, \quad (3)$$

Розрахункову модель показано на рис. 1. Скінчено-елементна модель

має 22870 вузлів та 18238 скінчених елементів.

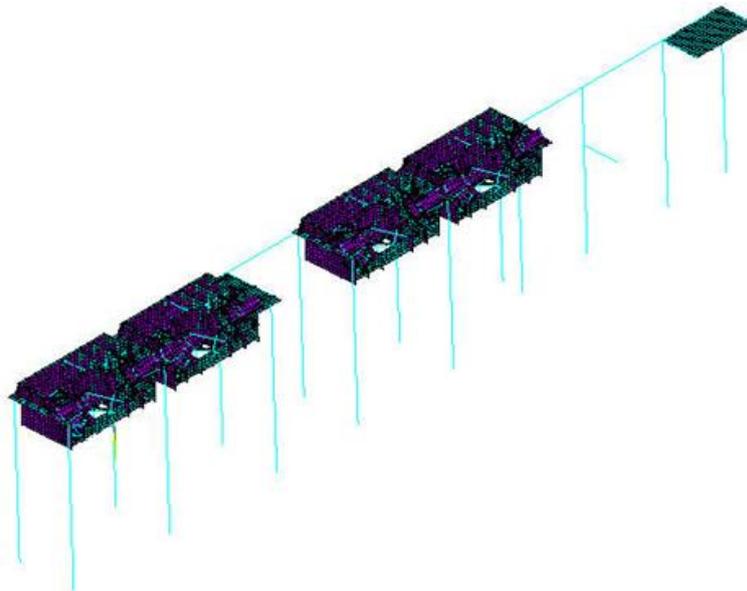


Рисунок 1 - Скінчено-елементна модель

Було розраховано власні частоти та форми власних коливань у діапазоні 42 – 56 Гц. Результати представлені на рис. 2 - 7 та у таблиці 1.

Таблиця 1. Загальний опис форм коливань

рис.	частота, Гц	тип форми коливань
2	43,4	глобальна
3	47,7	локальна 1
4	49,4	глобальна
5	52,1	локальна 1
6	53,9	локальна 1
	54,2	локальна 2

Глобальні форми коливань (що є на частотах 43,4 Гц, 49,4 Гц) характеризуються сумісними значними коливаннями всієї системи, а власне - корпусів турбіни та фундаменту.

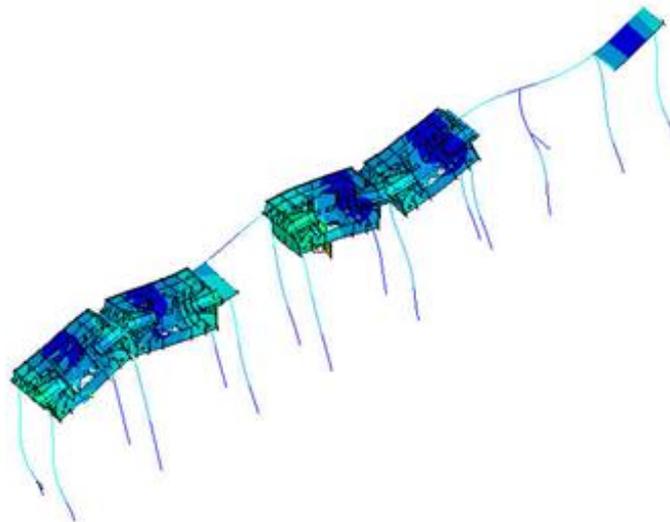


Рисунок 2 - Власна форма коливань на частоті 43,4 Гц

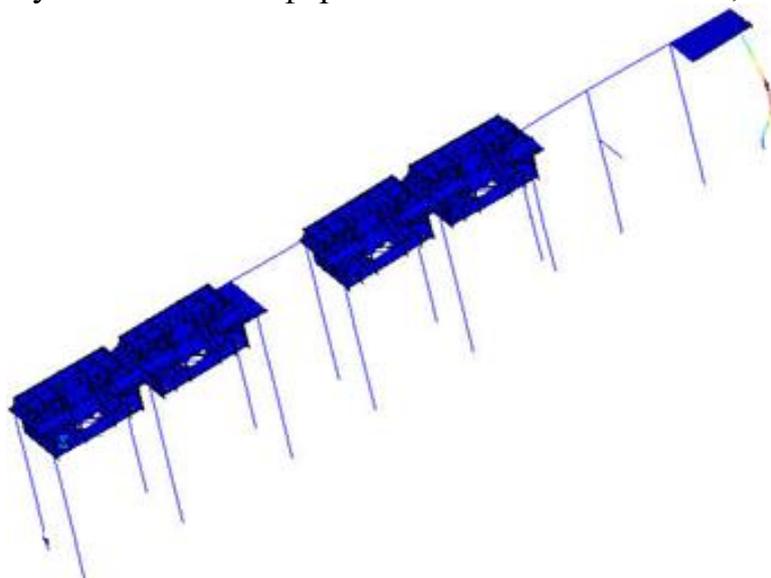


Рисунок 3 - Власна форма коливань на частоті 47,7 Гц

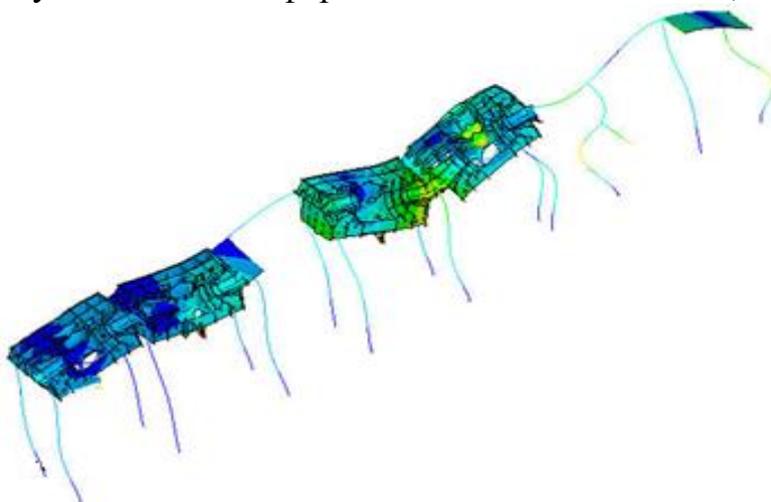


Рисунок 4 - Власна форма коливань на частоті 49,4 Гц

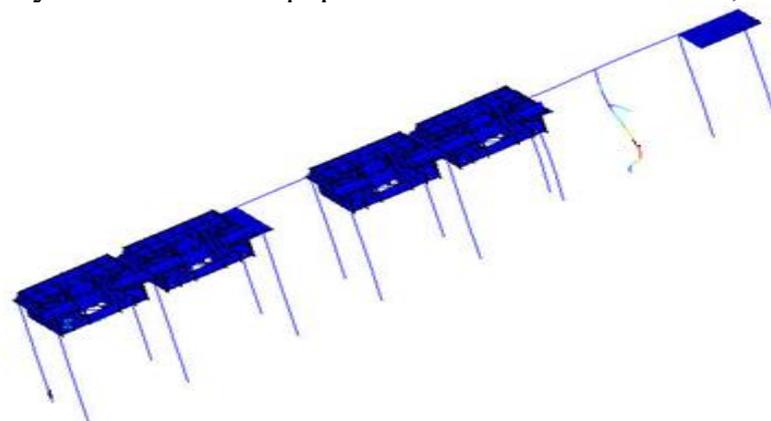


Рисунок 5 - Власна форма коливань на частоті 52,1 Гц

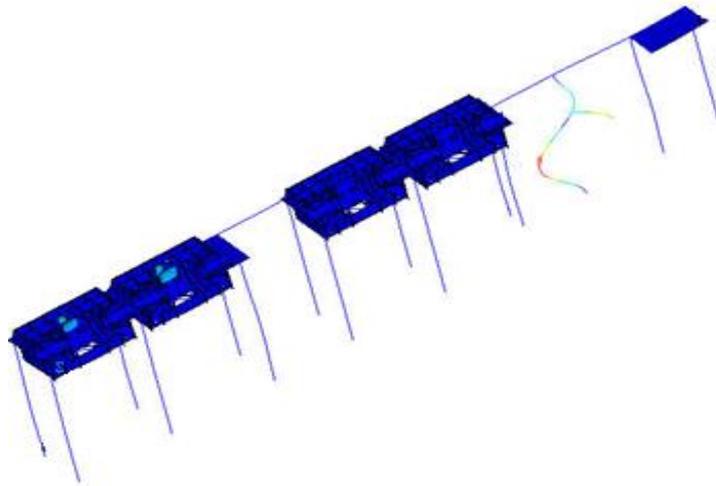


Рисунок 6 - Власна форма коливань на частоті 53,9 Гц

В особливості інтерес представляє глобальна форма коливань на частоті 49,4 Гц, що є наближеною до робочої частоти 50 Гц (рис. 4).

Було побудовано розрахункову модель системи ТФО. Обчислено власні частоти та форми власних коливань системи ТФО для діапазону 42 - 56 Гц. З дослідження власних частот виявлено наявність частоти 49,4 Гц, що знаходиться поблизу від робочої частоти. З дослідження форм власних коливань виявлено недостатню жорсткість щонайменше однієї пари колон фундаменту, що є посеред кріплення генератора.

УДК 625.032

Міщенко Ігор Вікторович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, : ivmishch@gmail.com

Чернов Вячеслав Миколайович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ КВАЗІСТАЦІОНАРНОГО МЕТОДУ ПРИ РОЗРАХУНКАХ СКЛАДНИХ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

Розглядаються теоретичні передумови побудування математичних моделей пневматичних трактів перспективних зразків пожежного та аварійно-рятувального спорядження, що мають у своєму складі складні пневмомеханічні системи. Розрахунок базується на теорії «наповнення – спорожнення» та квазістаціонарному методі визначення параметрів стану повітря.

Постановка проблеми. При проектуванні перспективних зразків пожежної та аварійно-рятувальної техніки інколи доводиться проводити розрахунки термодинамічних процесів, які відбуваються в пневматичних трактах складних пневмомеханічних систем, наприклад, в імпульсному пневмогідролічному мультиплікаторі, який пропонується до застосування в пожежному та аварійно-рятувальному автомобілі (Рис. 1). Мультиплікатор складається із резервуарів постійного (1) та змінного (3) об'ємів, які зв'язані

між собою трубопроводом (2) із встановленими в місцях з'єднання дросельними шайбами (4). В окремих випадках система дещо ускладнюється, якщо об'єми сполучених резервуарів значно відрізняються, а зміна об'єму якогось резервуару задається не в вигляді математичних залежностей того або іншого рівня складності, а є наслідком коливання деякої підпружиненої маси (поршень - 5), що з'єднана із ним.

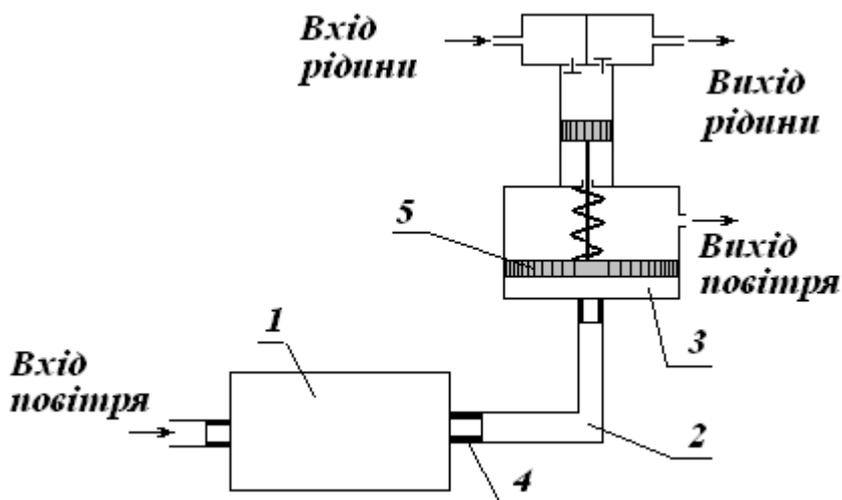


Рисунок 1 – Схема пневмоімпульсного мультиплікатора гідравлічного насоса

Постановка задачі та її вирішення. Основою теорії «наповнення – спорожнення» та квазістаціонарного методу розрахунку термодинамічних процесів при проектуванні пневматичних трактів є наступні положення:

- миттєве розповсюдження зміни тиску повітря в усьому об'ємі кожного окремо узятото елемента загальної пневмосистеми, внаслідок чого тиск в кожному резервуарі по усьому об'єму однаковий і не змінюється протягом кроку інтегрування;
- передбачається, що кінетична енергія струменю повітря, який проходить через дросель із одного об'єму в інший, повністю розсіюється;
- термодинамічні процеси аналізуються виходячи з основних законів збереження енергії та маси речовини.

Термодинамічні процеси в кожному із елементів цієї системи характеризуються наступними параметрами: P – тиск повітря в резервуарі; G – маса повітря в резервуарі; T – температура повітря; V – об'єм резервуара; ρ – густина повітря в резервуарі; C_p – теплоємність повітря в процесі $P = \text{const}$; C_v – теплоємність повітря в процесі $V = \text{const}$; R – газова стала.

Рівняння термодинаміки з урахуванням тепло- та масообміну, а також дроселювання повітря при його перетіканні із одного резервуару в інший, складаються на основі закону збереження енергії – першому законі термодинаміки:

$$dQ = dU + dL, \quad (1)$$

де Q – кількість зовнішньої теплоти, яка вноситься в систему; U – внутрішня енергія системи; L – робота, яку виконує система.

Для елементів термодинамічної системи диференціали, які входять в рівняння (1), визначаються наступним чином:

$$dQ = dQ_1 + dQ_2, \quad (2)$$

де Q_1 – кількість теплоти, яка вноситься (+) в елемент, або відводиться від нього (–) через теплообмін з навколишнім середовищем; Q_2 – кількість теплоти, якою обмінюються між собою елементи термодинамічної системи при перетіканні повітря.

Теплообмін з навколишнім середовищем в загальному випадку має нестационарний характер, але для технічних розрахунків відносно повільних процесів при незначному діапазоні зміни температур можна використовувати рівняння теплопередачі:

$$Q_1 = -K_T H_T (T - T_0) dt, \quad (3)$$

$$dQ_2 = i dG, \quad (4)$$

де K_T – стаціонарний усереднений коефіцієнт теплопередачі; H_T – площа поверхні теплопередачі; T_0 – температура навколишнього середовища; i – ентальпія елементарного перетікаючого об'єму повітря dG . Приймаючи теплоємності C_p та C_v постійними, визначимо ентальпію:

$$i = C_p T = (C_v + R) T. \quad (5)$$

Враховуючи рівняння (2-5), запишемо перший закон термодинаміки (1) у вигляді:

$$C_v G dT + P dV - R T dG + K_T H_T (T - T_0) dt = 0. \quad (6)$$

Зважаючи на невеликий діапазон зміни тиску при якому швидкість повітря не перевищує 0,5 швидкості звуку, кількість повітря, яке перетікає, наприклад, із об'єму «1» в об'єм «2» (при $P_1 > P_2$) визначається наступним чином (μ – коефіцієнт витікання повітря, S_{1-2} – площа перерізу дроселя між елементами «1» та «2»):

$$dG_1 = \mu S_{1-2} [2\rho(P_1 - P_2)]^{1/2} dt, \quad (7)$$

Рівняння Клапейрона-Менделєєва характеризує стан повітря в елементах термодинамічної системи:

$$PV = GRT, \quad (8)$$

або в диференціальній формі після відповідних перетворень:

$$PdV + VdP - RTdG - RGdT = 0. \quad (9)$$

Замикає систему термодинамічну частину математичної моделі рівняння масового балансу:

$$dG_K + \sum dG_i - dG_M = 0, \quad (10)$$

де dG_K – кількість повітря, яке постачає компресор; dG_M – кількість повітря, яке виходить із мультиплікатору; dG_i – кількість повітря, яким обмінюються між собою окремі елементи пневмосистеми.

Диференціальне рівняння коливань підпружиненої маси запишемо використовуючи загальноприйняті методи механіки:

$$M \left(\frac{d^2x}{dt^2} \right) - kx + P_B F_B - P_T F_T = 0, \quad (11)$$

де M – маса поршня; x – переміщення поршня; k – жорсткість пружини; P_B – тиск повітря в резервуарі під поршнем; F_B – площа повітряного поршня; P_T – тиск рідини в резервуарі над гідравлічним поршнем; F_T – площа гідравлічного поршня.

Висновки. Важливим етапом при проектуванні новітніх зразків пожежної та аварійно-рятувальної техніки, що складаються з пневматичних трактів складних пневмомеханічних систем, є розробка математичних моделей для дослідження термодинамічних процесів, які відбуваються в системі, вибору її оптимальних параметрів та настроюванню робочих процесів. В роботі розглядається один із методів побудови таких моделей.

Роговий Андрій Сергійович, д.т.н., проф., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», asrogovoy@ukr.net

Рень Ціншен, студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Нескорожений Артем Олегович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Тімченко Євген Ігорович, аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ВЗАЄМНЕ РОЗТАШУВАННЯ ТАНГЕНЦІАЛЬНИХ КАНАЛІВ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ У БЕЗДРЕНАЖНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ

Проблеми перекачування середовищ, що мають у своєму складі тверді абразивні частинки, мають визначальний вплив на ефективність виробництва у багатьох промисловостях: добування корисних копалин, їх збагачення, транспорт, хімічна та будівна промисловості. Найбільш ефективний спосіб переміщення твердих середовищ на підприємствах – це використання пневматичного або гідравлічного транспорту. Вони потребують значно менших

капітальних витрат та часу на організацію доставки середовища в будь-яку точку підприємства [1].

Вплив твердих абразивних середовищ на поверхні гідравлічних та пневматичних систем може виявитися таким, що пневмо- або гідротранспортна установка буде виходити з ладу за дуже незначний час, що приведе до значного підвищення ціни транспортування одиниці середовища або до значного простоювання установок для ремонту. Найбільш уразливими елементами таких установок є нагнітачі. Взаємодія абразиву з поверхнями робочих органів приводить до швидкого зношування лопатей та ущільнень [2].

Шляхи подолання означених проблем відомі і потребують використання коштовних матеріалів або насосів й компресорів з меншими показниками ефективності для мінімізації контакту лопатей з абразивним середовищем. Повністю вирішити подібні проблеми за використання класичних лопатевих нагнітачів не можливо. Струминні насоси не мають рухомих робочих органів та ущільнень, але їх ККД значно поступається ККД лопатевих насосів та не перевищує 30 % [3].

З іншої сторони, в останні двадцять років, швидкого розвитку отримали нові струминні пристрої для перекачування сипких абразивних середовищ на основі вихрової камери змішування – вихорокамерні нагнітачі (ВКН) [4]. Ці нагнітачі зберігають високі показники надійності та довговічності, як і інші елементи струминної техніки. Але, вони можуть досягати значно більших показників ефективності за рахунок використання відцентрової сили, що впливає на рух твердих частинок у вихровій камері та дозволяє передати додаткову енергію від основного потоку. Вихорокамерні нагнітачі мають можливі дві реалізації робочих процесів в залежності від функції осьових каналів [5]. Перша модифікація всмоктує потік, що перекачується через верхній осьовий канал й нижній використовує як дренажний. Для цієї конструкції характерний високий тиск на периферії вихрової камери за достатньо низької витрати на виході в тангенціальному каналі. Друга модифікація може всмоктувати потік, що перекачується через обидва осьові канали, але знижується тиск на периферії камери за високої витрати на виході. Якщо для першої конструкції, проведено дослідження впливу кута між тангенціальними каналами подачі активного середовища та виходу, то для другої – ні. Відмінність фізики робочого процесу, що існує між двома конструкціями може приводити до різних результатів такого взаємного розташування [6]. Тому, метою даної роботи є дослідження впливу кута між тангенціальними каналами ВКН на енергетичні показники перекачування.

Дослідження проведено на основі вирішення рівнянь Рейнольдса течії нестисливої рідини числовими шляхом. Для замикання рівнянь використано рівняння нерозривності та модель турбулентності. Тому що для вирішення означеної проблеми застосовано програмний комплекс Ansys CFX зі студентською ліцензією, то такий вибір моделі турбулентності є оптимальним внаслідок обмеження на можливу кількість контрольних елементів. Використання інших моделей турбулентності недоцільне через неможливість створення достатньої кількості та розміру пристінних шарів для забезпечення

достатності за параметром y^+ [7]. Сіткова модель складалася з 500 тис. елементів, що відповідає обмеженням студентської ліцензії (Рис. 1). Для підтвердження незалежності результатів від сіткового розбиття проведено порівняння результатів розрахунків інтегральних показників (ККД, витрати у вхідних та вихідних каналах) за сіток в 100 тис., 300 та 500 тис. елементів. Інтегральні показники сіток в 300 та 500 тис. елементів відрізняються на величину не більше 4%, що можна вважати достатнім й таким, що впливу сіток на якість розрахунку не відбувається. Перевірка адекватності математичного моделювання течії в нагнітачі такого типу проведено в роботах [8, 9].

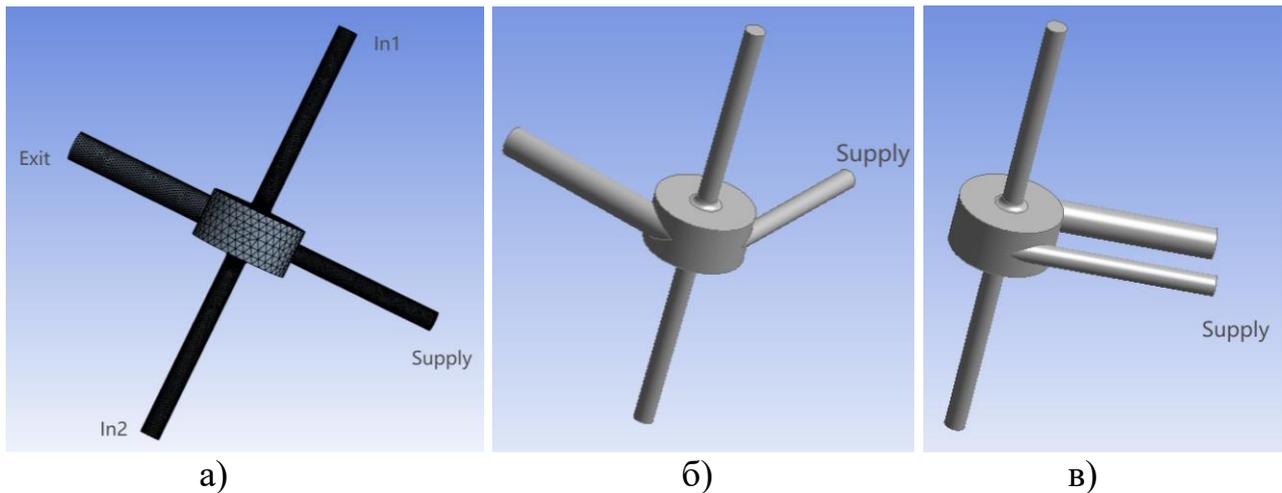


Рисунок 1 – Розрахункова модель ВКН:

- а) кут між тангенціальними каналами входу (Supply) та виходу (Exit) 0° , б) кут -90° , в) кут -180°

Математична модель наведена в джерелах [4, 6, 8, 9]. Рідина, що моделювалася – вода. В якості граничних умов виконано наступні налаштування: вхідний канал (Supply) – завдання повного тиску величиною 2 МПа, вихідний тангенціальний канал (Exit) – рівність нулеві статичного тиску; осьові канали (In1 та In2) – відкрита умова з нульовим статичним тиском. Для симуляції підготовлено три моделі нагнітача з кутами між тангенціальними каналами: 0° , 90° та 180° . Для спрощення порівняння результатів, інтегральні показники (ККД, витрата всмоктування через осьові канали Q_{in} / Q_s та тиск на виході в тангенціальному каналі $p_e + \rho V_e^2 / 2$) віднесено до характеристик базової конструкції з нульовим кутом між каналами.

На рис. 2 наведено порівняння ефективності перекачування води за різного кута між тангенціальними каналами. Оптимальним для конструкції без дренажного каналу є кут 0° . Це пояснюється тим, що більша частина енергії основного потоку потрапляє відразу у тангенціальний канал виходу без втрат під час руху й тертя об стінки вихрової камери.

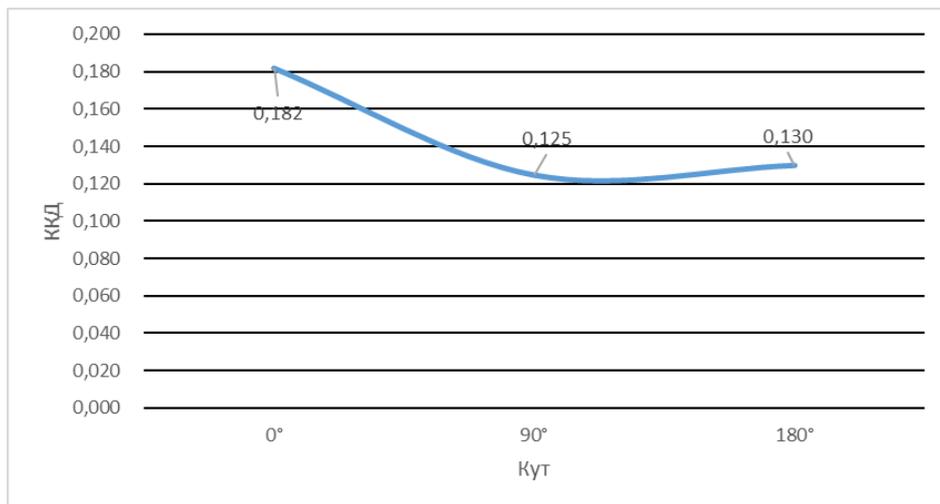


Рисунок 2 – Залежність ККД від кута між тангенціальними каналами

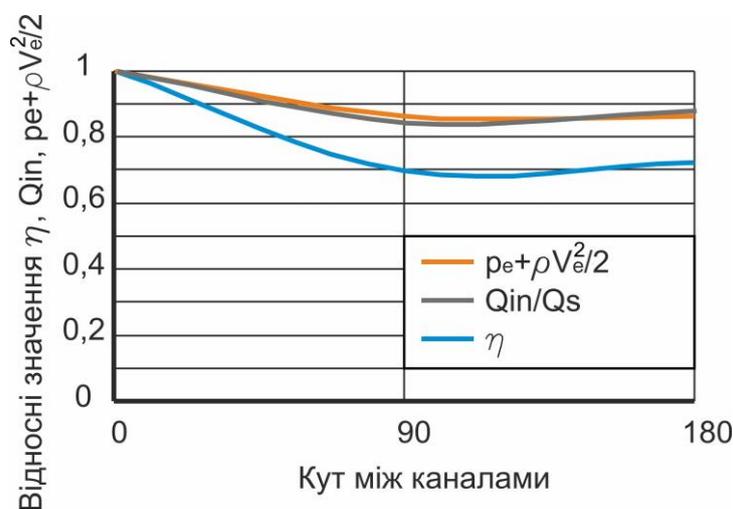


Рисунок 3 – Залежність відносних показників ефективності перекачування від кута між тангенціальними каналами

Висновки. На основі вирішення рівнянь Рейнольдса для течії води у ВКН проаналізовано вплив кута між тангенціальними каналами нагнітача на енергетичні характеристики: збільшення кута до 180° приводить до зменшення відносного ККД на 30%, тиску на виході – на 12%, витрати всмоктування – на 14%. Таким чином, оптимальною за енергетичними показниками перекачування, є конструкція з нульовим кутом між тангенціальним каналом входу активного середовища та тангенціальними каналами виходу.

Література

1. Роговий, А. С. (2017). Концепція створення вихорокамерних нагнітачів та принципи побудови систем на їх основі. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, (3), 168-173.
2. Паневник, Д. (2021). Моделювання процесу гідроабразивної ерозії елементів свердловинного струминного насоса. Problems of Friction and Wear, (4

(93)), 115-121.

3. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил: в 4-х т. /А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. – Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000 - т.3: Закрученные потоки. – 477 с.

4. Сьомін, Д. О., Роговий, А. С. (2015). Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів. Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати, (3), 130-136.

5. Роговой, А. С. (2016). Особенности режимів роботи вихорокамерних нагнітачів. Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, (75), 120-128.

6. Роговий, А. С., Лук'янець, С. І., Нескорожений, А. О., Шудрик, О. Л., Толстий, П. В. (2022). Характеристики вихорокамерних насосів під час перекачування нафти з за різного тиску всмоктування. Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати, (2), 54-58.

7. Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія / В. Е. Дранковський [та ін.] ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Електрон. текст. дані. – Харків, 2022. – 406 с.

8. Rogovyi, A., & Khovanskyu, S. (2017, August). Application of the similarity theory for vortex chamber superchargers. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 233, No. 1, p. 012011). IOP Publishing.

9. Rogovyi, A. (2016). Verification of fluid flow calculations in vortex chamber superchargers. Автомобильный транспорт, (39), 39-46.

Бороденко Юрій Миколайович, к. ф-м. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, docentmaster@gmail.com

КЛАСИФІКАЦІЙНИЙ АНАЛІЗ ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМ ДОПОМОГИ ВОДІЮ ТА БЕЗПЕКИ РУХУ

У загальному сенсі основними задачами системи допомоги водієві (СДВ) це системи, які допомагають водієві керувати автомобілем, знижуючи його стомлюваність, і сприяють безпеці руху в транспортних режимах (старт, розгін/уповільнення, маневрування, гальмування, паркування). Системи цієї групи впливають на засоби керування автомобілем і органи сприйняття водія.

З огляду на велику різноманітність додаткових систем забезпечення безпеки і підтримки роботи водія складно запропонувати одну послідовну і логічну систему їх класифікації. Одні системи жорстко пов'язані між собою в «ієрархії» керування, інші являють різні ступені розвитку однієї системи, а треті базуються на вузлах і компонентах інших систем, або є програмним розширенням наявних в них функцій [1]. Таким чином, СВД можна класифікувати за низкою загальних ознак (рис. 1).



Рис. 1. Класифікаційна структура систем допомоги водію

Відповідно до такої класифікації можна віднести всі електронні системи автомобіля, що функціонують в напівавтоматичному режимі, де в контур керування включені керуючі дії водія. Крім того, деякі активні СДВ (автопілоти) припускають і автоматичний режим функціонування.

Класифікацію допоміжних систем керування динамікою руху автомобіля зручніше регламентувати за режимом руху, в якому вони активні: початок руху, рух, гальмування. На початку руху задіюються системи: блокування диференціала; антибуксування; рушання на підйомі та з місця; автоматичного включення гальма стоянки. Під час руху підключаються системи: адаптивного круїз-контролю; курсової стійкості; запобігання перекиданню; стабілізації автопоїзда; помічники руху на спуску; гальмування двигуном та рульової корекції. При гальмуванні вступають в дію системи: ABS; розподілу гальмівних зусиль; стабілізації гальмування при повороті; впливу на розвернення; сповільнення задніх коліс; екстреного гальмування; курсової стійкості та інші.

З позицій організації зв'язків на борту автомобіля, ці ж системи можна класифікувати за ознакою архітектури побудови. В одну групу увійдуть додаткові системи, що керують тільки роботою гальм, а в іншу – комбіновані системи, які використовують і керування двигуном і коробкою передач.

Якщо, в автомобілі встановлена комбінована система підтримки курсової стійкості типу ESP (Electronic Stability Position), то робота всіх систем керування динамікою автомобіля функціонального і комплексного рівня підпорядковуються їй за принципом суперпозиції [2]. Система ESP вносить корективи в динаміку автомобіля, коли електроніка фіксує відхилення фактичного руху автомобіля від бажаного. Більш інтелектуальними з боку превентивного керування динамікою автомобіля є системи ICM (Integrated Chassis Management) [3]. Стратегія керування такої системи полягає в: зборі

сигналів з органів керування та датчиків динамічного стану автомобіля; попередніх розрахунків для оцінки дорожньої ситуації; розподілу керуючих впливів по функціональним системам координатної корекції з певним ступенем їх участі в реалізації завдання по збереженню стійкості та безпеки руху автомобіля. Таким чином система (програма) ІСМ виконує функцію координуючого центру.

У більшості СДВ використовуються безконтактні методи вимірювання на базі датчиків неелектричних величин. У дистанційних системах, застосовуються засоби телеметрії. У системах безпеки можна виділити пристрої та системи пильності, які, з одного боку, здатні оцінити фізіологічний стан водія (фізіометрія), з іншого – впливати на стан водія (фізіотехнічні системи).

Телематичні системи поєднують засоби телеметрії і автоматики. Ознакою таких систем на автомобілях є наявність радарів, відеокамер, тепловізорів, моніторів і телекомунікацій, що забезпечують периферійний огляд навколо автомобіля за допомогою лазерних та ультразвукових засобів телеметрії [4]. До таких помічників превентивної дії слід віднести системи асистенти: при зміні смуги; самостійного паркування; екстреного гальмування; виявлення небезпеки в сліпих зонах; адаптивного круїз-контролю; уникнення зіткнення; оповіщення про перехресний рух; виявлення бічної перешкоди та інші. Сучасні системи допомоги водієві, покликані підвищити безпеку керування автомобілем, об'єднані поняттям комплексу ADAS (Advanced Driver Assistance Systems).

Спосіб реалізації керуючих впливів СДВ відрізняється за об'єктом керування. У мехатронних і телематичних системах об'єктом керування виступає механічний агрегат, а в фізіотехнічних – людський організм. У якості керуючих впливів в фізіотехнічних системах розглядаються збудники органів чуття і сприйняття водія.

Рівень допомоги СДВ визначається ступенем їх автоматизації і способом реалізації. Перетворювачі зусилля (підсилювачі керма, педалі, куліси) функціонують в напівавтоматичному режимі. Опційні системи являють програмні розширення основних функціональних систем або не штатні апаратні комплектації. Інформатори – пасивні СДВ, які можуть бути побудовані на базі традиційних засобів вимірювальної техніки (датчики, покажчики, сигналізатори) або як телеметричні системи моніторингу умов руху і дорожньої ситуації.

Автопілот це активні телематичні СДВ, в яких реалізується автоматичний режим функціонування на різному рівні керування [5]. Автопілот першого рівня «без ніг» встановлено на автомобілях, що мають систему адаптивного круїз-контролю з функціями попередження виїзду зі смуги або допомоги при паркуванні. Автоматика не тільки повідомляє водія, а і втручається в керування, надаючи допомогу. Автопілот другого рівня «без рук» контролює поведінку машини, здійснюючи прискорення, гальмування і рульове керування. Автопілот третього рівня «без очей» в деяких ситуаціях бере на себе повну відповідальність за керування машиною. По суті, це вже застосування не тільки радарів, камер і датчиків, а й штучного інтелекту. Автопілот четвертого рівня «без уваги» передбачає самостійне пілотування машини на протяжних

однорідних ділянках дороги (трасі). У більш складних ситуаціях керування має переходити до людини. Автопілот п'ятого рівня «без водія» (концепти) теоретично припускають відсутність органів керування та участі людини в керуванні машиною.

Наведена класифікаційна структура може бути використана як система чинників при аналізі показників ефективності використання засобів безпеки на автомобілі та відповідних витрат на їх реалізацію (вартість систем) та впровадження (вартість дорожньої інфраструктури).

Інформаційні джерела

1. Системи активної безпеки: обов'язкова технологія, необов'язкова. URL: <https://www.actualidadmotor.com/uk/%D1%86%D0%B8%D1%84%D1%80%D0%BE%D0%B2%D1%96%D0%B7%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%8F-%D1%81%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%B5%D0%BC-%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D0%BD%D0%BE%D1%97-%D0%B1%D0%B5%D0%B7%D0%BF%D0%B5%D0%BA%D0%B8/> (дата звернення 23.08.2023).
2. Курсова стійкість автомобіля що це таке і як впливає на поведінку автомобіля. URL: <https://jak.koshachek.com/articles/kursova-stijkist-avtomobilja-shho-ce-take-i-jak.html> (дата звернення 23.08.2023).
3. F01 Dynamic Driving Systems. URL: https://www.bimmerfest.com/attachments/04-2_f01-dynamic-driving-systems-pdf.828709/ (дата звернення 23.08.2023).
4. What is ADAS? URL: <https://www.synopsys.com/automotive/what-is-adas.html> (дата звернення 23.08.2023).
5. Що таке безпілотний автомобіль і як він працює? URL: <https://futurenow.com.ua/shho-take-bezpilotnyj-avtomobil-i-yak-vin-pratsyuje/> (дата звернення 23.08.2023).

Ганжеєв Дмитро Ігорович, аспірант,

Приазовський державний технічний університет, dmitrgan9@gmail.com

Фалендиш Анатолій Петрович, д.т.н., професор

Приазовський державний технічний університет, fap_hiit@ukr.net

КАТАЛІЗАТОРИ КРИТИЧНИХ ПСИХОЕМОЦІЙНИХ СТАНІВ УЧАСНИКІВ ДОРОЖНЬОГО РУХУ

Негативна соціополітична атмосфера, викликана повномасштабною війною, здійснює безпосередній вплив на учасників дорожнього руху в українських містах. Низка обставин і факторів при цьому може розглядатися, як певні каталізатори непередбачуваної та небезпечної поведінки водіїв, пасажирів і пішоходів, що рухаються по ВДМ міста [4, 5, 6]. Умовно їх можна поділити на дві великі групи: фактори досвіду та зовнішні фактори. До *факторів досвіду* доцільно віднести:

- загальну нервову перенапругу і стресові стани населення [5, 8, 11];
- загострення реакцій на звукові сигнали, спалахи світла та інші різкі збудники [2, 4];
- пост-травматичний синдром у мешканців прифронтової зони та внутрішньо-переміщених осіб [5, 6];
- нервові та пост-травматичні розлади у учасників бойових дій [6].

Як окремі фактори, так і комплексний їх вплив здатні призводити до поведінкових розладів, зокрема загального зниження уваги, панічних атак, агресивної поведінки або, навпроти, пасивності та стану «ступору». Непередбачуваність подібних особистісних реакцій формує додаткову небезпеку, бо ускладнює прогнозування руху і оперативно-планувальні заходи щодо управління транспортними потоками [3, 9, 10].

Факторами зовнішнього типу будуть певні умови військового стану, які прямо чи побічно впливають на всіх учасників руху незалежно від їх індивідуального досвіду та внутрішніх переживань. Роль таких факторів відіграють:

- повітряні тривоги як додатковий стресор – змушують деяких водіїв прискорюватись, щоб якнайшвидше дістатись укриття або, навпаки, зменшувати швидкість для покращення зорового і слухового сприйняття зовнішньої обстановки [4, 5];
- світломаскування, блекауту та інші причини нестатку зовнішнього освітлення в темний час доби – зменшують видимість на дорогах, збільшуючи тим самим ризик ДТП, вірогідність засліплення світлом фар зустрічних ТЗ, загальний рівень нервової напруги [1, 2];
- несправність та/або відсутність живлення об'єктів світлофорного регулювання – ускладнює роз'їзд на перехрестях, сприяє формуванню додаткових критичних точок на ВДМ [1, 7, 9];
- наявність на шляхах прямування штучних споруд військового призначення, зокрема блокпостів і засобів звуження дороги (бетонні блоки, металеві загорожі, мішки з піском і т.д.) – знижують загальну швидкість транспортного потоку, збільшують його щільність на відповідних ділянках [3];
- додаткова завантаженість доріг рухомим складом військового призначення – може ускладнювати рух, сприяти формуванню заторових явищ [3, 7];
- вірогідні проблеми з заправкою ТЗ паливо-мастильними матеріалами, технічним обслуговуванням і ремонтом у прифронтовій зоні та в інших місцях, де інфраструктура зазнала значних ушкоджень;
- прямі наслідки ворожих обстрілів, зокрема ушкодження шляхів сполучення, об'єктів транспортної інфраструктури, рухомого складу, потрапляння на дорогу уламків споруд і осколків засобів ураження – призводять до загибелі людей, фізичного та психологічного травматизму [5, 6].

В окрему групу доцільно винести проблеми руху на окупованих територіях, де додаткову небезпеку становлять «фільтраційні» дії ворога, непередбачуваність поведінки його військовослужбовців, відсутність чіткого регламентування правил дорожнього руху через нав'язування іншої законодавчо-документальної бази, велика кількість мінних загороджень та інші зовнішні фактори. Загальний психоемоційний стан водіїв в цих регіонах можна охарактеризувати як пригнічений і невпевнений [6, 10, 11].

Для зниження негативних впливів доцільно не тільки впроваджувати інноваційні методики планувально-управлінської роботи на транспорті з урахуванням сучасних викликів і потреб, але й проводити комплексний аналіз психоемоційного стану населення міста в цілому та певних його груп в окремоті, використовуючи метод статистичних вибірок [3, 10]. На основі отриманих даних слід розробляти медійні, соціокультурні, психологічні та медичні рекомендації щодо покращення загальносуспільного психоемоційного стану в сучасних умовах. Цей напрям є одним з пріоритетних на перетині транспортних і медичних наук, тому потребує ретельного подальшого дослідження.

Література

1. Барвінська, Х. А. Порівняльний аналіз психологічного сприйняття інформації водієм та використання систем розпізнавання дорожніх знаків [Текст] / Х. А. Барвінська, О. М. Грицунь // Вісник машинобудування та транспорту. – 2022. – № 2 (16). – С. 3–8.
2. Бойків, М. В. Безпечні режими руху транспортних засобів у темну пору доби з урахуванням функціонального стану водія [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / Бойків Микола Васильович. – Львів, 2015. – 175 с.
3. Гайдукевич, В. А. Основи транспортної психології [Текст] : навч. посібник / В. А. Гайдукевич, О. Б. Потійчук. – Рівне : НУВГП, 2012. – 207 с.
4. Гречко, Т. П. Негативні емоційні стани водіїв автотранспорту в екстремальних умовах професійної діяльності та особливості їх психокорекції [Текст] : дис. ... канд. псих. наук : 19.00.09 / Гречко Т. П. – Хмельницький, 2011. – 232 с.
5. Мустафаєв, А. Посттравматичні стресові розлади у військових умовах (інформативний аналіз проблеми) [Текст] / А. Мустафаєв, Г. Юсіфова, П. Казімі // ГРАНІ, 2023. Вип. № 26. – С. 51–54.
6. Невидимі наслідки війни. Як розпізнати? Як спілкуватись? Як допомогти подолати? [Текст] : довідник для широкого кола фахівців / за ред. К. Возніцина, Л. Литвиненко. – 2-ге вид., доп. – Київ, 2023. – 164 с.
7. Рациборинський, В. В. Індивідуально-психологічні характеристики водія як фактор безпеки дорожнього руху [Текст] / В. В. Рациборинський, Н. В. Рациборинська-Полякова, Л. А. Мацко // Наукові нотатки : міжвузівськ. зб. – Луцьк, 2014. – Вип. № 45. – С. 465–471.

8. Фучеджі, В. Д. Стрес як психофізіологічний аспект, що впливає на водіїв транспортних засобів [Текст] / В. Д. Фучеджі, О. М. Плетенець // Теорія і практика сучасної психології. – 2018. – № 5. – С. 41–45.
9. Arakawa, Toshiya. Psychophysical assessment of a driver's mental state in autonomous vehicles [Text] / Toshiya Arakawa, Ryosuke Hibi, Taka-aki Fujishiro // Transportation Research Part A: Policy and Practice. – 2019. – Vol. 124. – P. 587–610.
10. Burlakova, G. Y. Psychophysiological status of the driver as a stochastic factor of traffic [Text] / G. Y. Burlakova, D. I. Ganzheev // SWorldJournal. – 2022. – Issue 11, Part 2. – P. 7–13.
11. Understanding Drivers' Stress and Interactions With Vehicle Systems Through Naturalistic Data Analysis [Text] / Sebastiano Milardo [et. al] // IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. – 2022. – Vol. 23. – P. 14570–14581.

Колісник Микола Прокопович, канд. техн. наук, професор, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, kolisnyk.mykola@pdaba.edu.ua
Лиходій Олександр Сергійович, канд. техн. наук, завідувач кафедри експлуатації та ремонту машин, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, lykhodii.oleksandr@pdaba.edu.ua
Червоноштан Андрій Леонідович, інженер, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, andrew.chervonoshtan@pdaba.edu.ua
Коба Сергій Анатолійович, магістрант, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, 22730.kopa@pdaba.edu.ua

МОДЕЛЮВАННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ, ЯК ЗРАЗКА ТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ, ПРИ РУСІ НА СПУСК ТА МОЖЛИВОМУ ПОВЗДОВЖНЬОМУ ПЕРЕКИДАННІ

Розглянуто визначення стану стійкості автомобіля, як технічної системи, при русі вниз по уклону дороги, а саме, при гальмуванні та можливому повздовжньому перекиданні при наїзді на перепону із використанням класичних законів механіки на основі динамічних і математичних моделей.

Моделюєми́й об'єкт прийнятий у вигляді жорсткої зосередженої маси на пружних опорах, яка рухається вниз по уклону дороги і на яку діють утримуюча та перекидаюча сили.

Перекидання вперед навколо вісі передніх коліс може відбутись навколо лінії, що проходить через геометричну вісь передніх коліс при різкому гальмуванні, або при потраплянні колесами у канаву, рис. 1.

При цьому виникають сили інерції маси автомобіля та сили тертя передніх коліс об дорогу, які утворюють перекидаючий момент. Реакцією задніх коліс нехтуємо.

Розглядаються два випадки: само гальмування на дорозі при русі вниз по уклону і раптова зупинка при наїзді передніх коліс на упор або в'їзді їх у канаву.

Початкові умови: маса автомобіля m_a , положення центра мас – Ц.М., відстань Ц.М. від передньої вісі коліс $R \sin(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{np} - \varphi)$, швидкість автомобіля V_a , коефіцієнт тертя коліс автомобіля по дорозі μ , гальмівна відстань s_z ; α_δ , α_κ , φ_{np} , φ – кути нахилу дороги, конструктивний, пружного нахилу та текучий.

Приймаємо, що інтенсивність гальмування рівномірна, то величина прискорення постійна $a_a = const$.

За даними літературних джерел відомо [1 – 5], що при русі на горизонтальній площині отримані значення гальмівного шляху s_z , та час гальмування t_z .

$$s = \frac{V_a^2}{2fg};$$

$$t_z = \frac{V_a}{fg}.$$

Якщо центр мас автомобіля та траєкторія його руху відбувається при ухилі дороги, то відповідно

$$s' = \frac{V_a^2}{2fg \cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \alpha_{np})};$$

$$t_z' = \frac{V_a}{fg \cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \alpha_{np})}.$$

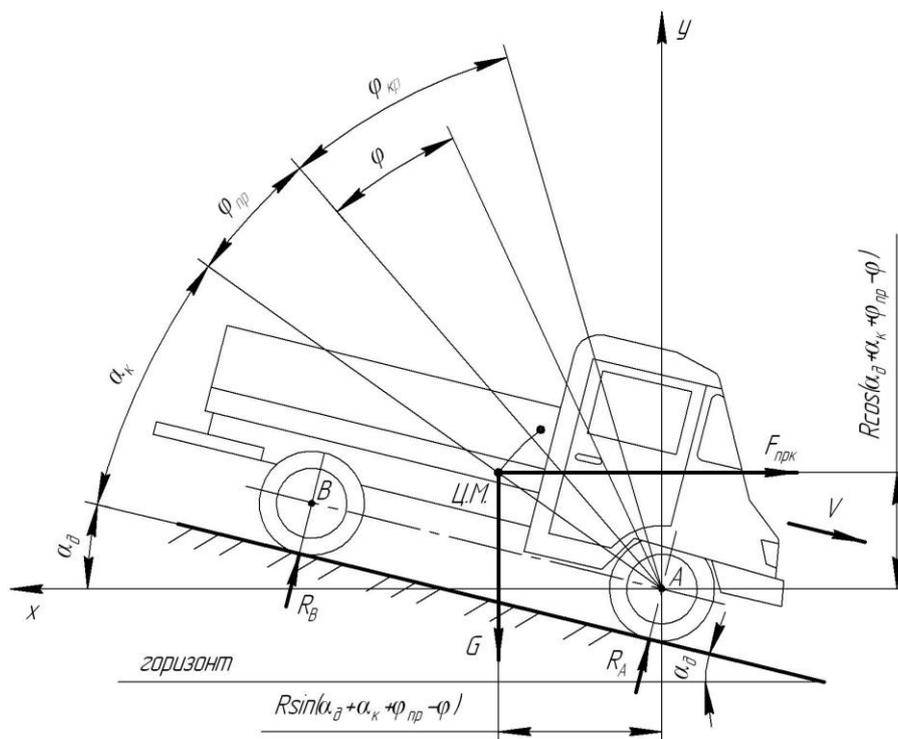


Рис. 1. Динамічна модель автомобіля

Якщо автомобіль зупиняється раптово при наїзді на перешкоду, то він повертається (перекидається) відносно осей передніх коліс повздовжньо, а умова стійкості має вигляд (математична модель)

$$A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}} \geq A_{\text{прк.}\varphi},$$

де $A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}}$ – робота сил утримуючих при повороті автомобіля на кут критичний (запас енергії) відносно ребра перекидання (точка A);

$A_{\text{прк.}\varphi}$ – робота сил перекидаючих при повороті на кут φ .

Робота сил утримуючих

$$A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}} = \int_0^{\varphi_{\text{кр}}} G_a \cdot R \cdot \sin(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}} - \varphi_{\text{кр}}) d\varphi = G_a \cdot R [\cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}} - \varphi_{\text{кр}}) - \cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}})].$$

Робота сил перекидаючих

$$A_{\text{прк.}\varphi} = \int_0^{\varphi_{\text{кр}}} G_a \cdot R \cdot \sin(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}} - \varphi) d\varphi = G_a \cdot R [\cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}} - \varphi) - \cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}})].$$

Підставивши їх значення, отримали рішення математичної моделі у вигляді нерівності

$$\cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}} - \varphi_{\text{кр}}) \geq \cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}} - \varphi).$$

Проведемо аналіз рішення математичної моделі, якщо:

1. $\varphi_{\text{кр}} = \varphi_{\text{пр}}, \varphi = \varphi_{\text{пр}} - \Delta\varphi_1$, то
 $\cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa) > \cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \Delta\varphi_1)$ – система стійка;
2. $\varphi_{\text{кр}} = \varphi_{\text{пр}}, \varphi = \varphi_{\text{пр}}$, то
 $\cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa) = \cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa)$ – система у стані нестійкої рівноваги;
3. $\varphi_{\text{кр}} = \varphi_{\text{пр}} + \Delta\varphi_2, \varphi = \varphi_{\text{кр}} - \Delta\varphi_3$, то
 $\cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa - \Delta\varphi_2) > \cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa - \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3)$

система стійка, але є зазор між опорою і основою (т. B);

4. $\varphi_{\text{кр}} = \alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}}, \varphi = \alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}}$, то
 $\cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}} - \varphi_{\text{пр}}) = \cos(\alpha_\delta + \alpha_\kappa + \varphi_{\text{пр}} - \varphi_{\text{пр}})$;

система знаходиться у стані нестійкої рівноваги (опора B із зазором, рух автомобіля на межі можливостей).

Висновки

1. Отримано функції стійкості автомобіля, як технічної системи, при русі на спуск, які характеризують стійкість системи для положень стійкої, нестійкої і нестійкої рівноваги.

2. Математична модель стійкості правомірна, а її рішення зрозумілі і раціональні в залежності від значень складових кутів технічної системи.

Література

1. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей: навчальний посібник / В. В. Біліченко, О. Л. Добровольський, В. О. Огневий, Є. В. Смирнов – Вінниця: ВНТУ, 2017. – 163 с.

2. Kolisnyk, M., Berezyk, A., Lykhodii, O., Chevchenko, A., & Chervonoshtan, A. (2023). Physical foundations of vehicle stability when moving

uphill and at longitudinal roll back. *Automobile transport*, 52, 5-13. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2023.52.0>

3. Моделювання стійкості автомобіля, як зразка технічної системи, при русі на підйом та повздовжньому перекиданні // Червоноштан Андрій, Черевко Віталій, Колісник Микола // Матеріали науково-практичної конференції студентів, аспірантів і молодих вчених, 27–28 березня 2023 р.: збірник тез під редакцією Миколи Савицького, Владислава Данішевського, Анатолія Радкевича, Олександра Сидорова. Дніпро: ПДАБА, 2023. 806 с. (електронне видання), С. 556-559. ISBN 978-966-323-237-9

4. Теорія руху автомобіля: підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2015. – 320 с. : іл. 124., бібліогр. 27, табл. 24.

5. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем: Навч. посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 175 с.

Ярита Олександр Олександрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, aleks.yarita@gmail.com

Шаповаленко Владислав Олексійович, завідувач навчально-виробничою майстернею, Харківський основний машинобудівний фаховий коледж, vladislav-shapovalenko@ukr.net

АНАЛІЗ МЕТОДИК ДОСЛІДЖЕННЯ БОКОВОГО ЗІТКНЕННЯ ДЛЯ НОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У більшості країн світу на сьогоднішній день автомобільні аварії є у переліку основних причин смертності серед населення. При цьому, не дивлячись на постійне підвищення рівня безпеки транспортних засобів, фахівці роблять не втішні прогнози щодо подальшого підвищення смертності на дорогах, які ґрунтуються в першу чергу на постійному збільшенні чисельності транспортних засобів.

Процес керування транспортним засобом вимагає від водія повної концентрації уваги та врахування великої кількості факторів, а також миттєвої реакції на зміну дорожньої ситуації. І все ж, далеко не завжди правильна робота водія гарантує безпеку дорожнього руху. Враховуючи постійне зростання кількості учасників дорожнього руху та підвищення швидкості руху, система «людина – автомобіль – середовище», яка враховує взаємодії технічних засобів, фізіологічних, психологічних та інтелектуальних якостей людини, постійно ускладнюється. Тому для підвищення безпеки водія та пасажирів, враховуючи досить високу вірогідність виникнення дорожньо-транспортної пригоди (ДТП), потрібно досліджувати та покращувати пасивну і активну безпеку транспортних засобів.

Починаючи з 1994 року у країнах Європи почала діяти програма оцінки нових автомобілів (NCAP), яка невдовзі отримала всеосяжний характер на основі процедур випробувань розроблених раніше Європейським комітетом експериментальних транспортних засобів.

На сьогодні EuroNCAP публікує звіти про безпеку нових транспортних засобів та присвоює їм рейтинг, який відображається у вигляді кількості отриманих «зірок». Рейтинг будується у відповідності до аналізу результатів низки випробувань (краш-тестів), основними з яких є:

- лобовий удар зі зміщенням, який виконується на швидкості 64 км/год у деформовану перешкоду. Під час тесту на задньому сидінні розміщені манекени, що імітують трирічну та півторарічну дитину;
- боковий удар, який виконується на швидкості 50 км/год. За рахунок рухомої платформи з деформованим блоком імітується боковий удар з боку розміщення водія;
- боковий удар об стовп, який виконується на швидкості 29 км/год. Автомобіль ставлять на візок та вдаряють по стовпу, при цьому імітується ситуація втрати керування на слизькій дорозі [1-4].

Проаналізуємо більш докладно, яким чином відбувається дослідження бокового удару. Транспортний засіб розташовується на рівній поверхні статично, зі сторони водійського місця запускається рухомий візок зі швидкістю $50 \text{ км/год} \pm 1 \text{ км/год}$. Використовується візок із колісною базою $3000 \pm 10 \text{ мм}$ і колією спереду та ззаду $1500 \pm 10 \text{ мм}$. Попереду кріпиться деформований бар'єр так, щоб його нижній край знаходився на висоті $300 \text{ мм} \pm 5 \text{ мм}$ від землі. Загальна вага візок має бути $950 \pm 20 \text{ кг}$ (рис. 1).

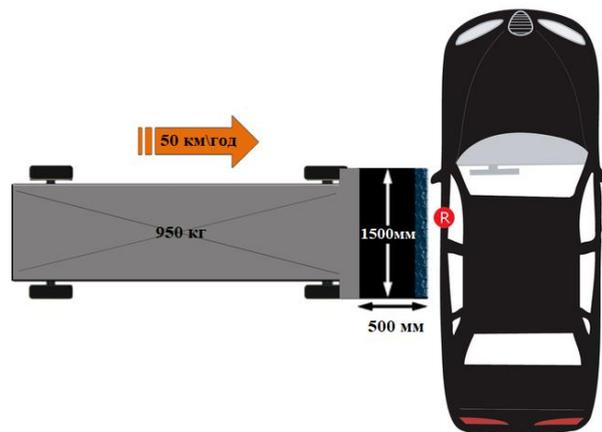


Рисунок 1 – Схема проведення бокового краш-тесту за методикою EuroNCAP

Паралельно із розвитком дослідження безпеки транспортних засобів у Європі, подібні роботи проводилися і у США. Там Національне управління безпеки дорожнього руху провело перші краш-тести з оцінки безпеки в 1979 році, проте дослідження бокового зіткнення увійшло до програми випробувань лише у 1997 році (рис. 2).

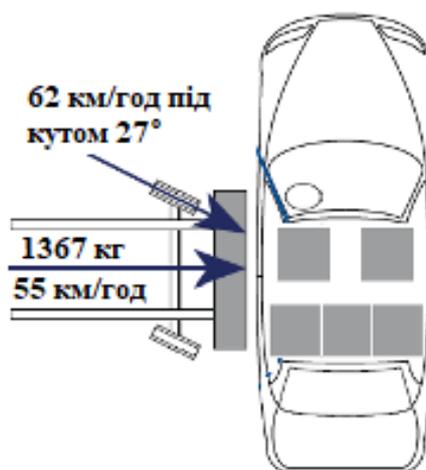


Рисунок 2 – Схема проведення бокового краш-тесту за методикою USNCAP

Умови проведення краш-тесту дещо відрізняються від європейських. Випробувальний транспортний засіб розташовується на рівній поверхні статично, з боку розташування керма запускається рухомий візок зі швидкістю 62 км/год (38,5 миль/год) під кутом 27 градусів. Геометричні та вагові параметри візка також відрізняються від європейських. Так його колісна база складає 3632 мм, колія спереду та ззаду становить 1880 мм, маса становить 1367 кг (3015 фунтів). Попереду візка закріплюється деформований бар'єр так, щоб його нижній край знаходився на висоті 279 мм від опорної поверхні. Основною метою описаного випробування є оцінка травм голови, живота, грудної клітки та тазу водія.

Як підсумок, слід відзначити, що у світі існують і інші методики оцінки бокового зіткнення транспортних засобів, проте вони переважно не мають особливих відмінностей у порівнянні із описаними. Одним із основних показників, що безперечно впливає на результати досліджень, є висота розташування бар'єру на візку, у описаних методиках вона складає 300 та 279 міліметрів відповідно. Проте на сьогодні активно розвивається ринок позашляховиків і їх частка на дорогах стає все більшою, а це означає що висота нанесення удару, у тому числі і бокового, при зіткненні із подібним транспортним засобом може перевищувати значення, що моделюються у краш-тестах. Враховуючи вищевикладене, вбачається актуальним розглянути можливість внесення змін до існуючих методик дослідження бокового зіткнення.

Література

1. Department for Transport (2021), Reported road casualties Great Britain, provisional results: 2020, Department for Transport, United Kingdom, <https://www.gov.uk/government/statistics/reported-road-casualties-great-britain-provisional-results-2020/reported-road-casualties-great-britain-provisional-results-2020> (accessed 5 December 2021).

2. NHTSA (2021a), "Early Estimate of Motor Vehicle Traffic Fatalities in 2020", **Traffic Safety Facts: Crash Stats**, National Highway Traffic Safety Administration, U.S. Department of Transportation, <https://crashstats.nhtsa.dot.gov/Api/Public/ViewPublication/813115>.
3. Qureshi, A. I. et al. (2020), "Mandated societal lockdown and road traffic accidents", Accident Analysis and Prevention, Vol. 146, 105747, <https://doi.org/10.1016/j.aap.2020.105747>.
4. Vandoros, S. and F. Papailias (2021), "Empty Streets, Speeding and Motor Vehicle Collisions during Covid-19 Lockdowns: Evidence from Northern Ireland" MedRxiv, <https://doi.org/10.1101/2021.01.03.21249173>.

Аргун Щасяна Валіковна, проф., Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ) shasyana@gmail.com
Гнатів Андрій Вікторович, проф., ХНАДУ
Ульянець Ольга Анатоліївна, викл., ХНАДУ
Трунова Ірина Сергіївна, доц., ХНАДУ

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ВПРОВАДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОБУСІВ У МІСЬКОМУ ТРАНСПОРТІ В УКРАЇНІ

Сучасний світ переживає трансформацію у сфері транспорту, яка обумовлена не лише зростаючим попитом на сталість та довкілля, але й різноманітністю нових технологій. Аналіз можливостей впровадження електробусів (ЕБ) у міському транспорті України відкриває широкий горизонт можливостей та викликів.

Один із аспектів, який слід розглядати, – це перехід від традиційних автомобільних засобів до мобільних електричних платформ. Україна має потенціал для розвитку мережі електрозаправок, які підтримуватимуть зростаючу кількість електромобілів у містах. Але важливо не тільки створити інфраструктуру, а й розробити стратегії для її раціонального використання.

Окрім того, ЕБ відкривають можливості для створення "зелених маршрутів" та оптимізації громадського транспорту. Розумне розташування та розподіл маршрутів з урахуванням попиту та навколишнього середовища може покращити якість життя мешканців міст.

Звісно, існують виклики, такі як висока вартість ЕБ та необхідність удосконалення інфраструктури. Проте, аналіз показує, що переваги електричних транспортних засобів, які включають в себе збереження довкілля, економію на операціях, та підвищену якість повітря, роблять їх привабливими для міст України. Таким чином, впровадження ЕБ може стати важливим кроком у напрямку сталого та зеленого міського транспорту.

Переваги та недоліки експлуатації ЕБ у порівнянні з існуючим міським дорожнім транспортом є ключовими питаннями при їх впровадженні у міському транспорті.

Переваги експлуатації електробусів (ЕБ):

– екологічна чистота – ЕБ не викидають викиди в атмосферу, тому вони сприяють зменшенню забруднення повітря та поліпшенню якості навколишнього середовища. Це особливо важливо в містах з високим рівнем забруднення повітря.

– економія – ЕБ зазвичай мають нижчі операційні витрати в порівнянні з традиційними дизельними або бензиновими автобусами, завдяки меншим витратам на паливо та технічному обслуговуванню.

– значно менший рівень шуму в порівнянні з автобусами з ДВЗ. Це зменшує акустичне забруднення в міському середовищі і покращує комфорт пасажирів та мешканців міста.

– використання електроенергії як джерела живлення для ЕБ допомагає знизити залежність від імпорту нафти та газу, що може бути важливим для енергонезалежності країни.

До недоліків експлуатації електробусів відноситься: обмежена відстань поїздки; інфраструктурні витрати; обмежена доступність батарей; потреба в особливому навчанні.

Порівняльний аналіз електробусів з різними способами зарядки накопичувачів тягових джерел енергії є важливим аспектом при впровадженні цих транспортних засобів. Важливо визначити, який метод зарядки найбільше підходить для конкретних потреб і умов експлуатації. Нижче подано загальний порівняльний аналіз декількох методів зарядки для електробусів:

1. Провідна зарядка.

Переваги: швидкий заряд – підходить для автобусів, які використовуються на маршрутах з високою частотою; велика доступність інфраструктури зарядки; зазвичай більше потужності для швидкого заряду;

Недоліки: вимагає фіксованої зупинки для зарядки; може бути дорогою для встановлення і підтримання інфраструктури зарядки.

2. Бездротова зарядка.

Переваги: зручність – не потрібно підключати кабелі під час зарядки; можливість заряджати під час короткочасних зупинок (наприклад, на зупинках).

Недоліки: зазвичай менше потужності, тому зарядка може бути повільнішою; вищі витрати на встановлення та підтримку системи бездротової зарядки.

3. Зарядка з використанням обмінних батарей.

Переваги: швидкий обмін батарей, що дозволяє швидку зарядку і зменшує час зупинки; зручність для експлуатації, оскільки не потрібно чекати на зарядку.

Недоліки: вимагає інфраструктури для обміну батарей; додаткові витрати на придбання та обслуговування батарей.

4. Зарядка в руху (динамічна зарядка).

Переваги: зарядка в руху дозволяє продовжувати маршрут без значної зупинки; може забезпечувати неперервне живлення для автобусів на маршрутах з високою частотою.

Недоліки: вимагає спеціальної інфраструктури на дорогах; може бути складним для встановлення та підтримки.

Порівнюючи ці методи зарядки, важливо враховувати потреби конкретної системи міського транспорту, тип маршруту, доступність інфраструктури, бюджетні обмеження і екологічні цілі. Кожен метод має свої переваги та недоліки, і вибір повинен бути обґрунтованим залежно від конкретних обставин.

Алгоритм переходу на ЕБ в може включати наступні кроки.

1. Аналіз поточного стану міського транспорту, включаючи типи автобусів, існуючу інфраструктуру, витрати на паливо, викиди CO₂ і інші аспекти.

2. Визначення мети щодо переходу на електробуси, такі як зменшення викидів CO₂, зниження витрат на експлуатацію та поліпшення якості повітря.

3. Оцінка інфраструктури, а саме перевірка наявності необхідних зарядних станцій для електробусів і чи потрібні нові. Дослідження можливості для встановлення сонячних панелей для генерації зеленої енергії.

4. Вибір транспортних засобів, тобто визначення типів ЕБ, які підходять до потреб, враховуючи відстань маршрутів, пасажиропотік та інші фактори.

5. Фінансування. Розробка бюджету для закупівлі електробусів та інфраструктури, і розгляд можливості для отримання допомоги від уряду, міжнародних фондів та інших джерел.

6. Зарядка та обслуговування. Планування розстановки та обслуговування зарядних станцій, а також підготовки персоналу до обслуговування електробусів.

7. Інформування та освіта. Проведення інформаційної кампанії для пасажирів та мешканців міста щодо переваг електробусів.

8. Перехід на нову систему. Поступове впровадження електробусів на маршрутах, починаючи з найбільш перспективних. Забезпечення плавного переходу для персоналу та пасажирів.

9. Моніторинг та вдосконалення. Ведення моніторингу ефективності та внесення корективів в стратегію, якщо потрібно.

10. Сталість і розширення. Забезпечення сталості операцій та розгляд можливості для розширення парку електробусів у майбутньому.

За допомогою цього алгоритму, міста можуть поступово переходити на більш екологічно чистий міський транспорт, забезпечуючи чисте повітря та зменшення викидів парникових газів.

Висновки

Запровадження електромобілів та електричних автобусів у міському транспорті України має потенціал зменшити викиди CO₂, покращити якість повітря та знизити витрати на експлуатацію. Для успішного переходу важливі аспекти включають інфраструктуру для зарядки, вибір транспортних засобів та фінансування. Належне планування та постійний моніторинг є ключовими факторами успіху, а сталість та можливість розширення грають важливу роль у сталому розвитку міст.

Література

1. Arhun, S., Hnatov, A., Dziubenko, O., Ponikarovska, S.: A device for converting kinetic energy of press into electric power as a means of energy saving. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*. 36, 105–110 (2019). <https://doi.org/10.7736/KSPE.2019.36.1.105>
7. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S.C., Bogdan, D., Dzyubenko, O.: Development of an energy generating platform for converting kinetic energy into electrical energy using the kinematic synthesis of a three-stage multiplier. Presented at the (2019)
8. Sunio, V., Gaspay, S., Guillen, M.D., Mariano, P., Mora, R.: Analysis of the public transport modernization via system reconfiguration: The ongoing case in the Philippines. *Transportation Research Part A: Policy and Practice*. 130, 1–19 (2019)
12. Munjal, R., Liu, W., Li, X., Gutierrez, J., Chong, P.H.J.: Multi-Attribute decision making for energy-efficient public transport network selection in smart cities. *Future Internet*. 14, 42 (2022)
16. Hnatov, A., Patlins, A., Arhun, S., Kunicina, N., Hnatova, H., Ulianets, O., Romanovs, A.: Development of an unified energy-efficient system for urban transport. Presented at the (2020)

Аргун Щасяна Валиковна, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, shasyana@gmail.com

Свідлов Володимир Анатолійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ЕФЕКТИВНИХ ГІБРИДНИХ ТА ЕЛЕКТРИЧНИХ ПРИВОДІВ У СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛЯХ

Сучасні технологічні виклики та серйозні екологічні проблеми стимулюють розвиток транспортних систем, спрямованих на зменшення викидів шкідливих речовин та покращення раціонального використання природних ресурсів. Одним із ключових напрямків вирішення цих проблем є впровадження ефективних систем гібридних та електричних приводів для автомобілів.

Гібридні та електричні приводи є альтернативними до традиційних двигунів внутрішнього згоряння і базуються на використанні електромоторів та батарей. Гібридні системи об'єднують електромотори та двигуни внутрішнього згоряння для оптимізації пального споживання та зниження викидів, тоді як електричні автомобілі використовують лише електромотори та батареї, що не мають шкідливих викидів.

Основні переваги гібридних та електричних приводів включають:

– зменшення забруднення повітря: електричні приводи мають нульові викиди шкідливих газів, що сприяє зменшенню забруднення повітря та поліпшенню якості навколишнього середовища;

– ефективність енергоспоживання: електричні та гібридні системи відзначаються вищою ефективністю в порівнянні з традиційними двигунами внутрішнього згоряння, що дозволяє економити енергію;

– підвищена маневреність: електромотори надають автомобілям високу маневреність та високу кількість обертів, що поліпшує керованість на дорозі;

– ефективне гальмування: рекуперативне гальмування, характерне для електричних та гібридних систем, дозволяє повертати частину втраченої енергії під час гальмування, що сприяє підвищенню їхньої ефективності.

Для високої ефективності та надійності гібридних та електричних приводів, потрібно проводити дослідження та розробку в різних аспектах:

– батарейні технології: дослідження різних типів батарей, їхньої ефективності, тривалості служби та вартості з метою підвищення робочого запасу та зниження витрат;

– ефективність двигуна: Оптимізація електродвигунів для досягнення максимальної продуктивності та зниження втрат енергії;

– управління енергією: розробка ефективних систем управління, які забезпечують оптимальне розподілення енергії між різними компонентами системи;

– безпека та надійність: вивчення та розробка заходів для забезпечення безпеки та надійності систем гібридних та електричних приводів;

– використання Штучного Інтелекту (ШІ) та Машинного Навчання (МН): ШІ і МН вже знайшли застосування в автомобільній промисловості для оптимізації роботи гібридних та електричних систем.

Особливу увагу варто приділити останньому пункту, так як ШІ та МН відіграють ключову роль у трансформації автомобільної промисловості, зокрема в оптимізації роботи гібридних та електричних систем. Ці передові технології впливають на багато аспектів автомобільного виробництва та експлуатації, забезпечуючи покращення продуктивності, ефективності, безпеки та екологічної сталості.

ШІ та МН використовуються для аналізу та прогнозування патернів споживання енергії у реальному часі. Автомобільні системи на основі ШІ можуть адаптувати роботу двигуна та батарей до поточних умов на дорозі, оптимізуючи витрату пального або електроенергії. Це допомагає зберегти енергію та підвищити робочий запас автомобіля.

Алгоритми МН використовують дані з GPS, камер, сенсорів та інших джерел для прогнозування руху на дорогах. Це дозволяє автомобілям планувати маршрути, уникати заторів та ефективно використовувати ресурси, зменшуючи витрати енергії.

Системи розпізнавання об'єктів на базі ШІ допомагають водіям у визначенні перешкод та інших автомобілів на дорозі. Це важливо для покращення безпеки та попередження аварій. Більш розвинені системи можуть навіть автоматично втручатися для уникнення зіткнень.

Для електричних автомобілів, системи ШІ та МН можуть оптимізувати процес зарядки. Вони враховують фактори, такі як потужність мережі, пікові

часи та ставки за електроенергію, щоб забезпечити оптимальну зарядку відповідно до потреб користувача та обмежень інфраструктури

Висновки

Дослідження та розробка ефективних систем гібридних та електричних приводів для автомобілів є важливим напрямком розвитку транспорту, спрямованим на зниження екологічного впливу та поліпшення продуктивності. Ці системи відкривають нові можливості для створення екологічно чистого та ефективного транспорту майбутнього. Дослідники та інженери спільно працюють над вирішенням технічних викликів та розвитком нових технологій, що сприятимуть створенню більш сталого та ефективного автотранспорту.

Література

1. Мигаль, В., Аргун, Щ., Гнатов, А., Гнатова, Г., Сохін, П. (2022). Інтелектуальне діагностування транспортних засобів. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, (22), 72–80. 9 стор. <https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.22.0.5>
2. Мигаль, В., Аргун, Щ., Гнатов, А., Гнатова, Г., & Сохін, П. (2023). Підвищення якості тягових електродвигунів для електротранспорту. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, (23), 6–14.
3. Гнатов, А. В., Аргун, Щ. В., Гнатова, Г. А., & Сохін, П. А. (2022). Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, (21), 22–30. <https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.21.0.1>
4. Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., & Sokhin, P. (2021). Technical and economic calculation of a solar-powered charging station for electric vehicles. Automobile Transport, (49), 71–78. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2021.49.0.05>

Болдовський Володимир Миколайович, к.т.н., доцент,
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ В УКРАЇНІ АВТОМОБІЛІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА СОНЯЧНІЙ ЕНЕРГІЇ

Впровадження автомобілів, що працюють на сонячній енергії, має значний потенціал і може мати численні переваги щодо їх використання в Україні.

До перспектив впровадження цієї технології можна віднести наступне:

1. Екологічна чистота

Автомобілі, що працюють на сонячній енергії використовують відновлювальну енергію, тому вони не викидають в атмосферу шкідливі речовини і не споживають скінченні природні ресурси, такі як нафта або

вугілля. Це сприяє зменшенню впливу транспорту на зміну клімату і забруднення довкілля.

2. Енергонезалежність

Автомобілі, що працюють на сонячній енергії можуть завжди заряджатися, коли сонце світить, навіть під час руху. Це робить їх менш залежними від інфраструктури зарядних станцій та споживання пального.

3. Зниження експлуатаційних витрат

Після встановлення сонячних панелей на автомобіль власники можуть значно зменшити свої витрати на паливо. Автомобілі, що працюють на сонячній енергії, не вимагають частого заправлення і мають менше деталей, які потребують обслуговування.

4. Збільшення відстані пробігу

Інновації в сонячних технологіях можуть дозволити створювати автомобілі з більшою потужністю і покращеною ефективністю, що дозволить їм подолати більші відстані на сонячному заряді.

5. Використання в регіонах з більш великою кількістю сонячної енергії

У регіонах з більш високим рівнем сонячної активності (південні області країни), автомобілі, що працюють на сонячній енергії, можуть бути особливо ефективними, оскільки вони можуть завжди отримувати енергію від сонця.

6. Розвиток інфраструктури

Зростання популярності автомобілів, що працюють на сонячній енергії, може призвести до розвитку інфраструктури для їх зарядки, включаючи сонячні зарядні станції, які можуть бути використані також іншими сонячними транспортними засобами, такими як електричні велосипеди і скутери.

Незважаючи на потенціал, є також виклики, пов'язані з впровадженням автомобілів, що працюють на сонячній енергії, включаючи високу вартість технології, обмежену потужність панелей, питання ефективності в умовах поганих погодних умов, а також необхідність розробки стандартів та регулювань. Однак з плином часу і розвитком сонячних технологій можна очікувати, що ці виклики будуть подолані, і автомобілі, що працюють на сонячній енергії стануть більш поширеними на дорогах України.

Борисенко Анна Олегівна, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, anutochka2111@gmail.com

[Церковний Дмитро Олександрович](#), студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, verkhavenko896@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ УДОСКОНАЛЕНИХ СИСТЕМ ДОПОМОГИ ВОДІЮ

Удосконалені системи допомоги водієві (Advanced Driver Assistance Systems (ADAS)) – електронні системи, що допомагають водію керувати автомобілем. Завдяки безпечному людино-машинному інтерфейсу ADAS сприяє безпеці автомобілів і дорожньому руху. У таблицю зведені різні види систем допомоги водієві (ADAS) та наведено їх визначення [1].

Таблиця – Види ADAS та їх визначення

Система	Призначення
Круїз-контроль або адаптивний круїз-контроль	<i>Підтримує задану водієм швидкість або автоматично регулює швидкість транспортного засобу для підтримки безпечної дистанції до транспортного засобу попереду</i>
Бортові інформаційні системи (IVIS)	<i>Екранні графічні інтерфейси користувача, які надають інформацію та комунікації, пов'язані з поїздкою (наприклад, GPS) або діяльністю, не пов'язаною з водінням (наприклад, мультимедіа)</i>
Система запобігання лобовому зіткненню (АЕВ)	<i>Попереджає водія про неминуче лобове зіткнення та/або автоматично застосовує гальма, якщо водій не реагує</i>
Попередження про обмеження швидкості	<i>Попереджає водія про перевищення обмеження швидкості</i>
Попередження про дотримання дистанції	<i>Попереджає водія про небезпечну відстань між транспортним засобом водія та переднім транспортним засобом</i>
Попередження про рух позаду	<i>При виїзді заднім ходом з місця автомобіля попереджає водія транспортного засобу, що проїжджає</i>
Попередження про виїзд зі смуги руху (LDW)	<i>Попереджає водія, коли автомобіль водія виїхав за межі смуги руху</i>
Системи допомоги при дотриманні смуги руху (LKAS)	<i>Асистент утримання смуги руху, яка додає можливості системі LDW, застосовуючи автоматичне гальмування, кермування або те й інше, щоб утримувати автомобіль у межах смуги руху та дорожньої розмітки</i>
Попередження про втому/відволікання	<i>Попереджає водія про втому (наприклад, сонливість, довгий час водіння) та/або відволікання (наприклад, користування телефоном, куріння)</i>
Асистент утримання смуги руху та/або центрування смуги руху	<i>Самостійно коригує транспортний засіб, що виїжджає зі смуги руху, та/або забезпечує постійне центрування транспортного засобу на смугі руху.</i>
Функції автоматичного паралельного паркування	<i>Автоматично маневрує транспортним засобом до місця паркування</i>
Автопілот	<i>Автоматизація руху транспортних засобів. Згідно класифікації SAE International існують 5 рівнів автоматизації руху автотранспортних засобів</i>

В системах ADAS використовуються автоматизовані технології, датчики і відеокамери, виконавчі пристрої, які призначені для підвищення безпеки руху транспортного засобу, для своєчасного виявлення перешкод перед автомобілем та виправлення помилок водія під час процесу водіння або при раптової втраті можливості керувати автомобілем (хвороба, відволікання або сонливість) та відповідного реагування системи ADAS на кожний окремий випадок. Система автоматичного екстреного гальмування (АЕВ) є найефективнішою технологією, яка зменшує три з чотирьох найпоширеніших категорій аварій: перехрестя (на 28%), наїзд ззаду (на 27,7%) і аварії на пішоходів (на 28,4%) [2].

Впровадження камер в транспортному засобі передбачає нову функцію штучного інтелекту, яка використовує об'єднання датчиків для ідентифікації та обробки об'єктів. Сенсорний синтез об'єднує великі обсяги даних за допомогою програмного забезпечення для розпізнавання зображень,

ультразвукових датчиків, лідара та радара. Ця технологія може фізично реагувати швидше, ніж людина-водій. Він може аналізувати потокове відео в реальному часі, розпізнавати, що показує відео, і визначати, як на нього реагувати. У безпілотних автомобілях використовується низка цих додатків і технологій для отримання кругового огляду як у безпосередній близькості від транспортного засобу, так і на дальню відстань. Це означає, що апаратні конструкції ADAS використовують більш технологічні вузли для досягнення цільових показників ефективності, одночасно знижуючи вимоги до їх потужності та об'єму.

Зростаюча кількість автомобільного електронного обладнання та програмного забезпечення вимагає суттєвих змін у сучасному процесі проектування транспортних засобів, щоб вирішити конвергенцію суперечливих цілей: підвищена надійність, зменшені витрати, інтенсивний розвиток.

Тенденція переходить від розподілених електронних контролерів (ECU) до більш інтегрованого контролера домену ADAS із централізованими ECU. Це означає, що зараз ми перебуваємо на тому, що SAE International визначає як рівень 2 (часткова автоматизація водіння), де транспортний засіб може керувати як рульовим керуванням, так і прискоренням/уповільненням, але не може керувати самостійно, оскільки людина може взяти на себе керування автомобіля в будь-який час.

За оцінками різних компаній та організацій, повністю автоматизований транспорт займатиме значну частку серед пересувних транспортних засобів на дорогах світу вже у 2025-2050 рр. Це означає, що автомобілі будуть не лише пересуватися самостійно, але й зможуть “спілкуватимуться” між собою за допомогою систем типу Car-to-Car, а також з оточуючою інфраструктурою – світлофорами, центрами дорожнього регулювання. Величезна кількість електронних систем та технологій необхідна для роботи системи автоматичного пілотування транспортного засобу, частина з яких вже сьогодні ефективно використовується у передових транспортних засобах.

Серед компаній, які зараз активно займаються розробкою безпілотних автомобілів, можна виділити такі великі автомобільні концерни, як Tesla, Audi, Volkswagen, General Motors, Jaguar, Land Rover, Toyota, BMW та ін. Також варто відмітити активний інтерес та зацікавленість до розробок автономних транспортних засобів з використанням штучного інтелекту таких видатних ІТ-гігантів як Google і Apple.

Незважаючи на те, що повністю автоматизованих безпілотних автомобілів ще немає у вільному продажі, зараз, вони вже активно тестуються в реальних умовах. Так, в Дубаї місцева влада запустила по міських вулицях перший безпілотний автобус, який рухається за маршрутом. А через 5 років в Дубаї планується перекласти на автоматизоване управління четверту частину усього транспорту міста. У Сінгапурі запустилася служба безпілотного таксі. Вона складається з декількох електромобілів, які транспортують пасажирів на невеликій території в одному з ділових районів міста. Очікується, що вже через два роки усі служби таксі Сінгапуру також будуть повністю автономними.

Розвиток систем ADAS впливає на інші сфери життя. Кілька прикладів того, як автономні транспортні засоби вплинуть на різні індустрії:

- оборонна сфера. Військові зможуть застосовувати автономні транспортні засоби для перевезення вантажів в небезпечних зонах. Відсутність водія дозволяє уникнути ризиків для життя військових в місцях, де можливі ворожі обстріли і диверсійна діяльність;

- аграрний сектор. За рахунок використання безпілотних тракторів та іншої сільськогосподарської техніки фермери підвищать ефективність бізнесу. Один оператор (замість водія) контролюватиме роботу відразу декількох тракторів або комбайнів, що прискорить процес збору врожаю та інші сільськогосподарські роботи;

- служби безпеки. Правоохоронні органи зможуть використовувати автомобілі без водія для патрулювання. Наприклад, в Дубаї вже планують використовувати безпілотні поліцейські машини, оснащені камерами, засобами машинного навчання і 3D-технологіями спостереження для патрулювання вулиць міста;

- транспортні компанії. Автономні транспортні засоби впливають на індустрію логістики, оскільки знижують кількість ДТП і підвищують продуктивність водіїв. Останні, яких уже слід називати операторами, а не водіями, під час поїздки зможуть працювати над іншими завданнями. Ефективність витрат палива також підвищиться, адже автономні транспортні засоби здатні вибирати найбільш оптимальні маршрути і швидкість руху.

Таким чином, проведено дослідження удосконалених системи допомоги водієві ADAS та визначені напрями їх подальшого розвитку.

Література

1. What is ADAS (Advanced Driver Assistance Systems) Overview of ADAS Applications | Synopsys. Synopsys | EDA Tools, Semiconductor IP and Application Security Solutions. URL: <https://www.synopsys.com/automotive/what-is-adas.html> (date of access: 03.10.2023).
2. Haus S. H., Sherony R., Gabler H. C. Estimated benefit of automated emergency braking systems for vehicle–pedestrian crashes in the United States. Traffic Injury Prevention. 2019. Vol. 20, sup1. P. S171–S176. URL: <https://doi.org/10.1080/15389588.2019.1602729> (date of access: 03.10.2023).

Бороденко Юрій Миколайович, к. ф-м. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, docentmaster@gmail.com
Волобуєв Денис Сергійович, студент ХНАДУ

ЕКОНОМІЧНІ ТА СОЦІАЛЬНІ АСПЕКТИ ВІРТУАЛІЗАЦІЇ ЛАБОРАТОРНОГО ПРАКТИКУМУ В ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНИХ ДИСЦИПЛІНАХ

Вступ

Дистанційні технології проведення лабораторного практикуму (ЛП), в практичній частині занять, загалом передбачають виконання експерименту або «своїми руками» або «чужими руками» [1]. Такі можливості забезпечуються завдяки використанню прикладних програм (моделювання об'єктів і процесів) або тематичного відео-контенту [2, 3]. Віртуальні лабораторії – це інтерактивні, цифрові імітації діяльності які зазвичай проходять у фізичних лабораторних умовах. Особливої актуальності віртуальні лабораторії набувають в курсах електротехнічних і спеціальних дисциплін в умовах пандемії або військових дій.

Мета дослідження

Сформулювати методику визначення економічного ефекту від впровадження віртуального лабораторного практикуму для кількісної оцінки економічних показників у відповідному розділі атестаційної роботи магістра.

Визначення економічного ефекту

Вцілому, прибуток від впровадження віртуальної технології буде визначатися різницею витрат на розробку реального і віртуального лабораторного практикуму. Витрати на розробку і впровадження реального ЛП включають статті:

- вартість лабораторного обладнання (лабораторні стенди, дослідні зразки, засоби контролю характеристик, примусова вентиляція);
- вартість витратних матеріалів (палива, робочої рідини, захисний одяг);
- вартість розробки і видання методичних вказівок;
- вартість експлуатації лабораторного приміщення (витрати на заробітну платню лаборанта, опалення, прибирання та охорону);
- вартість електроенергії (на живлення лабораторного обладнання, освітлення і примусову вентиляцію).

Витрати на розробку і впровадження віртуального (комп'ютерного, дистанційного) ЛП включають статті:

- вартість розробки віртуальної лабораторії (створення відео-контенту для візуалізації дослідних зразків і їх функціонування, засобів контролю параметрів, процесу дослідження характеристик).

- вартість розробки і видання методичних вказівок;
- вартість електроенергії (забезпечення серверних послуг програм дистанційного навчання);
- вартість експлуатації службових приміщень, що задіяні в забезпеченні дистанційних послуг (машинний зал серверів);
- заробітна платня робітників серверної служби віднесена до обсягу занять за визначеним обсягом ЛП.

Вцілому, економічний ефект від застосування віртуальної технології буде визначатися через отриманий прибуток і витратами на розробку та впровадження віртуального лабораторного практикуму з урахуванням об'єму лабораторних робіт (годин згідно робочої програми) і терміну застосування останнього (актуальність тем).

Інформаційна повнота та соціальний ефект

Що стосується щільності надання інформації (кількості об'єктів або способів дослідження протягом лабораторного заняття) можна сказати наступне. Завдяки використанню відео-контенту, що демонструє процес дослідження у фрагментальному вигляді, вдається розглянути декілька варіантів об'єктів або способів їх дослідження з використанням різного лабораторного обладнання. Таким чином продуктивність лабораторних робіт зростає в декілька разів.

Соціальний ефект від впровадження віртуального ЛП (на дистанції) пояснюється факторами безпеки студентів (виключення ймовірності травмування технічними об'єктами, ураження електричним струмом, порушення санітарних норм у приміщенні).

Висновки

Впровадження віртуального лабораторного практикуму замість реальних лабораторних робіт, які проводяться в фізичних лабораторіях вузу дозволяє отримати не тільки економічний ефект, виражений в гривнях, а ще й підвищити інформативність засвоєння теоретичної частини занять і оперативність проведення практичної частини робіт та виключити фактори небезпеки, які виникають при застосуванні фізичних об'єктів і засобів дослідження (соціальний ефект).

Література

1. Yurii Borodenko, Shchasiana Arhun, Andrii Hnatov, Hanna Hnatova, Nadezhda Kunicina, Antons Patlins. Features of training an electrical engineer in the context of distance learning. In: 2022 IEEE 63rd International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON), on October 10-12 2022 in Riga, Latvia: Riga Technical University. 978-1-6654-6558-8/22/\$31.00 ©2022 IEEE. – 6 p.

2. Бороденко Ю.М. Використання прикладних програм при вивченні дисципліни «Проектування електрообладнання АТЗ». Тези доповіді на всеукраїнській науково-методичній інтернет-конференції з проблем вищої освіти «Підвищення якості освітньої діяльності у вищих навчальних закладах за рахунок інтерактивних форм навчання» 9-10 квітня 2018р. Електронний ресурс. – Х.: ХНАДУ, 2018. – С.148 – 149.
3. Бороденко Ю.М., Стрельнікова В.А., Воронков О.І. Використання віртуальної лабораторії при вивченні дисципліни «Діагностика електрообладнання АТЗ». Тези доповіді науково-методичної конференції «Проблеми і перспективи розвитку вищої освіти в Україні». 22 листопада 2016 р. – Х.: ХНАДУ, 2016. – С.16 – 17.

Бороденко Юрій Миколайович, к. ф-м. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, docentmaster@gmail.com
Гребенніков Дмитро Олександрович, студент ХНАДУ

ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО РОЗРАХУНКУ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПНЕВМОГІБРИДУ

Вступ

Оборотність пневматичного агрегату дозволяє використовувати енергію рекуперативного гальмування, що стимулює впровадження пневматичних транспортних засобів (CAV – Compressed Air Vehicle) в міських умовах експлуатації. Розробка CAV базується на результатах досліджень енергетичних характеристик стисненого повітря при заданих параметрах фізичного стану пневматичної системи під час компресії і декомпресії повітря [1]. CAV малої потужності ефективно експлуатуються на не далеких відстанях. В таких концептах використовуються пневматичні двигуни поршневої або лопатевої конструкції.

Мета дослідження

Метою дослідження є аналіз енергетичних характеристик пневмоприводу автомобіля на міському їздовому циклі в межах пересування під світлофором за рахунок рекуперованої енергії гальмування (режим розгін-гальмування). Для цього, в першу чергу, треба обрати розрахункову схему (прототип) пневмоприводу для якого забезпечуються задані умови експлуатації, і визначити вихідні дані для подальшого розрахунку (вибору) силових параметрів агрегатів і енергетичних показників силової установки.

Силовий баланс на ведучих колесах концепту дозволяє розрахувати необхідну потужність пневмодвигуна та обрати достатній об'єм ресиверу, а також визначити передаточні характеристики трансмісії. Енергетичний розрахунок пневмоприводу мікрогібриду зводиться до порівняння кількості енергії стисненого повітря, яку здатен створити компресор в ресивері під час

переміщення на заданому інтервалі їздового циклу та енергії, яка витрачається під час руху автомобіля в пробці (під світлофором).

Вибір прототипу

Прототипом розробки обрано змішаний гідропневматичний гібрид ЕННВ (Engine Hydraulic Hybrid Vehicle) з переднім приводом Французької компанії PSA Peugeot Citroen, який отримав промисловий вихід на серійні автомобілі Citroen C3/4 Cactus Air Flow 2L і Peugeot 208 Hybrid Air 2L [2 – 4]. Гібридний силовий агрегат поєднує 2-х літровий ДВЗ і гідравлічний привід з балонами гідроаккумулятора і резервуара рідини.

Застосована технологія Air flow забезпечує пневматичну тягу до 70 % часу в міському циклі, сумарну економію палива до 35 %, пробіг на енергії повітря до 3 км. В результаті пробіг при повній заправці гібрида становить 1300 км. Основним недоліком гідравлічного приводу, в цьому випадку, є вага робочої рідини, яка визначається пропорційно пробігу автомобіля на енергії повітря.

В проектованій системі «Розгін-гальмування», на відзнаку від прототипу, у якості акумулятора тиску, використовується ресивер, а у якості мотора, – оборотний пневмоагрегат. Такі заміни можливі завдяки обмеженому часу зберігання запасу повітря під високим тиском та відповідним зниженням ймовірності витоків в атмосферу.

У прийнятій схемі ГСУ [5], керована планетарна передача 1 поєднує вали пневмоагрегату ПНА, ДВЗ (через автоматичну коробку передач АКП) та головної передачі 2 переднього (ведучого) мосту (рис. 1).

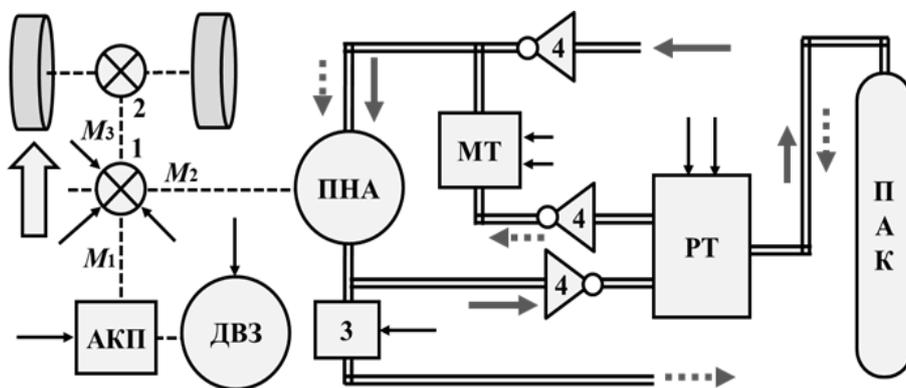


Рис. 1. Схема силової установки з пневматичним приводом:

1 – керована планетарна передача; 2 – головна передача; 4 – зворотні клапани; МТ – модулятор тиску; РТ – розподільник тиску; 3 – запірний електроклапан

Потовщеними стрілками на схемі рис. 1 вказано напрямок потоку повітря в магістралях для режимів компресора (суцільними) і мотора (пунктирними), тонкими – символізуються керуючі впливи.

У режимі гібридного приводу, сумарний крутний момент від силових агрегатів $M_3 = M_1 + M_2$ передається на передні колеса. Під час приводу від ПНА відбувається редуція z моменту $M_3 = zM_2$. З метою усунення втрат в трансмісії

під час руху тільки на ДВЗ, можна передбачити відключення валу ПМА в напівавтоматичному або автоматичному режимі ($M_3=M_1$).

При рекуперативному гальмуванні, крутний момент передається у зворотному напрямку $-zM_3 = -M_2$. Режим компресора ПНА може забезпечуватись і від ДВЗ (заправка балона $M_2=zM_1$). Якщо, виникає потреба в заправці ПАК під час руху на потужності ДВЗ, планетарний диференціал забезпечує розподіл крутних моментів $M_3=M_1-M_2$.

У режимі пневмодвигуна, запірний клапан 3 відкритий, розподільник РТ забезпечує витрату повітря з балона ПАК. При цьому, модулятор тиску МТ (керує рівнем тиску повітря на вході ПНА, а отже і крутним моментом M_2 на його валу, при заданому навантаженні на ведучих колесах.

В режимі компресора ПНА, клапан 3 закритий, РТ переключений на заряд балона повітрям. При заряді балона ПАК до граничного значення тиску, клапан 3 відкриває вихід компресора, виключаючи втрати на компресію в камерах ПНА. Зворотні клапани 4 забезпечують розв'язку потоків повітря пневмотрансмісії в режимах мотора і компресора. Таким чином, конфігурація змішаного гібрида загалом передбачає до шести експлуатаційних режимів (статусів): привід від ДВЗ; пневматичний привід; рекуперативне гальмування; заряд балона повітрям за рахунок енергії ДВЗ; гібридний привід; привід від ДВЗ з одночасним зарядженням повітря.

Вихідні дані для розрахунку

Для проектного рішення, на першому етапі розробки, прийняті наступні *вихідні дані* по базовому автомобілю:

- маса автомобіля $m_a=1000$ кг;
- маса, що приходить на вісь передніх повідних коліс $m_1 = 600$ кг;
- передавальне число головної передачі $u_0 = 4$;
- радіус ведучого колеса $r_k = 0,25$ м;
- допустимий об'єм ресивера $V_p=100$ л;
- робочий тиск в пневмосистемі, під час руху автомобіля, на рівні промислової мережі стисненого повітря $P_{рух}=0,63$ МПа;
- швидкість розгону після пробки за рахунок залишкової енергії стисненого повітря, не менше $v_p=10$ км/год.
- рух в пробці: до $n_{ц}=10$ мікро-циклів, загальним пробігом не менше $l_{пп}=50$ м, зі швидкістю до $v_{рух}=5$ км/год.

–

Висновки

Обрана схема мікрогібриду являє змішану композицію основного ДВЗ і додаткового ПНА. Компонентний склад запропонованої системи пневмоприводу дозволяє застосовувати пневматичну апаратуру загального (промислові зразки) та автомобільного (системи гальм та підвіски) призначення і елементи мехатронних систем трансмісії. В порівнянні з гідропневматичним приводом прототипу, значно знижується вага і вартість силової установки. Завдяки оперативному використанню рекуперованого тиску, не треба

застосовувати систему теплообміну. Обрані вихідні дані для розрахунку, відповідають конструкції легкового автомобіля малого класу і умовам їздового циклу під світлофором.

Література

1. Verma, S. S. (2013). Latest developments of a compressed air vehicle: A status report. Global Journal of Research In Engineering.
2. Darren Quick. (2013). Peugeot Citroen to introduce compressed air hybrid by 2016. <https://newatlas.com/peugeot-citroen-hybrid-air-compressed-air/25961/> .
3. Uber Geek. (2014). This New Hybrid Car Runs On Compressed Air. <https://wonderfulengineering.com/this-new-hybrid-car-runs-on-compressed-air/> .
4. Citroen представив позашляховик С4 Cactus, який витрачає 2 літри бензину на 100 км (2014). <https://gazeta.ua/articles/avto/citroen-predstaviv-pozashlyahovik-s4-cactus-yakij-vitrachaye-2-litri-benzinu-na-100-km/581715>
5. Бороденко, Ю. Н., Панасовський, В. В. (2021) Побудування схеми пневматичного мікрогібрида. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» 27-29 жовтня 2021 р. ХНАДУ, 355–358.

Войтків Станіслав Володимирович, к.т.н., генеральний конструктор,
Науково-технічний центр "Автополіпром", voytkivsv@ukr.net

ТЕНДЕНЦІ І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ МАЛОВАНТАЖНИХ МІСЬКИХ РОЗВІЗНИХ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ

Маловантажні міські розвізні електромобілі протягом останнього десятиліття набувають все більшого поширення у багатьох країнах світу, зокрема, у європейських. Вони застосовуються поштовими операторами та торгівельними супермаркетами в якості транспортних засобів для доставки дрібних вантажів до невеликих магазинів та до приватних замовників і отримувачів поштових відправлень тощо.

Такий міський вантажний електротранспорт, який відноситься до категорій L або N1, можна виділити у дві групи за функціональним призначенням:

- група 1 – електромобілі для розвезення малих партій різних товарів від гуртівень до невеликих торгівельних точок та поштових посилок до місцевих відділень, особливо розміщених у центральних частинах міст та у пішохідних зонах;

- група 2 – електромобілі для доставки поштових відправлень, продуктів харчування або промислових товарів індивідуальним замовникам ((такі електромобілі, обладнані промисловими або ізотермічними кузовами-фургонами, називають транспортом "доставки останньої милі", (англ. *last-mile delivery*)).

Принципова різниця у конструкціях розвізних маловантажних

електромобілів груп 1 і 2 полягає у конструкціях кабін водія та у вантажопідйомності.

Вантажопідйомність електромобілів групи 1 з кабінами водія закритого типу становить 350-500 кг.

Електромобілі групи 2 обладнуються, зазвичай, кабінами водія відкритого типу (без дверей). Їх вантажопідйомність становить 250-350 кг при повній масі 350-500 кг.

Розвиток конструкцій розвізних електромобілів відбувається на основі застосування:

- трьох компоновальних схем за кількістю та розміщенням коліс:
 - триколісних схем з одним або двома керованими колесами і, відповідно, двома або одним тяговими колесами (колісні формули 1+2т або 2+1т);
 - чотириколісних схем з колісними формулами 4x2.1з (задній привід) або 4x2.1п (передній привід);
 - двох типів тягового приводу: електричного з тяговими акумуляторними батареями (АКБ) та гібридного – механічного (мускульного водія) та електричного.

Розвізні електромобілі з гібридним мускульно-електричним приводом категорії L1e-A, до якої відносяться три- або чотириколісні веломобілі (рис. 1), обладнуються, окрім педального приводу, допоміжним електричним тяговим двигуном (ЕД) номінальною (безперервною) потужністю не більше 1,0 кВт, набувають все більшого застосування, наприклад, компанія "Amazon.com, Inc." – одна з найбільших у світі на ринку електронної комерції [1]. Їх максимальна швидкість обмежена величиною 25 км/год. При досягненні цієї швидкості привід від електродвигуна припиняється [2, 3].



Рис. 1. Міські чотириколісні розвізні велоелектромобілі категорії L1e-A:

а) – "Citkar"; б) – "CityQ"; в) – схема тягового мускульно-електричного приводу

До перспективних напрямків розвитку конструкцій міських маловантажних електромобілів можна віднести і створення моделей категорії L7e-CU з мінімізованими розмірними параметрами, особливо ширини однієї кабіни водія з центральним розміщенням його робочого місця. Основні технічні параметри таких електромобілів виробництва китайської фірми "Wuling Automobile Group Holdings Limited" моделі "Wuling E10" (рис. 2а) та LE17 (рис. 2в) наведені у табл. 1.

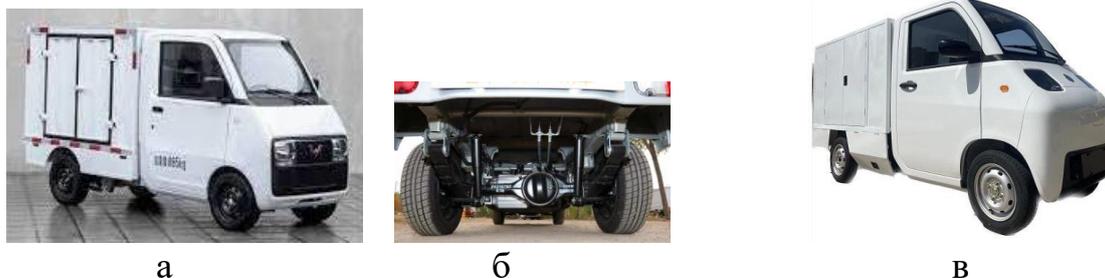


Рис. 2. Міські чотириколісні розвізні велоелектромобілі категорії L7e-CU:
 а) – "Wuling E10" ; б) – підвіска тягового моста "Wuling E10";
 в) – моделі LE17

Таблиця 1 – Основні параметри електромобілів категорії L7e-CU

Модель	Wuling E10	LE17
Габаритні розміри, м: довжина/ ширина/ висота	3,31/ 1,08/ 1,69	3,474/ 1,08/ 1,692
Повна конструктивна маса/ вантажопідйомність, кг	885/ 265	865/ 250
Номінальна/ пікова потужність тягового ЕД, кВт	-/ 19,85	7,5/ 15,0
Енергоємність тягових АКБ, кВт·год	9,0	8,0-10,0
Величина автономного пробігу, км	115	80

Ще одним перспективним напрямком розвитку конструкцій маловантажних розвізних електромобілів являється застосування принципів та різних систем їх модульного проектування. Одна із найпростіших систем передбачає створення базового шасі триколісного електромобіля категорії L2e-U та кузовів різного функціонального призначення (рис. 3а).

Інша, більш перспективна система, охоплює три базові моделі максимально-уніфікованих електромобілів: дві триколісні моделі "Pop-Up mini" (рис. 3б) та "Pop-Up midi" (рис. 3в) категорії L5e-B і одну чотириколісну модель "Pop-Up maxi" категорії N1 (рис. 3г) виробництва турецької компанії "Musoshi".

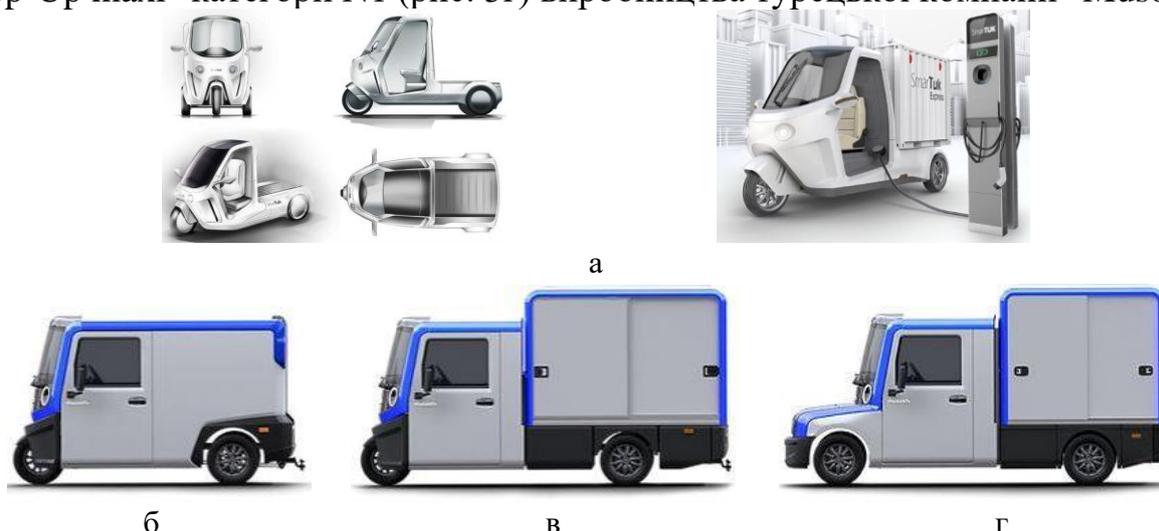


Рис. 3. Модульно-уніфіковані системними міських електромобілів:
 а) – триколісні категорії L2e-U; б) і в) – триколісні категорії L5e-B "Pop-Up mini"
 та "Pop-Up midi"; г) – чотириколісні категорії L7e-CU "Pop-Up maxi"

Електромобілі обладнані тяговими АКБ енергоємністю 15,6 кВт·год, що забезпечує автономний пробіг до 120 км. Їх повна маса складає, відповідно,

1100 кг, 1120 кг та 1135 кг, вантажопідйомність 400 кг. Розмірні параметри: довжина, відповідно, 2,864 м, 3,72 м та 4,249 м, ширина усіх – 1,5 м. Максимальна швидкість руху – 50 км/год.

З аналізу розглянутих напрямків розвитку маловантажних міських розвізних електромобілів з огляду на необхідність застосування заходів з енергозбереження можна зробити наступні висновки:

- для заміни таких транспортних засобів як велосипеди і скутери, які у теперішній час дуже поширені у вітчизняних містах для доставки продуктів харчування доцільним видається проектування та організація виробництва чотириколісних велоелектромобілів категорії L1e-A;

- для поштових операторів та приватних підприємців пропонується розроблення конструкцій три- та чотириколісних транспортних засобів категорій L2e-U, L5e-B та L7e-CU на основі системи модульно-блочної уніфікації їх конструкцій.

Література

1. Wilhelm E., Hahn W., Kyburz M. Kyburz Small Electric Vehicles: A Case Study in Successful Deployment. Ewert A. et al. (eds.), Small Electric Vehicles. 2021. P. 143-155. https://doi.org/10.1007/978-3-030-65843-4_11.

2. Regulation (EU) No 168/2013 of the European Parliament and of the Council of 15 January 2013 on the approval and market surveillance of two- or three-wheel vehicles and quadricycles (Text with EEA relevance). Official Journal of the European Union, L60.

3. Войтків С. В. Огляд і аналіз конструкцій вантажних велоелектромобілів категорії L1e-A. Зб. тез доповідей III-ї Між. наук.-техн. конф. "Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2023". Вінниця: ВНТУ, 2023. С. 193-194.

Гнатов Андрій Вікторович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kalifus76@gmail.com, тел. (066)7430887
Буряківський Віталій Андрійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет buryakovskyyvitaliy@gmail.com, тел. (063)2688316

АНАЛІЗ ТЕСТІВ ЗАПАСУ РУХУ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ

Вступ

Запас ходу електромобілів став однією з ключових характеристик, що визначають їхню привабливість для споживачів і ступінь їхньої придатності в повсякденному використанні. Якщо раніше бензинові автомобілі вимагали постійних заправок на заправках, то з появою електромобілів виникла необхідність визначення точного запасу ходу на одному заряді батареї. Однак визначення цього параметра не є простим завданням через різноманітність тестових циклів, які використовуються в різних регіонах світу. Аналізуючи тестові цикли EPA, WLTP та CLTC, буде проведено оцінку їх впливу на

визначення запасу ходу та порівняно їх результати, акцентуючи увагу на реалістичності та практичній значущості отриманих даних.

Цикли тестування запасу ходу для електромобілів включають ЕРА, WLTP і CLTC.

Існують три основні цикли тестування, які широко використовуються в усьому світі для визначення офіційних показників запасу ходу електромобілів, а також один застарілий цикл, який все ще час від часу використовується. Ці цикли надають різні результати, проте ми можемо намагатися зрозуміти їхню взаємодію.

Першим з цих циклів є тест ЕРА (Агентство з охорони навколишнього середовища), який використовується в Сполучених Штатах. Слід відзначити, що тестовий цикл ЕРА, який використовується у Сполучених Штатах, є циклом, оснований на концепції динамометра. Це означає, що автомобіль проходить випробування на динамометрі, а не на реальній дорозі. Він надає показники, що найбільше відповідають реальним умовам використання.

У Європейському Союзі та деяких інших регіонах застосовується WLTP (Всесвітня гармонізована процедура випробувань легкових транспортних засобів), який замінив застарілий NEDC (Новий європейський цикл водіння) у 2019 році. WLTP є міжнародним стандартом, який використовується для вимірювання витрат пального і викидів CO₂ у транспортних засобах, включаючи електричні автомобілі. Вона була розроблена з метою надання більш точних і реалістичних вимірювань пального ресурсу та викидів в умовах реального водіння (рис. 1).

Model	WLTP range in kilometers	Achieved range in kilometers	Percentage deviation, range
Maxus Euniq6	354	317	-10,45%
Tesla Model S Standard	634	530	-16,40%
MG Marvel R	370	308	-16,76%
MG 5	380	313	-17,63%
Kia EV6 GT	424	349	-17,69%
Tesla Model X Plaid	543	444	-18,23%
MG ZS LR	440	352	-20,00%
MG 4	425	338	-20,47%
BMW iX1	428	337	-21,26%
Voyah Free	501	391	-21,96%
Byd Han	521	406	-22,07%
BMW i4 eDrive40	565	434	-23,19%
Hyundai Ioniq 5 4WD	454	345	-24,01%
Volkswagen ID Buzz	408	310	-24,02%
Hongqi E-HS9 prototype 120 kWh	515	389	-24,47%
Nissan Ariya 2WD	533	400	-24,95%
NIO ET7	580	434	-25,17%
JAC e-JS4	433	323	-25,40%
Kia Niro EV	460	343	-25,43%
Renault Meqane	428	318	-25,70%
Tesla Model Y 2WD	455	337	-25,93%
BYD Atto 3	420	311	-25,95%
Mercedes EQB 250	452	334	-26,11%
Volkswagen ID.5 Pro	526	378	-28,14%
BMW i7 xDrive60	595	424	-28,74%
Mercedes EQE 300	614	409	-33,39%
Skoda Enyaq Coupe RS	510	338	-33,73%
Hongqi E-HS9	465	303	-34,84%
Toyota BZ4X 2WD	503	323	-35,79%

Рисунок 1. Результати запасу ходу для кожної моделі електромобіля, протестованої під час зимового тесту NAF

В Китаї використовується CLTC (China Light-Duty Vehicle Test Cycle) - це частина китайського циклу випробувань автомобілів, розробленого Китайським центром автомобільних технологій та досліджень (CATARC). Як правило CLTC, є найбільш оптимістичним [1–5].

Зазначено, що реальний запас ходу автомобіля може варіюватися через вплив таких факторів, як швидкість, навантаження і погодні умови. Тому водії часто не досягають офіційних значень запасу ходу, особливо якщо вони ведуть активний спосіб водіння. Важливо відзначити, що автовиробники можуть інтерпретувати результати тестів по-різному. Наприклад, Porsche Taycan Turbo S має рейтинг EPA 323 кілометрів, але реально водії можуть досягти набагато більших значень, особливо в сприятливих умовах [6]. Після аналізу різних автомобілів, які продавалися на різних ринках (США, Європа, Китай), виявлено, що різниця між офіційними даними про запас ходу значно коливається в залежності від автовиробника і навіть між моделями одного виробника [7–12].

Висновки

Отже, не існує однозначного способу точно порівнювати результати цих тестів. Проте, загалом, цифри EPA можна вважати найбільш реалістичними, з невеликою різницею від фактичних умов використання. WLTP зазвичай вказує на більший запас ходу, приблизно на 22% більший, ніж EPA, а CLTC ще оптимістичніший з різницею близько 35%.

Література

1. What's The Real World Highway Range Of Today's Electric Cars? We Test To Find Out // Матеріали сайту – 2023. – Режим доступу: <https://insideevs.com/reviews/443791/evrangetestresults/#:~:text=InsideEVs%20tests%20EVs%20at%2070,their%20real%2Dworld%20highway%20range.&text=How%20far%20an%20electric%20vehicle,topography%2C%20and%20other%20traffic%20conditions>.
2. How To Convert Conflicting EV Range Test Cycles: EPA, WLTP, CLTC// Матеріали сайту – 2022. – Режим доступу: <https://insideevs.com/features/343231/heres-how-to-calculate-conflicting-ev-range-test-cycles-epa-wltp-nedc/>
3. NAF – NEW WINTER RANGE RECORD IN THE WORLD'S LARGEST ELECTRIC CAR TEST // Матеріали сайту – 2023. – Режим доступу: [NAF – New winter range record in the world's largest electric car test - FIA Region I \(fiaregion1.com\)](http://fiaregion1.com)
4. What's The Real World Highway Range Of Today's Electric Cars? We Test To Find Out // Матеріали сайту – 2023. – Режим доступу: <https://dieselnet.com/standards/cycles/cltc.php>

5. Understanding the WLTP Combined Cycle: What is it and what is it for? // Матеріали сайту – 2023. – Режим доступу: [WLTP Combined Cycle Time - What is it | Electric Mobility | V2C \(v2charge.com\)](#)

6. Comparison of NEDC, EPA and WLTP cycles // Матеріали сайту – 2022. Режим доступу: [Comparison of NEDC, EPA and WLTP cycles - ArenaEV](#)

7. Hnatov, A., & Arhun, S. (2022). Electric vehicles and energy-saving technologies – master’s degree program under the Erasmus project Cybphys. Automobile Transport, (51), 85–95.

8. Гнатів А. В., Аргун Ш. В., Гнатова Г. А., Сохін П. А. Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – 2022. – № 21. – С. 22-30.

9. Hnatov A.V., Arhun S.V., Hnatova H.A., Sokhin P.A. Technical and economic calculation of a solar-powered charging station for electric vehicles. Автомобільний транспорт, Вип. 49, 2021, С. 71-78.

10. Borodenko Y., Ribickis L., Zabasta A., Arhun Shch., Kunicina N., Hnatova H., Hnatov A., Patlins A. Konstantins Kunicins. Using the Method of the Spectral Analysis in Diagnostics of Electrical Process of Propulsion Systems Power Supply in Electric Car. Przegląd Elektrotechniczny. - 2020. - R96. – 10. – P. 47-50.

11. Гнатів А. В., Аргун Ш. В., Гнатова Г. А. Тягові характеристики силової установки електробуса // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2019. – Т. 2. – № 21. – С. 36-43.

12. Hnatov A. Energy saving technologies for urban bus transport / A. Hnatov, Shch. Arhun, S. Ponikarovska // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2017. – №14(4). – P. 4649-4664.

Гнатів Андрій Вікторович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kalifus76@gmail.com, тел. (066)7430887

Сохін Павло Андрійович, info@elektrocar.com.ua, тел. (063)3473433

Долгій Максим Олександрович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dolgiym@mail.ua, тел. (093)0559051

ДОСЛІДЖЕННЯ ОБЛАДНАННЯ АВТОКЕМПЕРА АВТОНОМНОЮ СОНЯЧНОЮ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЄЮ

Вступ

Автокемпер - це автономне, обладнане всім необхідним для тривалого мешкання туристичне авто, збудоване з метою туризму, подорожей та відпочинку вдалі від основного помешкання. Або перероблене з авто іншого типу - фургону, мікроавтобусу, позашляховика, легкового авто та навіть з вантажівки. Автокемпер поєднує у собі дві основні особливості, які необхідні сучасним людям - це можливість відпочивати у незвичайних місцях і, водночас, працювати, якщо ваша робота передбачає віддалений доступ. На відміну від чітко запланованих перельотів або поїздок на поїзді, будинок на колесах дає можливість пересуватися куди завгодно і коли завгодно. [1–3].

Спосіб життя, що забезпечує автокемпер все-таки, вимагає більш уважно та прискіпливо ставитись до підбору місць зупинок. Бо виникає потреба у пошуку спеціально облаштованих стоянок, де можна приєднатися до мережі електроживлення, що дає змогу заживити всі наявні технічні пристрої та устаткування. Звісно, приєднання до централізованої мережі електроживлення у спеціально підготовлених для цього місцях-стоянках є доволі зручним функціоналом, але, не є безкоштовним. Отже, виникає нагальна потреба у пошуку рішення, як забезпечити собі комфортні умови з точки зору електроживлення, та ще, по можливості, економити кошти. Одне з можливих та найбільш цікавих і ефективних рішень – це встановлення на автокемпер малопотужної автономної сонячної електростанції на базі фотоелектричних елементів. Таке рішення дає можливість зупинитися у будь-якому місці, звісно, якщо це не обмежено законодавчими нормами та природними умовами, і, водночас, мати електроживлення для пристроїв та устаткування автокемперу. [3-9].

Автономна сонячна електростанція

Для обладнання автокемперу сонячною електростанцією, що містить фотоелектричні модулі було вибрано одні з найпоширеніших на ринку України сонячних панелей. Це монокристалічний модуль (панель) FS-100M/100W та, полікристалічний модуль (панель) FS-110P/110W [10-15].

Найважливішими компонентами автономної сонячної електростанції є сонячні панелі або фотоелектричні модулі, контролер заряду/інвертор та акумуляторна батарея для на-копичення генерованої електроенергії. Залежно від того, скільки електроенергії споживають електричні пристрої в автокемпері протягом дня, визначається, наскільки високою повинна бути потужність фотоелектричних модулів сонячної електростанції. [16 - 21].

Автокемпер, на який пропонується встановлювати автономну сонячну електростанцію, після ретельного аналізу, пропонується Roller Team Sirio 599.

Характеристики Roller Team Sirio 599:

- Бренд: ROLLER TEAM;
- Модель: SIRIO 599;
- Рік випуску: 06/2006;
- Двигун: FORD TRANSIT 2.0 TDCi (ви-робник Fiat);
- Потужність: 125 CV din / 7 CV tax;
- Розміри: (Д) 6,10 м x (Ш) 2,33 м x (В) 2,90 м;
- GVW / Порожня вага / CU: 3500 кг / 2546 кг /954 кг;
- Спальні місця: 4/4, включаючи 2/заднє двоярусне ліжко та 2/переднє ліжко Coachbuilt4
- Баки EP / EU: 110л. / 100л..

Характеристики автономної сонячної станції для автокемпера Roller Team Sirio 599:

- потужність фотоелектричних модулів –1,215 кВт;

- потужність навантаження, що підключається (потужність інвертора) – 2 кВт;
- тип фотоелектричних модулів – моно-кристалічні;
- вироблення ел.енергії за місяць (літній період) – до 175 кВт·год;
- вироблення ел.енергії за 8 місяців (з березня по жовтень) - до 1127 кВт·год;
- вироблення ел.енергії за 12 місяців - до 1277 кВт·год;
- ємність акумуляторних батарей –100 А·год, 24 В (2,4 кВт·год).

Провівши аналіз роботи сонячних електростанцій в широтах України, представлено усереднені значення генерації електроенергії запропонованою автономною сонячною електростанцією потужністю 1,2 кВт (рис. 1).



Рисунок 1. Генерація електроенергії автономною сонячною електростанцією потужністю 1,2 кВт

Висновки

Підсумовуючи проведені дослідження встановлення та роботи автономної сонячної електростанції на автокемпер Roller Team Sirio 599 можна зазначити, що починаючи з березня місяця вона повністю здатна забезпечити його електроспоживання. Взимку та в листопаді місяці, в кліматичних умовах України, дана сонячна електростанція може покрити лише частину потреб у електроспоживанні. А враховуючи, що для обігріву автокемпера використовують електричні прилади, то взагалі, не варто розраховувати на дану електростанцію, як основне джерело електроенергії.

Література

1. Гнатов А. В. Аналіз схем сонячних електростанцій на фотоелектричних модулях для зарядних станцій електромобілів / А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун // Автомобильный транспорт. – Х. : ХНАДУ. – 2017. – Вып. 41. – С. 163-169.

2. Hnatov, A., & Arhun, S. (2017). Energy saving technologies for urban bus transport. *International journal of automotive and mechanical engineering*, 14(4), 4649-4664.
3. Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., & Sokhin, P. (2021). Technical and economic calculation of a solar-powered charging station for electric vehicles. *Automobile Transport*, (49), 71–78. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2021.49.0.05>
4. Hnatov, A., Patlins, A., Arhun, S., Kunicina, N., Hnatova, H., Ulianets, O., & Romanovs, A. (2020, September). Development of an unified energy-efficient system for urban transport. In *2020 6th IEEE International Energy Conference (ENERGYCon)* (pp. 248-253). IEEE.
5. Mohammadi, F. (2018). Design, analysis, and electrification of a solar-powered electric vehicle. *Journal of Solar Energy Research*, 3(4), 293-299.
6. Гнатів, А. В., Аргун, Ш. В., Гнатова, Г. А., & Сохін, П. А. (2022). Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, (21), 22–30.
7. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., & Saraiev, O. (2022, May). Features of converting a car with an internal combustion engine into an electric car. In *2022 IEEE 7th International Energy Conference (ENERGYCON)* (pp. 1-6). IEEE.
8. Karim, A., & Shahid, Z. (2018). Performance and cost analysis of conventional petrol car converted into solar-electric hybrid car. *Journal of Energy Resources Technology*, 140(3), 032009.
9. Hnatov A. Energy saving technologies for urban bus transport / A. Hnatov, Shch. Arhun, S. Ponikarovska // *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2017. – №14(4). – P. 4649-4664.
10. Гнатів А. В. Визначення оптимальних параметрів навантаження для ефективної роботи кремнієвих сонячних батарей / А. В. Гнатів, Ш. В. Аргун, О.А. Дзюбенко // - Харків : Вісник ХНАДУ. – 2018. – № 80. – С. 53–58.
11. Hnatov A. ESTET – New innovative specialty for master students / A. Hnatov, Shch. Arhun, O. Ulyanets // *Автомобільний транспорт*. – Х. : ХНАДУ. – 2018. – Вып. 42. – С. 103-110.
12. Гнатів А. В., Аргун Ш. В., Дзюбенко О. А., Тарасова В. В. Новіченок С. М. Войт О. В. Похибки приладів обліку електричної енергії. *Автомобіль и електроніка. Современные технологии: электронное научное специализированное издание*. – Х.: ХНАДУ, 2018. – № 13. – С. 66-74.
13. Гнатів А. В., Аргун Ш. В., Дзюбенко О. А., Тарасова В. В., Левенець А. О., Пілявець О. О. Енергозбереження в системах електропостачання. *Автомобіль и електроніка. Современные технологии: электронное научное специализированное издание*. – Х.: ХНАДУ, 2018. – № 13. – С. 80-89.
14. Гнатів А. В., Аргун Ш. В. Гнатова Г. А, Тарасов К. С. Сонячна зарядна електростанція – комплекс для проведення лабораторних та практичних занять // *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. – Х.: ХНАДУ. – 2020. – Вып. 17. – С. 19-26.
15. Borodenko Y., Ribickis L., Zabasta A., Arhun Shch., Kunicina N., Hnatova H., Hnatov A., Patlins A. Konstantins Kunicins. Using the Method of the Spectral

Analysis in Diagnostics of Electrical Process of Propulsion Systems Power Supply in Electric Car. *Przeglad Elektrotechniczny*. - 2020. - R96. – 10. – P. 47-50.

16. Zabasta A., Peuteman J., Kunicina N., Kazymyr V., Hvesenya S., Hnatov A., Paliyeva T., Ribickis L. Research on Cross-Domain Study Curricula in Cyber-Physical Systems: A Case Study of Belarusian and Ukrainian Universities // *Education Sciences*. – 2020. – Т. 10. – №. 10. – С. 282.

17. Сонячна панель для кемпера. Retrieved from <https://lifestylecamper.ua/sonyachna-panel-dlya-kempera/>.

18. Як встановити сонячні панелі на кемпер або фургон. Retrieved from <https://solarnipaneli.energy/uk/як-встановити-сонячні-панелі-на-кемпе/>.

19. Гнатов, А. В., & Аргун, Щ. В. (2017). Аналіз схем сонячних електростанцій на фотоелектричних модулях для зарядних станцій електромобілів. *Автомобильный транспорт*, (41), 163-169.

20. Paulus, A., Arhun, S., Hnatov, A., Dziubenko, O., & Ponikarovska, S. (2018, November). Determination of the best load parameters for productive operation of PV panels of series FS-100M and FS-110P for sustainable energy efficient road pavement. In 2018 IEEE 59th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON) (pp. 1-6). IEEE.

21. Hnatov, A., & Arhun, S. (2022). Electric vehicles and energy-saving technologies – master’s degree program under the Erasmus project Cybphys. *Automobile Transport*, (51), 85–95.

Гнатов Андрій Вікторович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kalifus76@gmail.com, тел. (066)7430887

Товстокорий Максим Юрійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, mtovstokoryj@gmail.com, тел. (098)7902317

АНАЛІЗ РОБОТИ СИСТЕМИ ЕКСТРЕНОГО ГАЛЬМУВАННЯ ЗА РІЗНИХ ДОРОЖНІХ ОБСТАВИН

Вступ

Кожен рік аварії на дорогах приносять людям неминучі втрати. Однак системи активної безпеки здатні зберегти життя або зменшити наслідки дорожньо-транспортних пригод. Використання систем екстреного гальмування не є бажаним, це просто необхідно. Ці технології не лише зберігають життя, а й забезпечують спокій водія за кермом. Система екстреного гальмування має велике значення та являє собою ключовий елемент в сфері безпеки дорожнього руху. Запобігання аварій це основне призначення цієї системи, адже система має змогу виявляти потенційно небезпечні ситуації та втручатись в тому разі, коли водій не встигає відреагувати на зміну дорожніх обставин. Постійне використання таких технологій на нові автомобілі це крок вперед на шляху к безпеці руху.

Перші системи екстреного гальмування з'явилися на автомобілях класу люкс більш ніж 20 років тому. На сьогодні ця технологія є загальною для всіх цінкових категорій, всіх моделей авто. З моменту першої системи екстреного гальмування автовиробники запропонували достатню кількість систем з різним рівнем можливостей, отже важливо знати різновиди цих систем та оцінити їх ефективність [1,2].

Екстрене гальмування на низькій швидкості. Деякі системи працюють лише на більш низьких швидкостях, вони призначені для запобігання зіткнень на паркінгу, при інтенсивному русі у місті. Одна із таких систем має назву Smart City Brake Support від компанії Mazda. Система SCBS за допомогою лазерного датчику, який розташовано на лобовому склі виявляє автомобілі, що рухаються попереду на відстані до 10 метрів. Якщо водій не зреагує на загрозу, то система автоматично приводить в дію гальмівні механізми. Ця система працює при швидкості до 30 км/год [3].

Екстрене гальмування для високих швидкостей [4]. Ці системи засновані на радіолокаційних системах або камерах. Система постійно фіксує відстань до автомобілів, що рухаються попереду, а також відносну різницю у швидкості. Якщо система екстреного гальмування виявляє, що відстань до автомобіля, що рухається попереду стає критично малою при швидкості більше 30 км/год, система починає підготовку системи к потенційному екстреному гальмуванню (рис. 1).

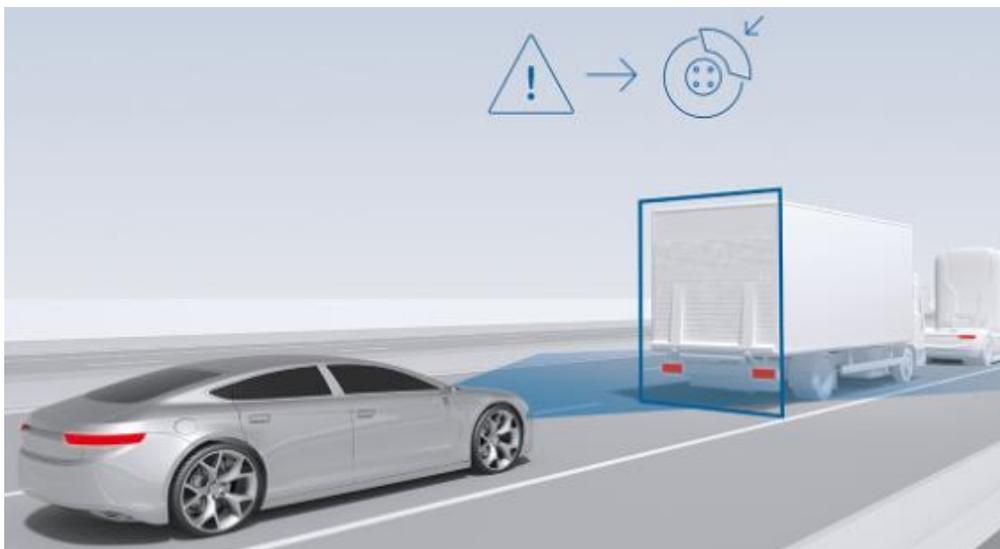


Рисунок 1. Принцип роботи системи екстреного гальмування.

Якщо водій не реагує на небезпечну ситуацію, система попереджає водія звуковим або візуальним сигналом, після чого слідує короткий, але помітний ривок гальм. Після чого система ініціює часткове гальмування для зниження швидкості і дає водію час для реакції. Як тільки водій натискає педаль гальм, система забезпечує підтримку гальмування. Для цього система постійно розраховує ступінь уповільнення автомобіля, необхідний для запобігання зіткнення. Якщо система виявляє, що водій не застосував достатнє гальмівне

зусилля, вона збільшує гальмівний рівень до необхідного, для того щоб водій мав змогу зупинити автомобіль до того, як відбудеться зіткнення. Якщо водій не може відреагувати на безпосередній ризик зіткнення, а система екстреного гальмування визначає, що зіткнення неминуче, система може самостійно ініціювати повне гальмування.

Принцип роботи системи екстреного гальмування при переїзді перехрестя [2]. Радарні датчики, які влаштовані в передніх кутах автомобіля, розширюють його горизонтальне поле зору і дозволяють швидше і раніше виявляти транспортні засоби, які перетинають дорогу і рухаються на більш високій швидкості. Радарні датчики розроблені для виявлення важливих об'єктів у складному міському потоці. Якщо перетинаючий транспортний засіб ідентифікується як можлива загроза, система попереджує водія і запускає екстрене гальмування як можна пізніше. Це дає можливість водію відреагувати до втручання системи. Тим самим це дозволяє уникнути або пом'якшити неминучі зіткнення з іншими транспортними засобами, що перетинають дорогу (рис. 2).

Екстрене гальмування при повороті [2]. При повороті водій повинен слідкувати за зустрічними транспортними засобами. Ігнорування або невірна оцінка швидкості зустрічного автомобіля при повороті може бути небезпечною. Тому було розроблено додаткову систему екстреного гальмування для повороту. Коли автомобіль стоїть на місці готуючись до повороту і намагається його здійснити не дивлячись на реальну небезпеку зіткнення з зустрічним транспортним засобом, система автоматично не дозволяє здійснити маневр до тих пір, поки небезпека не мине.



Рисунок 2. Принцип роботи системи екстреного гальмування при переїзді перехрестя

Але у випадку, коли водій рухається зі значною швидкістю, не дивлячись на ризик зіткнення, система видає попередження водію як тільки виявляє небезпечну ситуацію на повороті (рис. 3).

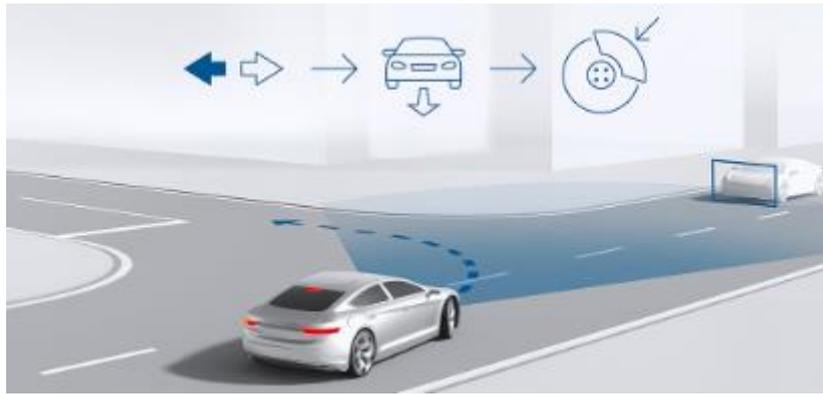


Рисунок 3. Принцип роботи системи екстреного гальмування при повороті

Висновки

Системи екстреного гальмування це важливий крок у підвищенні безпеки на дорогах, так як вони здатні автоматично реагувати на небезпечні ситуації і в деяких випадках запобігати аваріям. Однак, не дивлячись на свій потенціал, система має певні недоліки та існують певні аспекти, які потребують вдосконалення. Перш за все, системи екстреного гальмування можуть спрацьовувати хибно, наприклад, при звичайних маневрах або при зустрічі з нестандартними дорожніми обставинами. Це може викликати дискомфорт для водія та інших учасників дорожнього руху.

Для більш коректної роботи цих систем необхідно розробити більш точні та надійні алгоритми виявлення небезпечних ситуацій та розпізнання об'єктів на дорозі. Також потрібно працювати на вдосконаленні камер і сенсорів, для того щоб вони могли більш ефективно функціонувати в різноманітних погодних умовах та освітленні.

Ще один з найважливіших аспектів, який постійно потребує вдосконалення, це електрична та електронні компоненти реалізації цих систем екстреного гальмування. Тут важливим є не лише алгоритм відпрацювання системи, а й точність і коректність відпрацювання [5-9].

Отже, системи екстреного гальмування це важливий крок в підвищенні безпеки на дорозі, але для досягнення максимальної ефективності та запобігання хибних спрацьовувань необхідно постійно вдосконалювати окремі складові системи.

Література

1. Екстрене гальмування Retrieved from <https://www.jdpower.com/cars/shopping-guides/what-is-automatic-emergency-braking>
2. Екстрене гальмування при повороті Retrieved from <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/assistance-systems/automatic-emergency-braking/>
3. Система SCBS Retrieved from <https://mazda.ua/cars/mazda-cx-9/safety-scbs/>

4. Екстрене гальмування для високих швидкостей Retrieved from <https://www.tomtom.com/newsroom/explainers-and-insights/what-is-automatic-emergency-braking/>

5. Коростельов М.В., Гнатов А. В. Дослідження активних систем безпеки для автотранспортних засобів // Автомобільний транспорт. - Х.: ХНАДУ. 2020. Вип. 46. – С. 1-7. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2020.46.0.40>

6. S Arhun, Yu Borodenko, A Hnatov, A Popova, H Hnatova, N Kunicina, A Ziravecka, A Zabasta, L Ribickis. Choice of Parameters for the Electrodrive Diagnostic System of Hybrid Vehicle Traction //Latvian Journal of Physics and Technical Sciences. – 2020. – Т. 57. – №. 4. – С. 3-11.

7. Borodenko Y., Ribickis L., Zabasta A., Arhun Shch., Kunicina N., Hnatova H., Hnatov A., Patlins A. Konstantins Kunicins. Using the Method of the Spectral Analysis in Diagnostics of Electrical Process of Propulsion Systems Power Supply in Electric Car. Przegląd Elektrotechniczny. - 2020. - R96. – 10. – P. 47-50.

8. Dziubenko O., Arhun Shch., Hnatov A., Ponikarovska S. Choosing the method for determining angular motions of motor vehicle electromechanical subassemblies, EAI Endorsed Transactions on Energy Web. 2021. Vol. 8(32). e7. P. 1-8. <https://eudl.eu/doi/10.4108/eai.1-7-2020.165999>

9. Мигаль, В., Аргун, Щ., Гнатов, А., Гнатова, Г., & Сохін, П. (2022). Інтелектуальне діагностування транспортних засобів. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, (22), 72–80. <https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.22.0.5>

Гнатов Андрій Вікторович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kalifus76@gmail.com, тел. (066)7430887

Ульянець Ольга Анатоліївна, olgauyanets@gmail.com, тел. (095)7336312

Никоненко Олександр Олександрович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, shurinox@gmail.com, тел. 44(772)4015563

ІНДУКЦІЙНИЙ ПІДГРІВ ПОВІТРЯ В ПНЕВМОДВИГУНІ ДЛЯ МІСЬКОГО АВТОТРАНСПОРТУ

Вступ

Автомобілі, що працюють на стислому повітрі, як основну енергетичну установку, мають пневмодвигун. Системи приводу транспортних засобів, що працюють на стислому повітрі, можуть входити до складу гібридних систем, тобто систем, що включають також електричні батареї і паливні баки для їх перезарядки. Такі гібридні системи і утворюють комбіновану енергетичну установку (КЕУ), яка і приводить у рух транспортний засіб [1–3].

Відомі способи роботи поршневих чотиритактних або двотактних теплових двигунів, що мають як мінімум два циліндра, спільну камеру згоряння, в яких здійснюють такти впуску та стиску, процес згоряння палива в камері згоряння, такти розширення та випуску продуктів згоряння [4–7]. Загальними недоліками відомих способів роботи поршневих чотиритактних або двотактних теплових двигунів, в яких робочий цикл здійснюють як мінімум у

двох циліндрах являється недостатня ефективність перетворення теплоти згоряння палива в механічну роботу газів та підвищені викиди з відпрацьованими газами токсичних хімічних сполук, обумовлених обмеженою тривалістю процесу згоряння та високими значеннями тиску і температури продуктів згоряння.

Спосіб роботи теплового двигуна

Запропоновано розробка направлена на вдосконалення способу роботи поршневого двигуна з розділеним двотактним циклом з метою підвищення ефективності використання енергії стиснутого повітря та підведеної до нього теплоти в механічну роботу газів та відсутності викидів з відпрацьованими газами токсичних хімічних сполук [8, 9].

Поставлена задача вирішується шляхом здійснення двотактного циклу та встановленню індукційних котушок для індукційного нагріву повітря у вхідному каналі робочих циліндрів [10 - 17].

На рис.1 показано, як приклад, загальний вид поршневого теплового двигуна з розділеним двотактним робочим циклом, в якому здійснюють запропонований спосіб роботи в трьох циліндрах, один з яких використовується як компресорний.

Двигун, (див. рис.1), містить компресорний циліндр 1 з впускним 2 та випускним 3 клапанами, впускний канал 4, на вході якого встановлено повітряний фільтр 5, камеру стиснутого повітря 6, з'єднану каналом 7 з компресорним циліндром 1, оснащеним індукційною котушкою 9, а каналом 8 та каналами 12 та 13 через впускні канали 14 та 15, наприклад з електроприводами, з робочими циліндрами 16 та 17, оснащеними індукційними котушками 10 та 11, які мають випускні клапани 18 та 19, наприклад з кулачковим приводом, через які відпрацьоване повітря з робочих циліндрів 16 та 17 відводиться у випускні канали 20 та 21, що з'єднані з випускними колекторами 22 та 23. Поршень 24 компресорного циліндра та поршні 25 і 26 робочих циліндрів шатунами 27, 28 та 29 з'єднані зі спільним колінчастим валом 30.

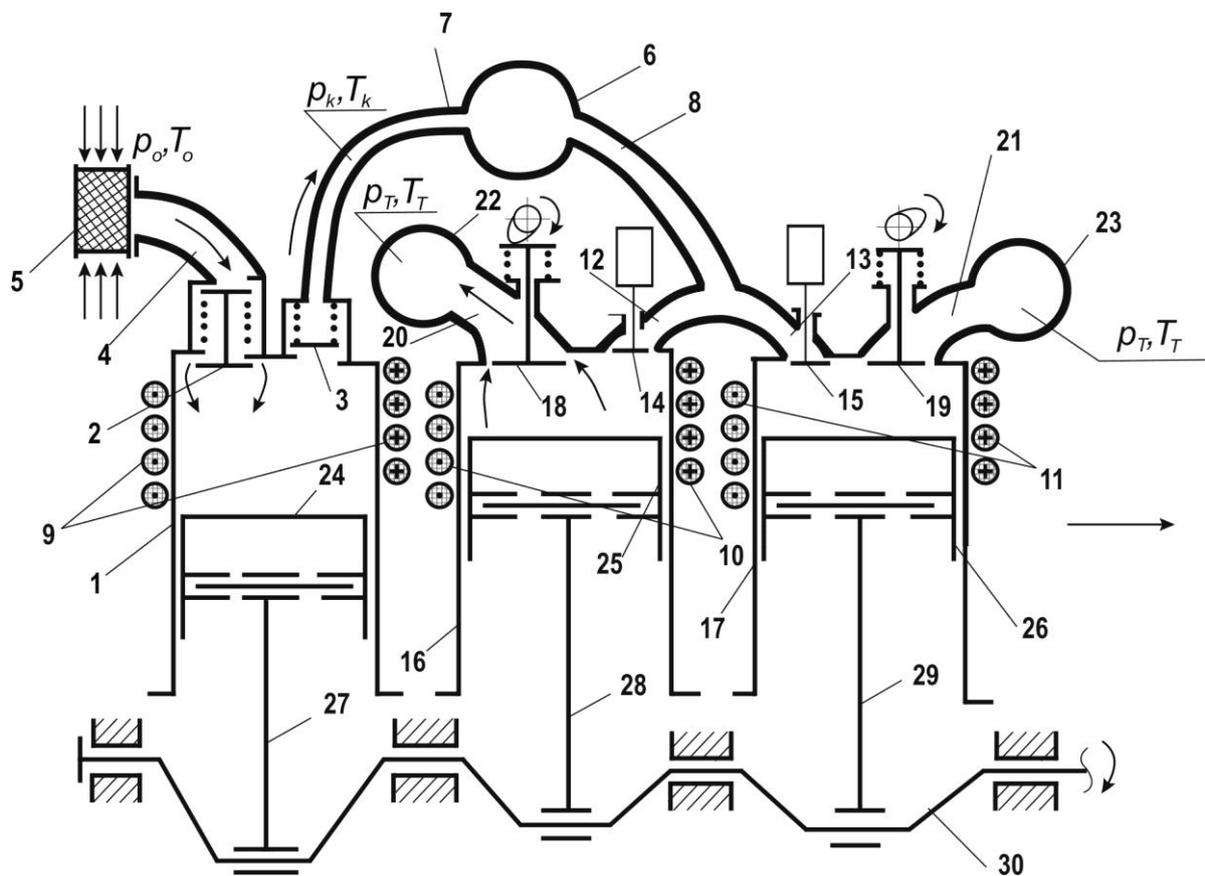


Рисунок 1. Поршневий тепловий двигун з розділеним двотактним робочим циклом та з індукційним підігрівом повітря вхідного каналу

Висновки

Використання запропонованого способу роботи теплового двигуна з індукційним підігрівом повітря безпосередньо у циліндрах, наприклад, як основного елемента силового приводу автомобіля дозволяє знизити витрату палива на 100 відсотків, знизити викиди токсичних хімічних сполук з відпрацьованими газам на 100 відсотків без використання додаткових систем їх нейтралізації, а також значно зменшує інтенсивність звукового випромінювання. Електричну енергію можна споживати, наприклад, від акумуляторних чи сонячних батарей.

Література

1. Концепція створення пневматичного двигуна для автомобіля: монографія/О.І. Воронков, Д.Б. Глушкова, А.В. Гнатов та ін. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 256 с.
2. Мехатронні системи автомобіля : підручник [Електронний ресурс] / Ю. М. Бороденко, А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун ; М-во освіти і науки України, Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Харків : ХНАДУ, 2023. – Ч. 1 : Силовий привід. – 300 с.

3. Воронков О.І. Визначення вихідних енергетичних параметрів транспортного засобу з пневматичним двигуном / О.І. Воронков, Д.М. Леонт'єв, Е.В. Тесленко // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ.– 2013. – Вып. 33. – С. 70–76.

4. Патент на корисну модель 151743 Україна, F02B47/10, F02B19/12. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна з індукційним підігрівом повітря у вхідному каналі / Гнатов А. В., Аргун Щ. В., Воронков О.І., Нікітченко І.М., Гнатова Г.А. – № u202107638; заявл. 28.12.2021; опубл. 07.09.2022, Бюл. №36..

5. Kuņicina, N., Zabašta, A., Romānovs, A., Pečerska, J., Ribickis, L., Hnatov, A., Shchasiana, A., Dziubenko, O., Rudenko, N., Borodenko, Y., Danylenko, K., Morkun, N., Zavsiehdashnia, I., Sistuk, V., Monastyrskyi, Y., Ruban, S., Tron, V., Peuteman, J.: підручник/ Cyber-Physical Systems for Clean Transportation. Rīga: RTU Izdevniecība, 2022. 391 p..

6. Розробка комбінованої енергетичної установки на базі пневмодвигуна з використанням поновлювальних джерел енергії для міського автотранспорту. Проміжний: науково-дослідна робота / [А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун та ін.] – Харків : ХНАДУ, 12.2021. – № держреєстрації 0121U109611. – 155 с.

7. Патент на корисну модель 149466 Україна, МПК F02B 47/10 (2006.01), F02B 33/22 (2006.01), F02B 19/12 (2006.01). Спосіб роботи поршневого теплового двигуна. / Дьяченко В.Г., Воронков О.І., Нікітченко І.М., Тесленко Е.В., Назаров А.О., Гнатов А. В., Аргун Щ. В. – № u202007287; заявл. 16.11.2020; опубл. 24.11.2021, Бюл. №47.

8. Migal V., Arhun S., Hnatov A., Shuliak M. Evaluating the Quality of Design and Manufacture of Agricultural Tractors by Vibration Characteristics. 26th International Scientific Conference Transport Means 2022. Volume 2022-October, Pages 116 – 121..

9. Конструкції елементів пневмоагрегатів : навчальний посібник / М. Г. Прокопов, С. М. Ванеєв, В. М. Козін, Ю. С. Мерзляков. – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 146 с.

10. Gnatov A. New method of car body panel external straightening. Tools of method / A. Gnatov, Sch. Argun, // International Journal of Vehicular Technology. – New York : Hindawi Publishing Corporation. – 2015. – 1 July – P. 1–7.

11. Патент на корисну модель 151744 Україна, F02B47/00. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна з індукційним підігрівом повітря у циліндрах / Гнатов А. В., Аргун Щ. В., Воронков О.І., Нікітченко І.М., Гнатова Г.А. – № u202107641; заявл. 28.12.2021; опубл. 07.09.2022, Бюл. №36.

12. Гнатов А. В. Технічні рішення для індукційного нагріву в технологіях ремонту / А. В. Гнатов, Є.О. Чаплигін, О.С. Сабокарь // Науковий вісник ХДМА. – Херсон : ХДМА. –2015. – № 2 (13). – С. 155–163.

13. Гнатов А. В., Аргун Щ. В., Ульянец О. А. Енергозберігаючі технології на транспорті //Наукові нотатки. – 2016. – №. 55. – С. 80-86.

14. Аргун Щ.В. Екологічний та енергоефективний атомобільний транспорті його інфраструктура / Щ. В. Аргун, А. В. Гнатов, О.А. Ульянец //

Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2016. – № 2 (77). – С. 18–27.

15. Gnatov A. Disk matching devices for methods of exterior levelling of car body panels / A. Gnatov, I. Trunova, Sch. Argun // Автомобильный транспорт. – Х. : ХНАДУ. – 2016. – Вып. 39. – С. 66-73.

16. Гнатов А. В. Теплові процеси за умов індукційного нагрівання полем плоского кругового багатовиткового соленоїда / А. В. Гнатов, Щ.В. Аргун, Є.О. Чаплигін, О.С. Сабокарь // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – Вінниця : ВНТУ. – 2015. – № 5 (121). – С. 87-92.

17. Trunova I, Arhun S, Hnatov A, Apse-Apsitis P, Kunicina N, Myhal V. Sustainable Approach Development for Education of Electrical Engineers in Long-Term Online Education Conditions. Sustainability. 2023; 15(18):13289. <https://doi.org/10.3390/su151813289>

Двадненко Володимир Якович, д.т.н., професор кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dvadnenkovladimir@gmail.com

Коновалов Денис Геннадійович, студент магістратури автомобільного факультету, гр. АЕ-62-22.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ГЕНЕРАТОРА ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ АКТИВНОГО ВИПРЯМЛЯЧА

Починаючи з 2007 р. автовиробники використовують системи Старт-Стоп, розроблені та запущені у виробництво компанією Bosch. З того часу кількість легкових автомобілів, оснащених цією системою, постійно зростала. Ця система на 5-8 % [1] знижує витрату палива та викиди CO₂. Кожен другий новий автомобіль від компактного міського до розкішного автомобіля представницького класу оснащений системою Старт-Стоп.

Внаслідок зростання популярності систем Старт-Стоп автовласники потребуватимуть їх якісного ремонту та обслуговування. Тому вже зараз Bosch пропонує широкий асортимент запасних частин, діагностичних пристроїв, а також послуг з ремонту та обслуговування автомобілів із системою економії палива Старт-Стоп.

У багатьох автомобілях, які оснащені класичною системою Старт-Стоп Bosch, акумулятор може бути замінений тільки на СТО. Нова батарея повинна бути зареєстрована у системі контролю та керування акумулятором для забезпечення оптимальної роботи технології Старт-Стоп. Реєстрація відбувається за допомогою діагностичного тестера, наприклад пристрою KTS від Bosch. Цей прилад зарядить, розрядить і знову зарядить акумулятор, визначить його ємність і запрограмує систему старт-стоп автомобіля під цей акумулятор.

Програмне забезпечення Bosch, що містить дані про всі автомобілі із системою Старт-Стоп, надає таку технічну інформацію: інструкції з ремонту та

обслуговування, системну інформацію та каталог запчастин. Тестер BAT 131 призначений для перевірки стану батарей системи Старт-Стоп із технологією AGM. Bosch пропонує зарядні пристрої BAT 415, 430 та 490 для заряджання батарей системи Старт-Стоп. Функціональність відповідних датчиків системи старт-стоп перевіряється діагностичною системою Bosch FSA. Крім того, модулі FSA 500 і FSA 740 можуть бути використані для перевірки системи зарядки акумуляторної батареї на автомобілі. Bosch виготовляє повний спектр високоякісних компонентів для систем Старт-Стоп. Вимоги до елементів для таких систем найвищі, особливо це стосується стартерів, генераторів та акумуляторів. Так, акумуляторна батарея повинна забезпечувати високу продуктивність, бути стійкою до високих циклічних навантажень і мати здатність швидко приймати заряд. Вона повинна надавати енергію при частих запусках двигуна, а також забезпечувати енергією необхідні компоненти під час фази зупинки. Батареї Bosch S5 EFB (з рідким електролітом) та S6 AGM (з абсорбуючим скловолокном) відповідають усім цим вимогам. При цьому важливо враховувати, що акумулятор EFB можна замінити як іншим цього типу, так і батареєю AGM. Якщо спочатку була встановлена батарея AGM, то її можна замінити тільки акумулятором такого ж типу. Правильно підібрати необхідну батарею можна за допомогою програмного забезпечення ESItronic від Bosch, де також є інструкції щодо заміни акумулятора.

Стартери, спеціально розроблені Bosch для систем Старт-Стоп, розраховані на значно більшу кількість запусків двигуна та оснащені посиленими підшипниками, покращеною планетарною передачею та оптимізованим комутатором.

Лінійка генераторів від Bosch для бортової сети 12 вольт також має підвищену ефективність: навіть відразу після запуску двигуна та на низьких швидкостях, вони створюють більше електричної енергії, забезпечуючи зарядку батареї та підтримуючи працездатність системи Старт-Стоп.

Для сучасних автомобілів підвищення ККД автомобільного генератора є особливо актуальним, тому що в сучасних автомобілях багато потужних споживачів електроенергії, і при цьому часто спрацьовує система "старт-стоп". З урахуванням того, що напруга в бортовій мережі класичної системи старт-стоп Bosch 12 вольт, падіння напруги на діодах досягає 3 вольт, що веде до помітного зниження ККД генератора.

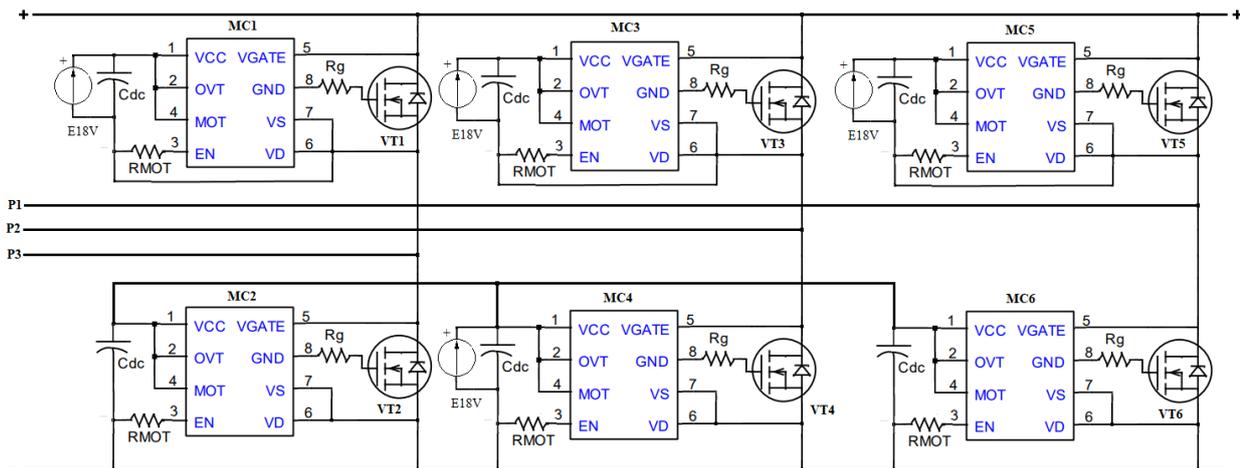


Рис.1. Схема синхронного випрямлення для автомобільного генератора на 12 В

Активний випрямляч називають синхронним випрямлячем тому, що МОСFET-транзистори відкриваються в той час, коли відкриті діоди, при цьому до каналу стік-исток прикладена напруга зворотної полярності і робота такого синхронного випрямляча заснована на тому, що МОСFET-транзистори активний опір каналу мають як на прямий, так й на зворотної полярності, прикладеної до каналу.

Для синхронного випрямлення розроблено багато спеціалізованих мікросхем, таких як IR11672AS, APR343, APR348 [2]. Опис та параметри IR11672AS є в [3]. Схема розробленого синхронного випрямлення для генератора на 12 В з використанням мікросхеми IR11672AS наведено на рис.1. На схемі маємо позначення: P1, P2, P3 фази змінного струму. Прилади керування синхронними ключами, зібрани з використанням MC1-MC6, IR11672AS; синхронні ключі VT1-VT6, IRFP4468; C_{dc}, конденсатори ємністю 1000 мкф; E18V- гальванічно-розв'язані від бортової мережі джерела з напругою 18В; R_g- резистор затвора; R_{MOT}- резистор установки затримки увімкнення ключа.

З огляду на викладене, можна зробити висновок, що автомобільний генератор з активним випрямлячем забезпечуватиме більш надійну роботу бортової мережі автомобіля.

Література

1. Taoudi, M. S. Haque, C. Luo, A. Strzelec, and R. F. Follett, 'Design and Optimization of a Mild Hybrid Electric Vehicle with Energy-Efficient Longitudinal Control', *SAE International Journal of Electrified Vehicles*, vol. 10, no. 14-10-01-0005, 2021
2. Advanced smartrectification control IC <https://www.infineon.com/dgdl/ir11672aspdf.pdf?fileId=5546d462533600a4015355c455561653>
3. Ir11672AS advanced smart rectifier <https://datasheetspdf.com/pdf-file/660808/InternationalRectifier/IR11672AS/1>

Двадненко Володимир Якович, д.т.н., професор кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dvadnenkovladimir@gmail.com

Медведський Кирило Ігорьович, студент магістратури автомобільного факультету, гр. АЕ-61-22.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАРЯДКИ АВТОМОБІЛЬНОГО АКУМУЛЯТОРА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В МІСЬКИХ УМОВАХ

Сучасні розробники все ширше використовують електричні системи та вузли в автомобілях для підвищення комфорту та покращення споживчих та експлуатаційних якостей. Це веде до збільшення споживання електричної енергії та вимагає підвищення як енергетичних, так і потужних характеристик бортмережі та джерел електричної енергії автомобіля: генератора та акумулятора. Задача зниження витрат вуглеводневого палива автомобільним транспортом має не тільки економічне, а й екологічне значення, оскільки пропорційно дає змогу зменшити викиди CO₂. Цю задачу допомагають вирішувати автомобілі з системою «старт-стоп» [1]. Системи «старт-стоп» встановлюються на більшості сучасних автомобілів, щоб зменшити викиди та споживання пального. На ринку існує багато різних систем, але всі вони виконують одну і ту ж функцію.

Система «старт-стоп» вимикає двигун, коли автомобіль стоїть на місці, і автоматично запускає його, при відновленні руху. Принцип може відрізнятися залежно від типу встановленої коробки передач. Для механічних коробок передач двигун запускається при натисканні на педаль зчеплення, тоді як для автоматичних коробок передач двигун запускається при відпусканні гальма.

Автомобілі з системами «старт-стоп» повинні заводитися швидше, ніж звичайні автомобілі. Це вимагає використання потужного стартера. Стандартний стартер не може впоратися з цим завданням. Тому було потрібне інше рішення. Так, наприклад, у системі «старт-стоп», створеній компанією BOSCH, застосовується спеціальний стартер зі збільшеним терміном служби. Пристрій одразу розрахований на велику кількість запусків ДВЗ і обладнаний посиленним механізмом приводу, що забезпечує надійний, швидкий і тихий запуск двигуна.

Наявність системи старт-стоп вимагає збереження працездатності систем також при непрацюючому ДВЗ, для чого потрібна підвищена ємність акумулятора та підвищена потужність генератора для швидкого поповнення заряду акумулятора.

При русі в міських умовах спрацьовування системи старт-стоп відбувається дуже часто, особливо при виникненні заторів, а ДВЗ працює в основному на малих обертах, тому, особливо на малих обертах необхідно

підвищити зарядний струм акумулятора, який забезпечує генератор під час роботи ДВЗ. Розглянемо вираз для зарядного струму I_3

$$I_3 = \frac{U - E_a}{R_{\text{зл}}} \quad (1)$$

де U - напруга на виході генератора, E_a - ЕРС акумулятора, $R_{\text{зл}}$ - опір зарядного ланцюга. Зарядний струм, як видно з (1), обмежений тим, що ЕРС акумулятора не може бути більше ніж напруга на виході генератора, яка обмежена регулятором напруги. Для підтримки необхідної напруги на виході генератора регулятор напруги збільшує магнітний потік збудження збільшенням обмотки струму збудження. Однак при низьких оборотах ДВЗ та високому зарядному струмі настає насичення ротора і напруга генератора не збільшується, а значить, згідно (1), неможливо збільшення зарядного струму. Однак як впливає з (1) зарядний струм виникає короткими імпульсами тільки на вершинах синусоїди, тобто випрямляч має дуже низький коефіцієнт потужності. Збільшивши коефіцієнт потужності можна зняти з генератора додаткову потужність і підвищити зарядний струм. З цією метою застосуємо активний коректор коефіцієнта потужності. Для активних коректорів коефіцієнта потужності розроблені спеціалізовані мікросхеми, прикладом такої мікросхеми є L6561.

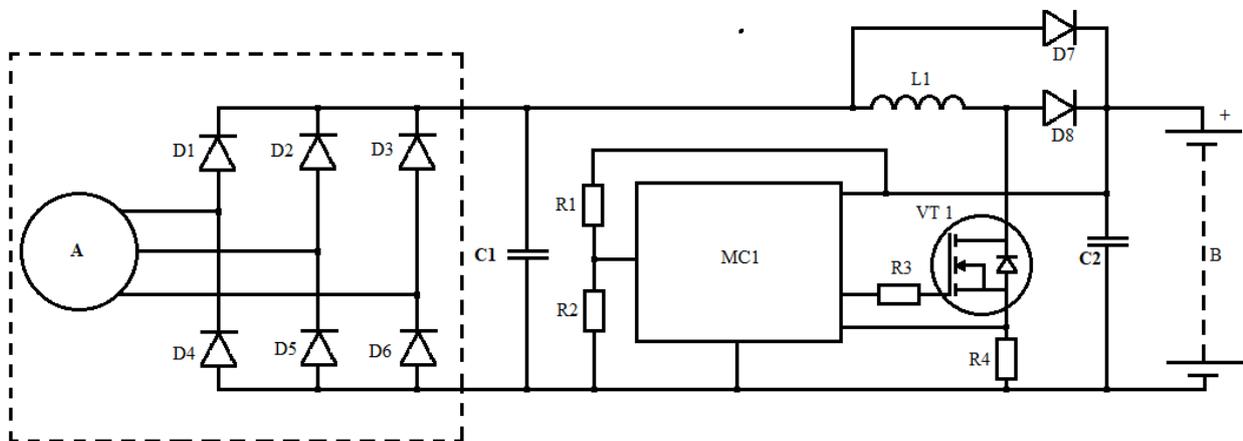


Рис.1. Коректор коефіцієнта потужності для автомобільного генератора

Схема коректора коефіцієнта потужності розроблено з використанням мікросхеми L6561 опис та параметри якої є в [2] наведено на рис.1 . На схемі маємо позначення: А-генератор змінного струму, В-акумуляторна батарея, D1 – D6-діоди випрямляча генератора, C1 конденсатор ємністю 0,01мкФ, який практично не згладжує пульсації після випрямляча, дільник R1, R2 забезпечує необхідну напругу на виході бустерного перетворювача, зібраного з використанням MC1, L6561; VT1, IRFP4468 L1, 220 мкГ; D8, 2Д213А; C2, 1000 мкф. Діод D7 знижує втрати при штатній роботі генератора.

З огляду на викладене, можна зробити висновок, що автомобільний генератор з активним коректором коефіцієнта потужності і навіть малою акумуляторною батареєю забезпечуватиме надійну роботу бортової мережі автомобіля при експлуатації в міських умовах.

Література

1. Crosse J. Stop-start systems: is there a long-term impact on my car's engine? | Autocar. *Autocar*. URL: <https://www.autocar.co.uk/car-news/new-cars/stop-start-long-term-impact-your-car-s-engine>.
2. Power factor corrector L6561. URL: <https://www.st.com/resource/en/datasheet/16561.pdf>

Дзюбенко О.А., к.т.н., доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dzyubenko.alan@gmail.com
Богдан Д.І., к.т.н., доцент кафедри деталей машин та теорії механізмів і машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, PhD.bogdan@gmail.com

ІНФОРМАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФОТОЕЛЕКТРИЧНИХ ПАНЕЛЕЙ

Вступ

Досить складна енергетична обстановка в країні, через військову агресію росії, поставила на новий рівень актуальність відновлювальних джерел електроенергії. Постійні атаки ворога на електричну інфраструктуру закликають нас переосмислити децентралізацію цієї системи й використанню додаткових резервних потужностей у вигляді генераторів з ДВЗ, фотоелектричних панелей (ФЕП) з додатковим резервним акумуляуванням в кожному домогосподарстві. Всі труднощі пережитої зими 2023 р. перерозподілили цінності й пріоритети в важливості цієї енергії. До споживачів прийшло усвідомлення в необхідності самостійно подбати про незалежне від центральної системи освітлення, безперебійний доступ до інформації, а саме мобільного зв'язку і інтернету, обігріву, готування їжі, тощо.

Простота в експлуатації і досить прийнятна ціна на ФЕП робить їх вибір доволі привабливим. Однак, при встановленні системи виникає задача вибору оптимальної схеми розміщення. А саме, досить цікаво виглядає завдання максимальної генерації при мінімальних площах де ці панелі можна встановити. Так автори поставили мету на майбутнє порівняти декілька випадків: коли, в першому, кут встановлення панелей оптимальний за ККД але присутнє взаємне затінення панелей одна одною і, іншого варіанта, коли кут нахилу мінімальний, відповідно до рекомендацій виробника, та затінення

зовсім відсутнє. При цьому, в обох випадках, результуюча площа розміщення панелей буде різнитись.

Для проведення зазначеного дослідження потрібен вимірювальний комплекс для моніторингу параметрів роботи ФЕП. Для цього необхідно вимірювати струм та напругу одночасно декількох ФЕП із заданою періодичністю (1-5 хв.). Враховуючи, що при аналізі результатів вимірювання необхідно отримати інтегральні показники за тривалий період часу, виконувати вимірювання «вручну» буде доволі трудомістким і недостатньо точним.

Розробка ІВК

Для вирішення задачі збору великої кількості даних необхідно використовувати автоматичний інформаційно-вимірювальний комплекс (ІВК). До таких комплексів можна віднести модулі аналого-цифрового перетворення (АЦП). Зовнішні модулі АЦП це сучасні електронні пристрої для трансформації вхідного аналогового сигналу в цифровий. Це дозволяє зручно створювати портативні вимірювальні системи з використанням персонального комп'ютера або ноутбука як обчислювальної бази. За рахунок підключення за інтерфейсом USB 2.0, RS-485, RS 232 та інших популярних форматів, не виникає складнощів з налаштуванням з'єднання універсальних зовнішніх модулів АЦП/ЦАП та комп'ютером. Живлення модуля здійснюється за рахунок комп'ютера або ноутбука, що робить його енергетично незалежним від стаціонарної електричної мережі.

Однак, використання таких зовнішніх модулів сьогодні є доволі проблематичним: по-перше, велика кількість, розповсюджених в Україні модулів АЦП, виготовлялась на території країни агресора; по-друге, середня вартість модуля АЦП складає 10...12 тис. грн., що суттєво збільшує вартість проекту і ускладнює його окупність; по-третє, їх застосування не відмінює необхідності використання додаткових датчиків, перетворювачів та узгодження сигналів.

За таких умов більш обґрунтованим є розробка спеціального ІВК на мікроконтролері під конкретну задачу. Це дозволить використовувати точну кількість вимірювальних каналів, обрати необхідну частоту дискретизації, виконувати попередню обробку вимірюваних даних, застосувати, за необхідності, цифрові інтерфейси додаткових датчиків та передачі інформації.

Прогрес в галузі мікроелектроніки за останні роки призвів до появи нових 32-розрядних високочастотних мікроконтролерів. Сучасні мікроконтролери у своєму складі мають швидкісні високорозрядні багатоканальні АЦП, що дозволяє виконувати високоточні вимірювання. А великі об'єми виробництва зробили їх широкодоступними з низькою ціною реалізації.

Тому для реалізації ІВК для дослідження ефективності фотоелектричних панелей було запропоновано технічне рішення, структурну схему якого представлено на рисунку 1.

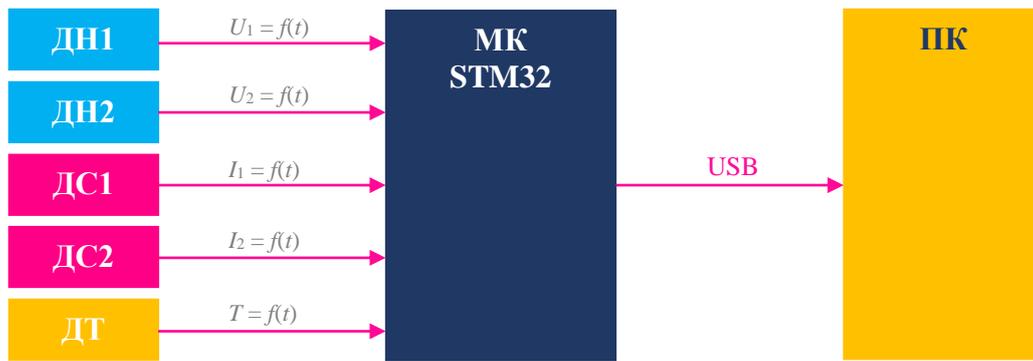


Рисунок1 – Структурна схема ІВК

Для одночасного дослідження енергетичних характеристик з двох електричних панелей було задіяно два канали для вимірювання напруги (ДН1, ДН2) і два канали для вимірювання струму (ДС1, ДС2), також додано один канал для вимірювання температури поверхні ФЕП (ДТ). Мікроконтролер (МК) усі виміряні данні математично обраховує відповідно до алгоритму перетворення і передає данні на комп'ютер (ПК) через інтерфейс USB. Таким чином їх можна спостерігати на екрані ПК у реальному часі, як значення струму і напруги, а не в кодах АЦП. Крім того, кожна точка вимірювання супроводжується часовою міткою, що дозволяє аналізувати отриманні данні відносно пори доби та положення Сонця.

Використання комп'ютера, як обчислювальної бази, дозволяє організувати накопичення бази даних за тривалий період і при різних умовах експлуатації, проводити розрахунки за різними алгоритмами з візуалізацією результатів у вигляді діаграм і графіків, проводити порівняльний аналіз.

Для вимірювання напруги було використано дільники напруги з коефіцієнтом 12, фільтри низьких частот і повторювачі напруги на операційному підсилювачі у якості елемента захисту портів мікроконтролера. Для вимірювання струму було використано спеціальні датчики на ефекті Холла, що дозволило не використовувати додатковий опір в колі підключення навантаження ФЕП. Усі вимірювальні канали ІВК були попередньо перевірені у всьому вимірювальному діапазоні за допомогою стабілізованого блоку живлення та еталонного, метрологічно повіреного мультиметра АРРА-106. При цьому було досягнуто похибки, що не перевищила 2 %.

Висновки

Вартість усього ІВК без урахування ПК не перевищила 1 тис. грн., що суттєво нижче за вартість зовнішніх модулів вводу/виводу та АЦП (навіть без урахування спеціального програмного забезпечення, яке потребують такі пристрої). Таким чином, можна стверджувати, що на сьогодні розробка спеціалізованих ІВК на мікроконтролерах під конкретну технічну задачу є більш привабливим, технічно та економічно обґрунтованим рішенням для виконання наукових досліджень.

Література

1. Сучасні прилади контролю та обліку електричної енергії: навч. посіб. / Д.М. Калюжний, П.П. Рожков, С.Е. Рожкова, Д.В. Бородин; ХНУМГ. – Харків: «Друкарня Мадрид», 2017. – 344 с.
2. STM32™'s ADC modes and their applications: Application note AN3116 / Електронний ресурс [Режим доступу]: https://www.st.com/content/ccc/resource/technical/document/application_note/c4/63/a9/f4/ae/f2/48/5d/CD00258017.pdf/files/CD00258017.pdf/jcr:content/translations/en.CD00258017.pdf
3. How to optimize the ADC accuracy in the STM32 MCUs: Application note AN2834 / Електронний ресурс [Режим доступу]: https://www.st.com/content/ccc/resource/technical/document/application_note/group0/3f/4c/a4/82/bd/63/4e/92/CD00211314/files/CD00211314.pdf/jcr:content/translations/en.CD00211314.pdf
4. How to use ADC Oversampling techniques to improve signal-to-noise ratio on STM32 MCUs: Application note AN5537 / Електронний ресурс [Режим доступу]: https://www.st.com/content/ccc/resource/technical/document/application_note/group2/5f/8e/fb/19/fc/1e/48/4c/DM00722433/files/DM00722433.pdf/jcr:content/translations/en.DM00722433.pdf

Дзюбенко О.А., к.т.н., доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dzyubenko.alan@gmail.com
Лисак І.А. студент автомобільного факультету, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, lysak.ilysha@gmail.com

РОЗРОБКА УНІВЕРСАЛЬНОЇ РУХОМОЇ ПЛАТФОРМИ З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ

Універсальна рухома платформа (приклад на рис.1) є механічною системою, обладнаною електроприводами, яка забезпечує рух та маневреність. Основна ідея полягає в тому, щоб створити платформу, яка може адаптуватися до різноманітних умов та завдань завдяки програмуваній електроніці та механічній гнучкості.

Платформа може бути адаптована для виконання найрізноманітніших завдань та функцій у різних сферах. Ця універсальність робить її незамінним інструментом у військовій, медичній, транспортній, аграрній та інших галузях.



Рисунок 1 - Універсальна рухома платформа

Універсальна рухома платформа з електроприводом представляє собою значущий крок у сфері технологій, що спрямований на оптимізацію і поліпшення різноманітних аспектів сучасного життя. Платформа з електроприводом володіє високою ефективністю та продуктивністю у виконанні широкого спектру завдань. Завдяки передовій технології електроприводу, вона забезпечує точний та швидкий рух, що є надзвичайно важливим для сучасного темпу життя та господарської діяльності. Платформа може бути легко налаштована та програмована для автономного функціонування, що відкриває широкі можливості для автоматизації процесів у різних галузях. Роботизація завдяки цій платформі сприяє підвищенню ефективності та зменшенню людського втручання у ризиковані сценарії.

Для виготовлення рами платформи пропонується використання алюмінієвих профілів швидкого монтажу T-track, що дозволить отримувати платформу любых конфігурацій, розмірів та механічної міцності.

Використання електроприводу сприяє зменшенню викидів шкідливих газів та спалених палив, що робить цю технологію відмінним кроком у напрямку збереження навколишнього середовища. Врахування екологічних аспектів є важливим завданням сучасності. Крім того це дозволяє використовувати їх в приміщеннях сумісно з персоналом без ризику отруєння відпрацьованими газами. Ще однією перевагою використання електроприводу є його відносна безшумність, що також суттєво розширює сценарії їх використання.

Найпростіша платформа з колесами складається з 4-х окремих електричних двигунів, які керуються мікроконтролером через силові драйвери. Зворотний зв'язок, положення кожного з 4-х коліс поступає на мікроконтролер. Управління платформою виконується через інтерфейс користувача. Живлення платформи виконується завдяки акумулятору та DC/DC перетворювача. На підставі цих умов запропоновано структурну схему (рис. 2).

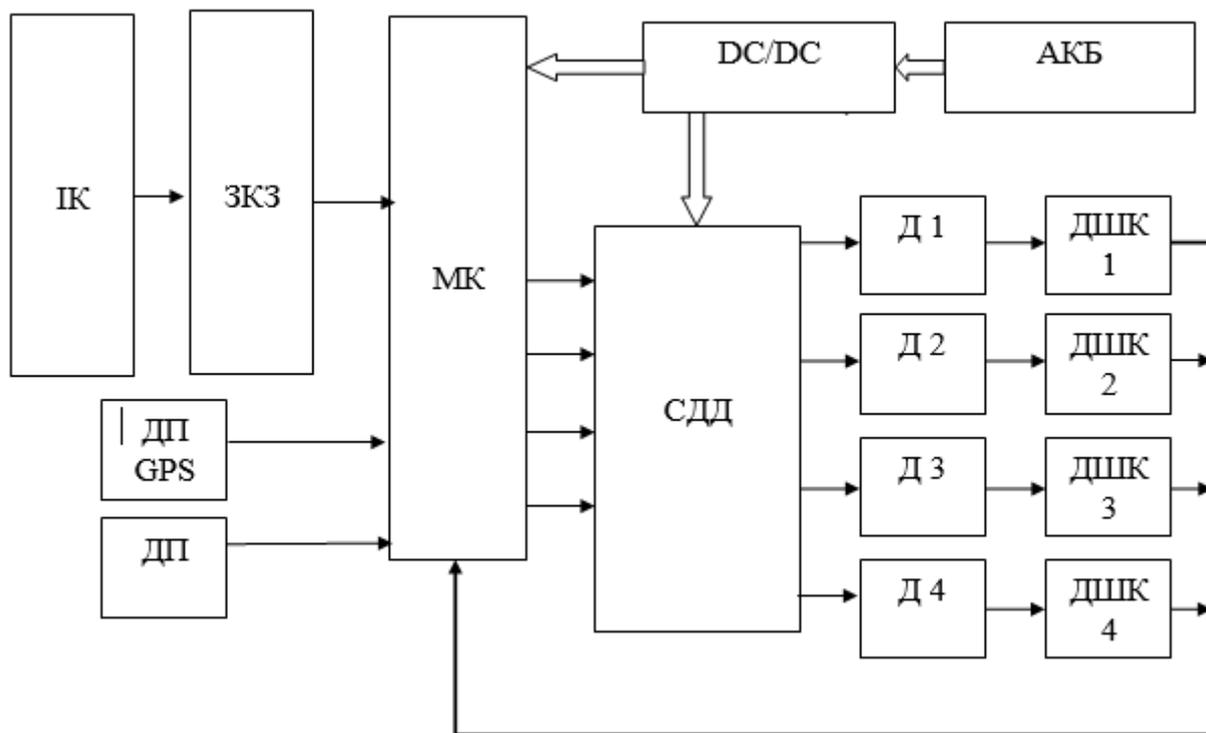


Рисунок 2 - Структурна схема рухомої платформи

Система складається з мікроконтролера (МК), який опитує інтерфейс користувача (ІК) через захищений канал зв'язку (ЗКЗ) і відповідно до алгоритму визначає керуючий вплив на силовий драйвер двигунів (СДД), який своєю чергою керує швидкістю та напрямком обертання двигунів (Д1-Д4). У якості датчика кута повороту та швидкості обертання двигуна використовується безконтактний датчик енкодер (ДШК1-ДШК4), який перетворює кут повороту обертового колеса в сигнал зворотного зв'язку. Поточні данні від датчиків перераховуються у відносні одиниці положення колеса.

Блок перетворення напруги побудований на DC/DC перетворювачах і призначений для забезпечення усіх вузлів платформи необхідною величиною напруги живлення незалежно від зміни напруги АКБ.

Універсальна рухома платформа з електроприводом забезпечується зв'язаним та інтегрованим комплексом елементів, що спрямовані на оптимізацію та керування її рухами та функціями. Основною складовою цієї системи є мікроконтролер сімейства STM32, який виступає як головний керуючий елемент.

На початку керування стоїть збір та аналіз вхідних даних від датчиків. У якості датчика кута повороту та швидкості обертання двигуна використовується безконтактний датчик енкодер вони надають інформацію про швидкість та прискорення руху платформи, датчик положення GPS вказує на її точне місцезнаходження, а датчик простору забезпечує дані про оточуюче середовище.

Ці дані надходять до мікроконтролера, який відповідає за обробку та аналіз вхідних сигналів. Використовуючи розроблений алгоритм керування,

мікропроцесор приймає рішення про оптимальні кроки та швидкість руху платформи.

Однак керування цією платформою не обмежується тільки внутрішнім процесорним контролем. Існує важливий аспект – взаємодія з оператором через захищений канал зв'язку. Ця система зв'язку забезпечує безпечний обмін даними та командами між оператором та платформою. Оператор може видати команду на зміну напрямку, швидкості, або виконання конкретної дії платформи через цей захищений канал.

Отже, керування універсальною рухомою платформою з електроприводом є результатом сполучення роботи датчиків кількості обертів, положення та простору, а також мікроконтролера STM32, який обробляє дані та виконує оптимальне керування. Оператор має можливість віддати команду через захищений канал зв'язку, забезпечуючи додатковий рівень контролю та взаємодії з платформою.

Узагальнюючи вищесказане, можна стверджувати, що розробка та впровадження універсальних рухомих платформ з електроприводом є важливим кроком, необхідним для досягнення високої продуктивності виконання широкого колу завдань як цивільного так і мілітарного характеру. Застосування роботизації та сучасних електронних технологій є важливим фактором сталого розвитку економіки країни та збереження людського ресурсу під час війни.

Література

5. Dickerson, S.L., Lapin, “B.D., Control of an omnidirectional robotic vehicle with Mecanum wheels”, in National Teleystems Conference Proceedings, p. 323-328, March 26-27, Atlanta, USA, 1991.

6. Mecanum wheels (Hlon wheel) / Електронний ресурс, [Режим доступу]: <https://www.generationrobots.com/media/Mecanum-wheel-application.pdf>

Дембіцький Валерій Миколайович, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет, dvm2@meta.ua

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ РЕКУПЕРАТИВНОГО ГАЛЬМУВАННЯ: ОГЛЯД СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Ринок автомобілів з електричним та гібридним приводом на сьогоднішній день розвивається швидкими темпами. Велика кількість виробників, задекларували наміри відмовитися від двигунів внутрішнього згорання протягом найближчих 10...15 років. Такий стрімкий розвиток зумовлений активним розвитком техніки та технологій. Метою даної роботи є огляд сучасних досліджень щодо шляхів підвищення ефективності систем рекуперативного гальмування, адже при усіх перевагах застосування таких систем, їх використання на даний дозволяє повернути лише близько 30 % енергії.

У роботі [1] автори пропонують комфортну систему рекуперативного гальмування (CRBS), яка використовує штучні нейронні мережі як стратегію керування транспортним засобом для умов гальмування. При цьому забезпечується висока ефективність системи рекуперативного гальмування.

Запропонована у [2] стратегія гальмування, відповідно до розробленої системи керування дозволила збільшити пробіг автомобіля до 24 %, з врахуванням обмежень.

У статті [3] авторами пропонується стратегія керування системою рекуперативного гальмування для електричного комерційного автомобіля. Розроблений ієрархічний підхід однопедальної системи керування містить рівні аналізу намірів водія та обчислення крутного моменту. Після визначення наміру водія для визначення схеми гальмування використовується метод логічного порогу, потім використовується нечітка теорія з ухилом дороги, силою гальмування та швидкістю як вхідними параметрами, а коефіцієнт співвідношення гальмівної сили як вихідним параметром.

Багатоступенева послідовна гібридна система зберігання енергії (M-SHESS) запропонована у [4] побудована для реалізації рекуперації енергії у процесі гальмування. Фактично авторами пропонується метод керування уповільненням, заснований на обмеженні енергії.

Тематичне дослідження щодо можливостей підвищення енергоефективності під час рекуперативного гальмування громадського міського електричного транспорту (PUET) Софії за допомогою використання гібридної системи зберігання енергії (HESS), що складається переважно з суперконденсаторів наведено у [5].

У роботі [6] пропонується нова серія гідравлічної схеми для системи рекуперативного гальмування, щоб розширити діапазон енергозбереження рекуперативного гальмування та усунути фрикційне гальмування.

Результати досліджень стратегії рекуперативного гальмування наведені у роботах [7 – 12].

Актуальним є також питання розробки автомобілів з системами рекуперативного гальмування або систем рекуперативного гальмування, або їх окремих елементів, які окреслено у роботах [13 – 16].

Заслужують уваги роботи пов'язані з стратегіями водіння автомобілів [17], з використанням технологій розпізнання намірів водія [18], а також пошуку оптимального маршруту з урахуванням швидкісного режиму руху [19].

На основі проведеного аналізу сучасних публікацій результатів наукових досліджень, зокрема 2023 року, стосовно підвищення ефективності рекуперативного гальмування відмічено наступні напрямки: використання штучного інтелекту; вдосконалення конструкцій транспортних засобів; дослідження стратегій керування системами рекуперативного гальмування, в т.ч. на основі розпізнавання дій водія, визначення маршрутів руху або планування оптимальних маршрутів руху в конкретних умовах експлуатації автомобіля.

Література

1. Hwang MH, Lee GS, Kim E, Kim HW, Yoon S, Talluri T, Cha HR. Regenerative Braking Control Strategy Based on AI Algorithm to Improve Driving Comfort of Autonomous Vehicles. *Applied Sciences*. 2023; 13(2):946. <https://doi.org/10.3390/app13020946>.
2. Ali Hosseini Salari, Hossein Mirzaeinejad, Majid Fooladi Mahani, A new control algorithm of regenerative braking management for energy efficiency and safety enhancement of electric vehicles, *Energy Conversion and Management*, Volume 276, 2023, 116564, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116564>.
3. Li Z, Shi Z, Gao J, Xi J. Research on Regenerative Braking Control Strategy for Single-Pedal Pure Electric Commercial Vehicles. *World Electric Vehicle Journal*. 2023; 14(8):229. <https://doi.org/10.3390/wevj14080229>
4. J. Wang, C. Pan, L. Chen and H. Jiang, "Regenerative braking control of multi-step series hybrid energy storage system with energy constraint for practical operation," in *CSEE Journal of Power and Energy Systems*, doi: 10.17775/CSEEJPES.2022.02120.
5. V. Totev, H. Vasilev, V. Gueorgiev and I. Angelov, "Hybrid Energy Storage System To Increase Energy Efficiency During Regenerative Braking Of Urban Electrical Transport," 2023 18th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA), Varna, Bulgaria, 2023, pp. 1-4, doi: 10.1109/ELMA58392.2023.10202547.
6. Farhad Khajvand, Mohammad Zareinejad, Seyed Mehdi Rezaei, Keivan Baghestan, Design and implementation of a series hydraulic hybrid propulsion system to increase regenerative braking energy saving range, *Energy Conversion and Management*, Volume 279, 2023, 116754, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116754>.
7. M. Qiu, W. Yu, L. Wang, B. Zhang and H. Zhao, "A Regenerative Braking Control Strategy for ICVs Considering the Coupling Effect of Driving Conditions and Driving Styles," in *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 72, no. 6, pp. 7195-7210, June 2023, doi: 10.1109/TVT.2023.3242729.
8. A. Raghuwanshi and A. Ojha, "An Overview of the Regenerative Braking Technique and Energy Storage Systems in Electric, Hybrid, and Plug-In Hybrid Electric Vehicles," 2023 IEEE International Students' Conference on Electrical, Electronics and Computer Science (SCEECS), Bhopal, India, 2023, pp. 1-6.
9. M. Ziadia, S. Kelouwani, A. Amamou and K. Agbossou, "An Adaptive Regenerative Braking Strategy Design Based on Naturalistic Regeneration Performance for Intelligent Vehicles," in *IEEE Access*, vol. 11, pp. 99573-99588, 2023, doi: 10.1109/ACCESS.2023.3313553
10. Bautista-Montesano R, Galluzzi R, Mo Z, Fu Y, Bustamante-Bello R, Di X. Longitudinal Control Strategy for Connected Electric Vehicle with Regenerative Braking in Eco-Approach and Departure. *Applied Sciences*. 2023; 13(8):5089. <https://doi.org/10.3390/app13085089>

11. Wanmin Li, Haitong Xu, Xiaobin Liu, Yan Wang, Youdi Zhu, Xiaojun Lin, Zhixin Wang, Yugong Zhang, Regenerative braking control strategy for pure electric vehicles based on fuzzy neural network, Ain Shams Engineering Journal, 2023, 102430, ISSN 2090-4479, <https://doi.org/10.1016/j.asej.2023.102430>.

12. Barroso, D., Emadi, A., and Bruck, L., "Driver-in-the-Loop Drivability and Energy Efficiency Analysis of Regenerative Braking Strategies for Electric Vehicles," SAE Technical Paper 2023-01-0480, 2023, <https://doi.org/10.4271/2023-01-0480>.

13. Kumar, G. S., Ashish, P. S., Sireesha, P., & Gayatri, P. Design and fabrication of regenerative braking system (RBS): a review.

14. Rafael Rivelino da Silva Bravo, Artur Tozzi de Cantuaria Gama, Amir Antonio Martins Oliveira, Victor Juliano De Negri, Component sizing and sensitivity analysis of design parameters of a hydraulic-pneumatic regenerative braking system for heavy duty vehicles, Energy, Volume 264, 2023, 126021, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126021>.

15. Abhinav Saxena, Amit Kumar Dash, Rahul Virmani, Prashant, Nitya Srivastava & Prateeksha Ranjan (2023) Design of LQR-based FLC for the Optimal Regenerative Braking Controlling of Solar PV-based Electric Vehicle System, IETE Journal of Research, DOI: 10.1080/03772063.2023.2171916

16. A. Chowdhury, M. M. R. Fahim, A. K. M. M. H. Sajib, S. H. F. Bhuyan and M. A. Rahman, "Development of Hybrid Charging Controller for Electric Vehicle with Regenerative Braking System," 2023 IEEE 8th International Conference for Convergence in Technology (I2CT), Lonavla, India, 2023, pp. 1-6, doi: 10.1109/I2CT57861.2023.10126210 .

17. Pusztai Z, Kőrös P, Szauter F, Friedler F. Implementation of Optimized Regenerative Braking in Energy Efficient Driving Strategies. Energies. 2023; 16(6):2682. <https://doi.org/10.3390/en16062682>

18. Jia, Q., & Tang, P. (2023, May). Simulation of Electric Vehicle Regenerative Braking Control Strategy Based on Brake Intention Recognition. In Journal of Physics: Conference Series (Vol. 2492, No. 1, p. 012018). IOP Publishing.

19. Mohammadi M, Fajri P, Sabzehgar R, Harirchi F. Autonomous Electric Vehicle Route Optimization Considering Regenerative Braking Dynamic Low-Speed Boundary. Algorithms. 2023; 16(6):262. <https://doi.org/10.3390/a16060262>

Моргунов Олександр Сергійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет morgunov859@gmail.com

АЛГОРИТМ КОНВЕРТАЦІЯ АВТОМОБІЛЯ MITSUBISHI ASX 2010 В ЕЛЕКТРОМОБІЛЬ

Сучасний світ стикається з серією серйозних екологічних проблем, включаючи забруднення повітря та вичерпання природних ресурсів. Один із ключових кроків у вирішенні цих проблем - перехід до екологічно чистого транспорту [1]. Однією з перспективних альтернатив є переобладнання автомобілів із ДВЗ на електромобілі [2, 3]. Метою цієї роботи є дослідження

можливості такої переробки на прикладі Mitsubishi ASX 2010 року, зі збереженням технічних характеристик та можливістю використання для перевезення вантажів на короткі відстані в умовах бездоріжжя.

Переобладнання автомобіля на електромобіль – це серйозний технічний проект, який вимагає ретельного планування та вивчення всіх аспектів. Вибір відповідного електродвигуна та батареї, а також модифікація систем керування та охолодження – це лише кілька аспектів, які слід враховувати. Крім того, важливо пам'ятати про правові обмеження та стандарти, які можуть відрізнятися в різних регіонах.

Технічні характеристики автомобіля Mitsubishi ASX 2010 надані в табл. 1 [4].

Таблиця 1 – Технічні характеристики автомобіля Mitsubishi ASX 2010

Параметр	Характеристика / призначення
Мотор	
Модель двигуна	Mitsubishi 4A92
Тип двигуна	Бензиновий
Кількість циліндрів	4
Робочий об'єм	1,6 літра
Потужність двигуна	115-120 кінських сил (к.с.)
Система керування	
Трансмісія	Механічна коробка передач або автоматична коробка передач (CVT)
Система впорскування палива	Система безпосереднього впорскування пального (GDI)
Система запуску	Індивідуальна система запуску, яка включає стартер і акумулятор
Система охолодження	
Система охолодження двигуна	Включає водяний насос, радіатор і термостат для регулювання температури двигуна
Вентилятор охолоджувача	Вентилятор використовується для регулювання температури в радіаторі та охолодження рідини охолодження
Електрична система	
Акумулятор	12-вольтовий акумулятор для живлення електричних систем, включаючи запуск і освітлення
Генератор	Генератор заряджає акумулятор і забезпечує живлення всіх електричних пристроїв в автомобілі

Для забезпечення задовільного рівня продуктивності, обирають електродвигун потужністю від 80 к.с. і вище. Це залежить від ваги автомобіля і вимог до швидкості та прискорення.

Об'єм батареї визначається на основі бажаного запасу ходу, маси автомобіля, умов експлуатації, наявності зарядної інфраструктури тощо [5].

План конвертації автомобіля Mitsubishi ASX 2010 в електромобіль включає наступні кроки.

Крок 1. Визначення мети та розрахунки.

1.1. Визначення мети. На цьому етапі важливо чітко визначити цілі та очікування щодо переобладнання автомобіля.

1.2. Розрахунок потужності електродвигуна, яка забезпечить необхідну робочу продуктивність для автомобіля. Це залежить від типу електродвигуна, ваги автомобіля і вимог щодо швидкості та прискорення.

1.3. Розрахунок об'єму батареї, який забезпечить необхідний автономний.

1.4. Врахування інших факторів. Наприклад, вага автомобіля, конструкція, розташування компонентів і вимоги до дизайну та безпеки.

Крок 2. Вибір та Закупівля Компонентів.

2.1. Вибір і придбання високоефективного електродвигуна.

2.2. Підбір і закупівля літій-іонної батареї та побудова батарейного блоку.

Крок 3. Встановлення електродвигуна та батареї.

3.1. Видалення існуючого бензинового двигуна та коробки передач.

3.2. Встановлення електродвигуна на місце існуючого двигуна внутрішнього згорання, забезпечення правильної фіксації та з'єднання з трансмісією.

3.3. Розміщення батарейного блоку на автомобілі, забезпечення безпечного розташування та ізоляції від механічних пошкоджень.

Крок 4. Модифікація Системи Керування

4.1. Проведення модифікацій системи керування для сумісності з електродвигуном, включаючи заміну або перепрограмування важливих компонентів, таких як ЕБУ та датчики.

4.2. Інтеграція системи регенеративного гальмування для оптимізації відновлення енергії при гальмуванні.

Крок 5. Підготовка Системи Охолодження.

5.1. Модифікація системи охолодження для електродвигуна та батареї, забезпечення оптимальної температури роботи.

5.2. Встановлення системи охолодження для батареї, яка включає радіатор та вентилятор для керування температурою батарейного блоку.

Крок 6. Електричні підключення та інтеграція.

6.1. Проведення електричних підключень між електродвигуном, батареєю та модифікованою системою керування, забезпечення правильної ізоляції та захисту від короткого замикання.

6.2. Перепрограмування системи керування для оптимального управління електродвигуном та моніторингу рівня заряду батареї.

Крок 7. Тестування та настройка.

7.1. Проведення тестування автомобіля для перевірки роботи електродвигуна, батареї та системи керування.

7.2. Коригування налаштувань для оптимальної продуктивності та ефективності електромобіля.

Крок 8. Структурні модифікації.

8.1. Проведення необхідних структурних модифікацій автомобіля для забезпечення належної вагової рівноваги та безпеки підтримки батарей та інших компонентів.

Крок 9. Зарядна інфраструктура.

9.1. Розгляд можливостей встановлення зарядної інфраструктури в домівці або на робочому місці для зручного заряджання електромобіля.

Крок 10. Правові та реєстраційні аспекти.

10.1. Дотримання правових вимог та реєстрація переобладнаного електромобіля відповідно до законодавства [6-8].

Висновки

Можливість переробки автомобілів із ДВЗ на електромобілі дозволяє значно зменшити викиди CO₂ та інших шкідливих речовин, сприяючи поліпшенню навколишнього середовища та зменшенню витрат на паливо. В роботі проведено дослідження можливості конвертації автомобіля Mitsubishi ASX 2010 в електромобіль, представлено відповідний план.

Література

1. Levine, J. (2019). *Electric Vehicle Integration into Modern Power Networks*. Springer.
2. Gao, X., & Hua, J. (2020). Energy management strategy of electric vehicle: A review. *IEEE Access*, 8, 21675-21690.
3. Miller, C., & Madi, H. (2020). Review of electric vehicle charger infrastructure: An overview of EV charging technology. *IEEE Access*, 8, 140486-140500.
4. Nijman, C., & Brown, J. S. (2018). Transitioning to electric vehicles in the USA: Insights from household vehicle ownership data. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 59, 346-358.
5. Farias, T. L., & Mansano, R. D. (2021). Electric vehicle battery life cycle assessment: A review. *Journal of Cleaner Production*, 276, 124080.
6. Hübner, J., & Koziel, S. (2019). Electric vehicle in urban area—environmental analysis. In *Energies* (Vol. 12, No. 10, p. 1887). MDPI.
7. Pisu, P., & Rizzoni, G. (2011). A technical and economic analysis of plug-in hybrid electric vehicle impact on commercial delivery vehicle fleet operations. In *2011 American Control Conference (ACC)* (pp. 4286-4293). IEEE.
8. United Nations. (2015). *The Paris Agreement*. Retrieved from <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement/the-paris-agreement>.

Нечаус Андрій Олександрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, nechaus@ukr.net, 067-777-0224

Рикун Володимир Георгійович, к.т.н., доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, Інститут цивільної авіації, rykun.vova1961@gmail.com, 050-3010197

Васильєв Владислав Юрійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vladislav899900@gmail.com, 093-905-9882

ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЗОВАНОЇ ОБРОБКИ АВТОМОБІЛЬНОЇ ДІАГНОСТИЧНОЇ ІНФОРМАЦІЇ

Сучасні автомобільні діагностичні комплекси на підставі аналізу роботи

бортового комп'ютера, а також результатів застосування зовнішніх вимірювальних датчиків та пристроїв, дозволяють визначати технічний стан автомобіля, прямо або опосередковано елемент, який відмовив, та можливі причини його відмови, якщо така відмова залежна.

На рисунку 1 наведено один з трьох етапів рекомендованого циклу випробування легкового автомобіля згідно [1]. Цей етап має тривалість 600 с, а, відповідно, повний цикл випробування – 1800 с. Також на рисунку, для прикладу, наведено осцилограма періоду роботи системи запалювання одного циліндру 1, який має тривалість порядку від 4 до 8 мс і складається з п'яти визначальних ділянок, та період роботи λ -датчика 2, який має тривалість порядку від 1,5 до 2 с. Вважаючи, що автомобільний осцилограф дозволяє провести подібні вимірювання, слід уявити кількість вимірювальної інформації для кількох десятків контрольованих сигналів, а також кількість інформації, яку повинен проаналізувати діагност для визначення причини відмови.

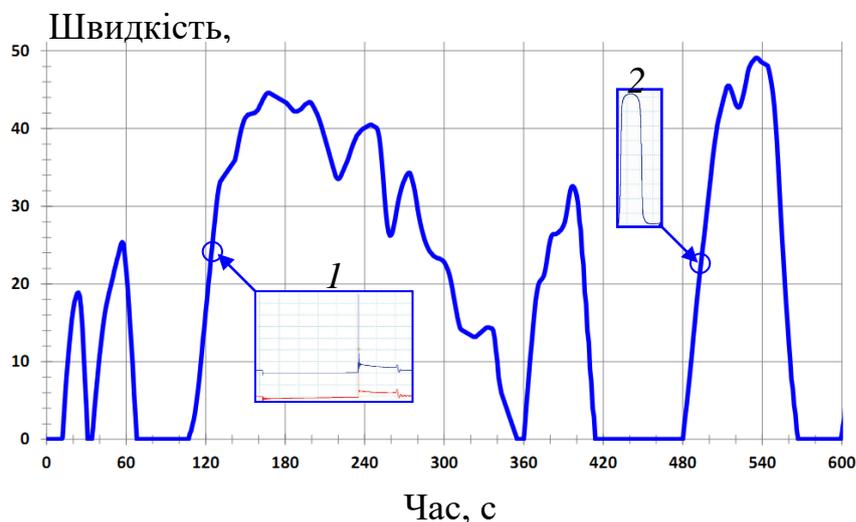


Рисунок 1 – Перший етап рекомендованого циклу випробування легкового автомобіля згідно [1]

З цієї точки зору, актуальним є питання застосування автоматизованих систем обробки діагностичної інформації, що звісно розвиваються, і реалізують різноманітні підходи вирішення поставленого завдання. У роботах [2, 3] запропоновано ділення осцилограм на характерні ділянки, які можуть бути порівняні з характерними для даного сигналу зразковими осцилограмами. Однак, вважаючи, що кожен автомобіль, кожен його елемент є, по-суті, унікальним тою чи іншою мірою, можна уявити, якою великою повинна бути база даних зразкових осцилограм. В такому випадку, більш сучасними та більш ефективними слід вважати технології штучного інтелекту, як описано, наприклад, у роботах [4, 5]. Розглянемо деякі з них.

Дерево рішень (CART – Classification And Regression Trees) є одним із підходів прогнозного моделювання, який розробляє деревоподібні моделі процесів прийняття рішень для досягнення певної мітки класу. Процес навчання вимагає вхідних наборів даних, наприклад, вимірювань системи, бажано для всіх сценаріїв, які потрібно класифікувати. Крім того, кожен набір

даних повинен мати мітку, яка вказує, до якого класу несправності він належить. Іншою необхідною умовою є визначення набору діагностичних ознак, які потенційно можна застосовувати у процесі формування діагностичного висновку. У сфері машинного навчання функції в наборах даних також називають предикторами. Стандартний CART вибирає предиктор розділення, який максимізує виграш критерію розподілу над усіма можливими розподілами всіх предикторів [6]. Тому розрахунок індексу різноманітності (GDI – Gini Diversity Index) включено в алгоритм. Після оцінки GDI для кожного предиктора алгоритм обирає предиктор, який має найвищий коефіцієнт GDI для розбиття. Розрахунок повторюється, оскільки дерево продовжує рости. Він припиняється, коли виконується умова припинення.

Штучні нейронні мережі (ANN – Artificial neural networks) – це біологічно подібні парадигми програмування, які дозволяють комп'ютеру навчатися на основі даних спостережень. ANN намагається зрозуміти дані у термінах ієрархії концепцій, де кожна концепція визначається через її зв'язок із більш простими концепціями. Ієрархія понять дозволяє комп'ютеру вивчати багато складних понять. Оскільки складні концепції складаються з простіших концепцій у кількох шарах нейронів на відміну від одного шару, цей підхід називають глибоким навчанням [7]. Глибоке навчання було успішно застосоване до різних проблем, таких як розпізнавання зображень, розпізнавання мови, обробка природної мови та прогнозування часових рядів. На відміну від простіших алгоритмів машинного навчання, нейронні мережі мають можливість витягувати шаблони з необроблених даних, щоб навчитися суті проблеми. ANN також розглядаються як універсальні апроксиматори функцій. Вони здатні апроксимувати будь-яку функцію з довільною точністю. Ці дві основні особливості роблять його придатним для застосування до проблеми класифікації несправностей.

Згорткові нейронні мережі (CNN – Convolutional Neural Networks) були вперше представлені близько 30 років тому і знову набули популярності у останні роки [8]. CNN використовуються в широкому діапазоні програм, включаючи розпізнавання зображень, відео та мови. Прикладами є використання CNN для класифікації та оцінки сигналів руками, рукописні цифри, дорожні знаки, обличчя. Модель CNN завжди має однакову загальну структуру, оскільки складається з послідовності кількох згорткових шарів і завершується з повністю з'єднаними шарами. Залежно від вхідних даних, CNN не досягає автоматично кращої точності, коли він збільшується в глибину. CNN з меншою кількістю шарів може перевершити глибший CNN.

Висновки

Застосування технологій штучного інтелекту є сучасним рівнем розвитку інформаційних систем, які здатні вирішувати широкий клас прикладних завдань. Впровадження таких систем у алгоритми обробки автомобільної діагностичної інформації дозволить суттєво підвищити швидкість та якість діагностики автомобільного транспорту, а також визначати першопричини

появи відмов автомобілях вузлів та агрегатів.

Література

1. Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure, <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2014/wp29/ECE-TRANS-WP29-2014-027e.pdf>.
2. Jacob A. Crossman, Hong Guo, Yi Lu Murphey, and John Cardillo. Automotive Signal Fault Diagnostics – Part I: Signal Fault Analysis, Signal Segmentation, Feature Extraction and Quasi-Optimal Feature Selection. IEEE TRANSACTIONS ON VEHICULAR TECHNOLOGY, VOL. 52, NO. 4, JULY 2003, DOI: 10.1109/TVT.2002.807635.
3. Yi Lu Murphey, Jacob A. Crossman, Zhi Hang Chen, and John Cardillo. Automotive Fault Diagnosis – Part II: A Distributed Agent Diagnostic System. IEEE TRANSACTIONS ON VEHICULAR TECHNOLOGY, VOL. 52, NO. 4, JULY 2003, DOI: 10.1109/TVT.2003.814236.
4. S. Meckel, T. Schuessler, P.K. Jaisawal et al. Generation of a diagnosis model for hybrid-electric vehicles using machine learning / Microprocessors and Microsystems 75 (2020) 103071, <https://doi.org/10.1016/j.micpro.2020.103071>.
5. Kaplan, H.; Tehrani, K.; Jamshidi, M. A Fault Diagnosis Design Based on Deep Learning Approach for Electric Vehicle Applications. Energies 2021, 14, 6599. <https://doi.org/10.3390/en14206599>.
6. L. Breiman. Classification and regression trees, Routledge, 2017, <https://doi.org/10.1201/9781315139470>.
7. I. Goodfellow, Y. Bengio, A. Courville, Deep learning, MIT press, 2016, <http://www.deeplearningbook.org>.
8. A. Krizhevsky, I. Sutskever, G.E. Hinton. Imagenet classification with deep convolutional neural networks / Advances in Neural Information Processing Systems 25 (NIPS 2012), 2012, pp. 1097-1105. ISBN: 9781627480031.

Нечаус Андрій Олександрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, nechaus@ukr.net, 067-777-0224

Воронінко Максим Андрійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, voroninkomaksim@gmail.com, 066-407-4570

ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГІБРИДНОЮ СИЛОВОЮ УСТАНОВКОЮ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ У ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМАХ

Гібридний електромобіль відрізняється від автомобіля з ДВЗ чотирма різними частинами: пристроєм для зберігання великої кількості електричної енергії; електричною машиною для перетворення електричної енергії на механічний крутний момент; модифікованим ДВЗ, пристосованим до гібридного електричного використання; системою передачі між двома різними методами руху. З точки зору інтеграції компонентів, гібридний електромобіль являє собою,

порівняно з транспортним засобом з ДВЗ, збільшення складності приблизно на 25%, а з точки зору системного управління вхідного апаратного та програмного забезпечення – щонайменше вдвічі. Через це, ціна на такий транспортний засіб є вищою, ніж на транспортний засіб, який працює лише від ДВЗ.

Архітектура гібридного транспортного засобу [1] визначається як з'єднання між компонентами передачі енергії та портів управління. Гібридні електромобілі були класифіковані на два основних типи: послідовні та паралельні. Але в даний час HEV класифікують на чотири види: послідовний гібридний, паралельний гібридний, послідовно-паралельний гібридний та складний.

Послідовний гібридний привід використовує два джерела енергії, які живлять одну силову установку (електродвигун), який приводить в рух транспортний засіб. У паралельній конфігурації (рисунок 1) потужність ДВЗ та електродвигуна (М-Г) об'єднуються в механічну муфту і приводять в дію трансмісію за допомогою механічної передачі.

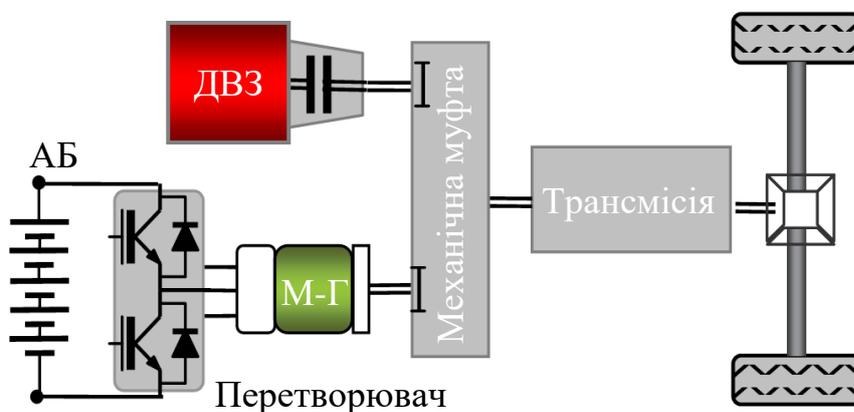


Рисунок 1 – Паралельна конфігурація HEV

У паралельному гібридному електромобілі можуть використовуватися різні стратегії керування. У найпоширеніших стратегіях ДВЗ використовується у ввімкненому режимі і працює з майже постійною вихідною потужністю в зоні максимальної ефективності. Якщо потужність, яка вимагається від трансмісії, перевищує вихідну потужність ДВЗ, вмикається електродвигун, ДВЗ і електродвигун подають енергію на трансмісію. Якщо потужність, яка вимагається від трансмісії, менша за вихідну потужність ДВЗ, залишок потужності використовується для заряду акумуляторних батарей. У цій конфігурації для заряду батарей використовується енергія рекуперативного гальмування при русі під ухил.

Координоване управління підсистемами паралельного гібридного транспортного засобу може бути реалізовано за допомогою ієрархічної структури [2]. Її основним елементом є електронний блок керування транспортним засобом (ECU), який контролює і координує роботу усіх систем. ECU повинен постійно відстежувати вимоги водія, умови руху і стан підсистем, щоб оцінити оптимальну топологію всієї системи і забезпечити мінімальну витрату палива при високих експлуатаційних характеристиках. Основна система повинна забезпечувати маневреність, необхідну водієві за будь-яких

умов руху. Ці завдання нагляду та координації реалізуються структурою управління, яка включає як елементи автоматів стану, так і елементи динамічного управління, що відповідають кожному стану. Динамічне керування кожною підсистемою реалізується окремою локальною системою керування. Динамічне керування інтегрується на рівні координаційної системи тільки тоді, коли необхідний плавний перехід між станами або для динамічного переходу в стан з більш ніж однією підсистемою.

Через складність управління в реальному часі для паралельного гібридного електромобіля необхідно інтегрувати всі елементи у високошвидкісну мережу зв'язку CAN (1 Мбіт/с) для забезпечення розподіленого управління всіма ресурсами. Для цього може бути використана мережа CANopen з чотирма підпорядкованими вузлами та одним головним вузлом. Головний вузол забезпечує керування мережею, а також здійснює контроль за керуванням вузлами, робочими станами вузлів, аналіз аварійних повідомлень. Перший підлеглий вузол, на нижчому рівні, призначений для системи двигуна/генератора і включає контур керування швидкістю для електричної тяги транспортного засобу. Другий підлеглий вузол використовується для отримання даних про крутний момент, який передається від датчика крутного моменту, і перетворення даних для належного використання в мережі CANopen. Третій підлеглий вузол мережі використовується для системи емуляції характеристик поздовжньої динаміки транспортного засобу, реалізованої за допомогою асинхронного двигуна і перетворювача. Четвертим підпорядкованим вузлом мережі є система автоматичного перемикавання передач, яка включає в себе керування зчепленням та передачею.

Подібну систему можливо реалізувати використовуючи такий популярний програмний продукт як Simulink, який містить бібліотеку CANopen Blockset (рисунок 2).

Підсистема CANOpen Message Receive реалізує прийом повідомлень у буфер стеку CANopen. Повідомлення передаються підсистемою CANOpen Message Send. У цьому ж модулі знаходиться підсистема CANOpen Err & Run LED, яка керує двома світлодіодами системи числення. Ініціалізація стеку та його періодичне опитування здійснюється підсистемами Init CANOpen та SW_TimerISR.

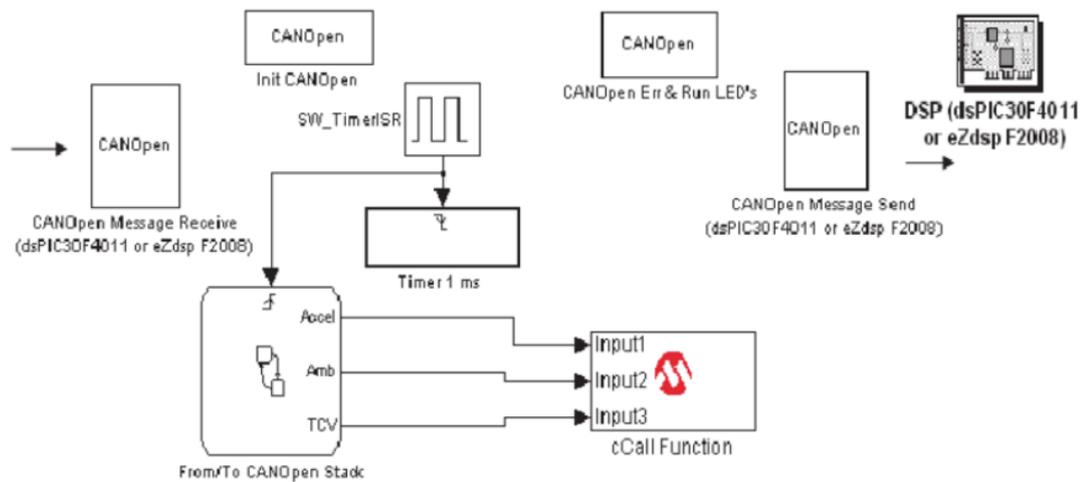


Рисунок 2 – Simulink модель підлеглого вузла зв'язку CANopen

Важливим аспектом реалізації CANopen є генерація відносних посилянь на час для адміністрування повідомлень про передачу даних (мітка часу) та адміністративних даних. Для цього використовують програмне забезпечення, яке опитує як стек CANopen, так і таймер з періодом 1 мс.

Висновки

Гібридні електромобілі є складними динамічними системами і мають велику кількість взаємопов'язаних електричних систем для забезпечення необхідних експлуатаційних характеристик. Через складність управління в реальному часі для гібридного електромобіля необхідно інтегрувати всі елементи у високошвидкісну мережу зв'язку CAN для забезпечення розподіленого керування всіма ресурсами. Розподілене керування системою за допомогою протоколу CANopen на шині CAN дозволяє керувати системами електроприводів з покращеними динамічними характеристиками.

Література

1. Kamil Çagatay Bayindir, Mehmet Ali Gözükcük, Ahmet Teke. A comprehensive overview of hybrid electric vehicle: Powertrain configurations, powertrain control techniques and electronic control units. *Energy Conversion and Management* 52(2011):1305-1313 DOI:10.1016/j.enconman.2010.09.028.
2. Schaltz, E. (2011). *Electrical Vehicle Design and Modeling*. In S. Soylu (Ed.), *Electric Vehicles - Modelling and Simulations* (1 ed., Chapter 1, pp. 1-24). Croatia: INTECH. <https://vbn.aau.dk>.
3. Eric Walter, Richard Walter. *Data Acquisition from LD Vehicles Using OBD and CAN*, SAE, 2018, ISBN 978-0-7680-8351-4.

Нечаус Андрій Олександрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, nechaus@ukr.net, 067-777-0224

Драчук Ростислав Анатолійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, rostislavdrachuk@gmail.com, 099-048-3442

МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ШВИДКІСТЮ ТА МОМЕНТОМ ДВИГУНА ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ

На теперішній час, пошук оптимального електричного двигуна для електромобіля разом з розвитком технологій, з одночасним впровадженням та узагальненням експлуатаційних характеристик, привів до бурхливого розвитку та різноманіття технічних рішень електричних двигунів (рисунок 1) [1 – 3].

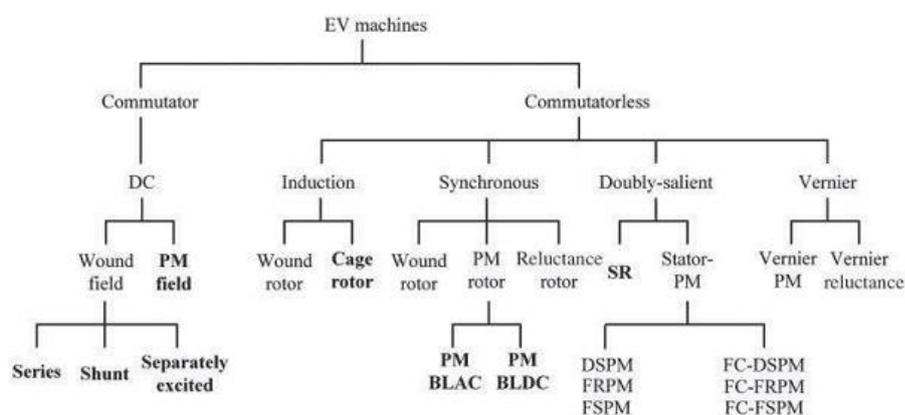


Рисунок 1 – Класифікація двигунів електромобілів [1]

Найбільш привабливим, на теперішній час, з точки зору енергетичних характеристик, вважається безщітковий двигун постійного струму зі збудженням від постійних магнітів (BLDC). Його максимальний ККД теоретично становить 94 %, але цей показник досягається лише для досить вузького діапазону умов (рисунок 2). Такий результат, визначають здебільшого конструктивне виконання та параметри двигуна, однак важливу роль при цьому також відіграє система керування двигуном, яка, по-суті, є силовим напівпровідниковим перетворювачем постійного струму, у алгоритм роботи якого закладається відповідна реакція на вхідні сигнали, які ґрунтуються на вимогах водія та умовах захисту обладнання. Найпоширенішим принципом керування силовим перетворювачем є широтно-імпульсна модуляція (ШІМ).

Своєю чергою, системи керування двигуном також мають ряд недоліків, пов'язаних з недосконалістю напівпровідникових пристроїв, які входять до їх складу. До таких недоліків, в першу чергу, слід віднести інерційність, яку визначають фізичні принципи їх роботи. Для подолання цих недоліків, системи ускладнюються за рахунок введення додаткових схем, які базуються на принципах постійного моніторингу за поточним станом системи «двигун-перетворювач» та зворотним зв'язком по струму та частоті обертання двигуна.

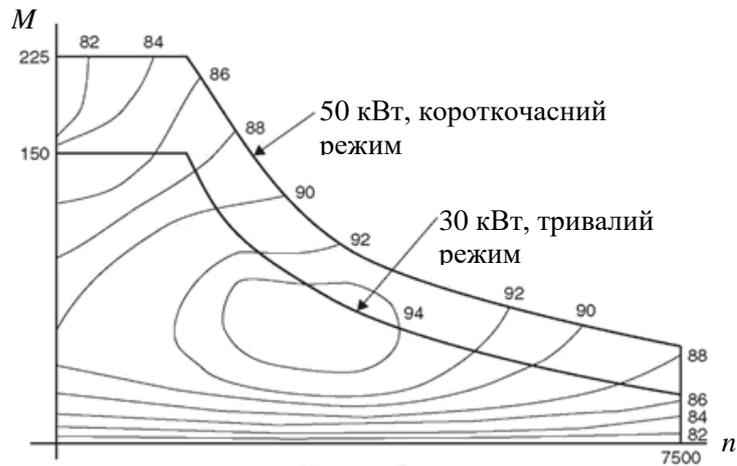


Рисунок 2 – Графік ККД для двигуна BLDC потужністю 30 кВт [2]

Імітаційне комп'ютерне моделювання, яке проводиться без витрати матеріальних та фінансових ресурсів, дозволяє вводити у дослідні моделі (а потім розробляти фізично) заходи та засоби підвищення експлуатаційних характеристик електричних двигунів для електромобілів. При цьому, також, певному вдосконаленню підлягають імітаційні моделі електричних двигунів та систем їх керування, які відображують конструктивні та технологічні рішення запропоновані теоретично. Врахування запропонованих рішень у імітаційних моделях стає окремим напрямом наукових досліджень, які розширюють можливості розробників та виробників, створюють передумови подальшого вдосконалення та розвитку електричних машин та систем їх керування.

Висновки

Моделювання BLDC для різних налаштувань крутного моменту навантаження дає результати, які відповідають теоретичним відомостям для реального приводу. Введення компенсації кута потужності статора при високій швидкості вала приводить до підвищення коефіцієнту потужності двигуна та його більш економічної роботи у стаціонарному режимі.

Література

1. K. T. Chau. Electric Vehicle Machines And Drives: Design, Analysis And Application. Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd. 2015, 400 p. ISBN 978-1-118-75252-4.
2. Larminie, James. Electric vehicle technology explained / James Larminie, John Lowry. – Second Edition, A John Wiley & Sons, Ltd., Publication, 2012, ISBN 978-1-119-94273-3
3. Heejung Jung, Rebecca Silva, and Michael Han. Scaling trends of electric vehicle performance: Driving range, fuel economy, peak power output, and temperature effect. World Electric Vehicle Journal 9, 4 (2018), 46.

Нечаус Андрій Олександрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, nechaus@ukr.net, 067-777-0224

Ручка Олександр Омелянович, к.т.н., доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, Інститут цивільної авіації, alexandr.ruchka@gmail.com, 050-301-0197

Лавчи Микита Володимирович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, lavchinikita@gmail.com, 050-042-9262

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ДВИГУНАМИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛІВ В ХОДІ ПРИЙМАЛЬНО-ЗДАВАЛЬНИХ ВИПРОБУВАНЬ

Електронні блоки керування двигунами внутрішнього згоряння сучасних автомобілів були запроваджені, в першу чергу, для забезпечення роботи двигуна внутрішнього згоряння шляхом керування його системами при переході від механічних, пневматичних та гідравлічних ланок передачі керуючих впливів до електричних та електронних систем [1]. Другою основною передумовою запровадження електронних блоків керування слід вважати забезпечення виконання сучасних суворих норм екологічної безпеки, які стали підґрунтям для розробки сучасних стандартів бортової діагностики OBD II. Поява такого гнучкого та багатофункціонального інструменту як електронне керування, дозволило автовиробникам розширити перелік завдань та алгоритмів їх реалізації, які виконує електронний блок керування на інші системи автомобіля, включаючи системи безпеки та комфорту. Як результат, сучасні автомобілі набули великої складності як основних агрегатів та систем, так і допоміжного обладнання, що значною мірою визначає складність програмного забезпечення електронних блоків керування і приводить до їх розділення на блоки керування окремими агрегатами та системами, які працюють сумісно з центральним бортовим комп'ютером.

Схемотехнічні рішення та програмне забезпечення, яке розробляється для електронних блоків керування, є індивідуальним для окремих серій автомобілів і визначається їх комплектацією, а також вдосконалюється по мірі накопичення експлуатаційних статистичних даних. Тому, на теперішній час, існує безліч варіантів як електронних блоків керування так і їх прошивок.

Однією з важливих переваг мікропроцесорних систем є можливість їх перепрограмування. Що дозволяє вдосконалювати програмне забезпечення, усувати виявлені недоліки, а також оптимізувати алгоритми керування системами та агрегатами. В той же час, дана властивість стає передумовою для альтернативного аматорського корегування заводських прошивок з метою зміни певних обмежень, які закладені заводом-виробником. Подібні корегування, у більшості випадків, виконуються за допомогою непрофесійного обладнання, а також, через його низьку вартість, не завжди професіоналами. Такі правки, в деяких випадках, можуть призвести до погіршення роботи двигуна внутрішнього згоряння, що не відчуває водій, на фоні, як приклад, збільшеної потужності або швидкості. В інших випадках, двигун взагалі перестає працювати [2, 3].

Іншою важливою властивістю електронного блоку керування є здатність запам'ятовувати помилки, тобто відмови, які мали місце в процесі експлуатації

автомобіля. Це, по-перше, вказує на необхідність технічного обслуговування автомобіля, по-друге, значно пришвидшує процес його діагностики, і, по-третє, дозволяє простежити історію технічного стану автомобіля в ході експлуатації. В той же час, помилки у пам'яті електронного блоку керування можуть бути стерті, або автоматично згідно закладених алгоритмів, або, знову ж таки, в процесі професійного або аматорського впливу на блок керування. В такому разі, історія помилок втрачається.

Таким чином, на теперішній час, електронний блок керування є основним джерелом інформації про технічний стан автомобіля, його агрегатів та систем. В процесі прийнятно-здавальних випробувань прочитування інформації електронного блоку керування є, по-суті, основним способом визначення технічного стану автомобіля та його двигуна. І якщо у програмне забезпечення було втручання, електронний блок керування може видавати недостовірні відомості. Таким чином, діагностика самого блоку керування стає невід'ємним етапом перевірки технічного стану автомобіля [4].

Висновки

Пропонується алгоритм тестових впливів на електронний блок керування двигуном внутрішнього згоряння автомобіля за допомогою дилерського сканера Volkswagen через роз'єм OBD II з аналізом його відгуків з метою визначення правильності його функціонування в ході прийнятно-здавальних випробувань.

Література

1. Двигуни внутрішнього згоряння : [підручник] : у 6 т. / [за редакцією А. П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А. Ф. Шеховцова]/ - Т. 3 : Комп'ютерні системи керування ДВЗ. - Харків : Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004. - 429 с.
2. Славін В. В. Паливна характеристика автомобіля з несправними виконавчими елементами електронної системи керування двигуном [Електронний ресурс] / В. В. Славін // Автошляховик України. – 2017. – № 3. – С. 28–31.
3. Yingji Liu, Tianxia Zhang, and Wanke Cao, "Research of fault diagnosis of electric appliance for vehicle based on CAN Bus," International Technology and Innovation Conference 2006
4. Robert Ball, "Diagnostic Strategy for Hybrid-Electric and Electric Commercial Vehicles," Azure Dynamics Ltd Topic 5: Vehicle Architectures and Ancillaries, Robert Ball, Azure Dynamics Ltd, Units I&J, Princes Drive Industrial Estate, Kenilworth, CV8 2FD.

Смирнов Олег Петрович, д.т.н, професор, професор кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, smirnov1oleg@gmail.com

Борисенко Володимир Олександрович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vladimirboris88@gmail.com

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВІД ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ ДО МЕРЕЖІ ДЛЯ УМОВ УКРАЇНИ

Глобальні фактори, такі як споживання енергії та екологічні проблеми, заохочують використання електромобілів як альтернативних джерел енергії. Розробка технології від електромобіля до електромережі ([Vehicle to Grid \(V2G\)](#)), інтегрування електромобілів з чистими джерелами енергії (енергія сонця, енергія вітру) підвищує значимість електричних транспортних засобів у енергетичній та транспортній галузях [1].

Підключення електромобіля до електромережі V2G забезпечує практичне та економічне рішення для підвищення енергетичної стабільності будинку та електричної мережі у цілому. Останні дослідження підтверджують, що наукові та промислові розробки продовжують покращувати ефективність використання електромобілів як автономних електростанцій [2].

Проведемо розробку технології від електромобіля до мережі ([Vehicle to Grid \(V2G\)](#)) для умов України та обґрунтуємо актуальність та своєчасність проведення таких досліджень. У зв'язку з тим, що така технологія тільки розвивається у світі, ми проведемо розробку V2G для умов України як для сучасного стану розвитку таких технологій, так і на недалеку перспективу.

Актуальність таких досліджень саме в Україні полягає у тому, що енергетична система країни не завжди стабільна, також можливі непередбачені відключення електропостачання тому розробка технології від електромобіля до будинку за технологію (Vehicle to Home (V2H)) є найбільш популярним напрямом серед таких досліджень. Але при розробці загальної технології від електромобіля до мережі V2G ми будемо використовувати також інші технології, наприклад, сонце до електромобіля (Sun to Vehicle (S2V)), електромобіль до інфраструктури (vehicle to infrastructure (V2I)), тощо.

При розробці технології від електромобіля до мережі ([Vehicle to Grid \(V2G\)](#)) для домогосподарств в Україні будемо використовувати вже існуючу сонячну електростанцію зі своїм стаціонарним накопичувачем енергії для будинку. Електрична енергія з сонячних панелей через перетворювач постійної напруги в постійну (DC-DC Converter 1) заряджає стаціонарний накопичувач енергії для будинку (рисунок 1). Оскільки вихідна потужність фотоелектричних сонячних батарей залежить від сонячного випромінювання, сонячні панелі встановлюються на даху або в місці, яке отримує максимальну кількість сонячного світла.

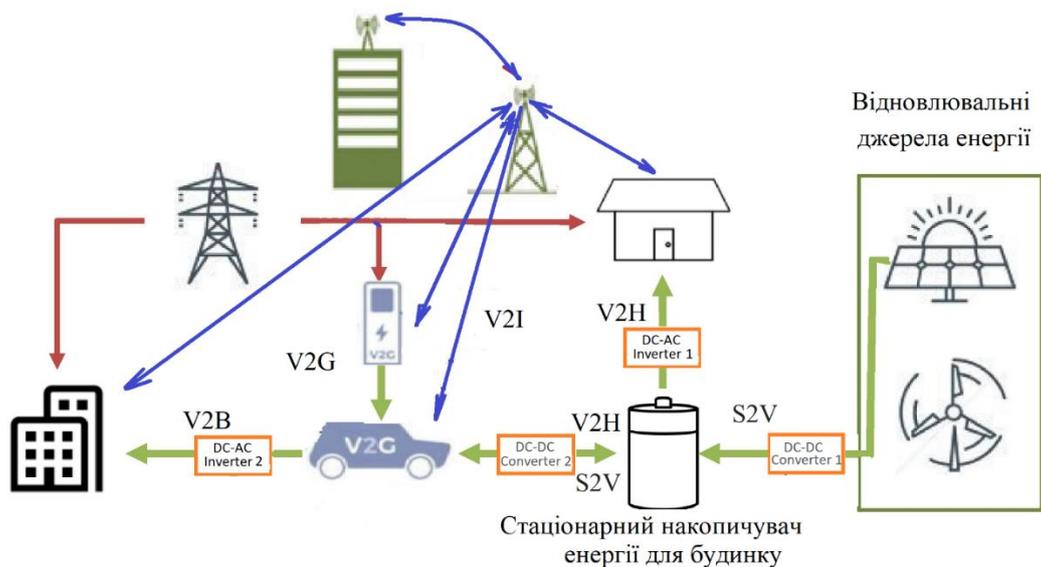


Рисунок 1 – Технологія V2G, що розроблена для домогосподарств України

Постійна напруга стаціонарного накопичувача енергії за допомогою інвертора (DC-AC Inverter 1) (дивись рисунок 1) перетворюється в змінну напругу 220 В, 50 Гц для живлення різних споживачів у будинку та при необхідності за його межами, наприклад, при підключенні електричної газонокосарки, електропили, зварювального апарату або інших електричних приладів.

Двонаправлений перетворювач постійної напруги в постійну (DC-DC Converter 2) (дивись рисунок 1) працює у двох режимах (напрямах):

- заряд акумуляторної батареї електромобіля від відновлювальних та екологічно чистих джерел електричної енергії (сонячна або енергія вітру);
- передача енергії з акумуляторної батареї електромобіля в стаціонарний накопичувач енергії будинку під час відключення централізованого енергопостачання. При цьому енергія, яку може отримати домогосподарство збільшується на величину електричної енергії, що накопичена у акумуляторної батареї електромобіля, природно, з урахуванням мінімального визначеного значення розряду батареї ΔSOC_{Drive} , який встановлює рівень енергії, який потрібний для руху до зарядної станції. При необхідності зарядка електромобіля відбувається також від стандартного зарядного пристрою.

За необхідністю енергію акумуляторної батареї електромобіля можна використовувати для підтримання стабільного та надійного електропостачання в офісній будівлі (як джерело безперебійного живлення під час тимчасового відключення енергії від централізованої енергомережі). Це відбувається за допомогою інвертора (DC-AC Inverter 2) (дивись рисунок 1), який перетворює постійну напругу акумуляторної батареї електромобіля в змінну напругу 220 В, 50 Гц для живлення різних споживачів в офісній будівлі. Керування всіма процесами раціонально виконувати через Internet за технологією електромобіль до інфраструктури (vehicle to infrastructure (V2I)) (дивись рисунок 1). Поки ця функція на території України знаходиться в початкової стадії розвитку. Система керування збирає та оброблює дані в реальному часі:

- рівень заряду електромобіля та мінімальний рівень заряду $\Delta\text{SOC}_{\text{Drive}}$;
- рівень заряду стаціонарного накопичувача енергії;
- прогнозує погодні умови (сонячне випромінювання, швидкість вітру);
- прогнозує енергетичні потреби домогосподарства;
- тарифи на електроенергію (день, ніч).

За результатами цих даних система керування:

- оптимізує роботу сонячної системи та графік роботи стаціонарного накопичувача енергії, щоб отримати максимальну ефективність та енергію від відновлювальних джерел електричної енергії;

- розподіляє процес заряд/розряд між акумуляторної батареєю електромобіля та стаціонарним накопичувачем енергії для будинку. Подальші дослідження можуть бути направлені на то, щоб інтелектуальна система керування технологією V2G взаємодіяла з системою керування акумуляторами (Battery Management Systems (BMS) електромобіля та BMS стаціонарного накопичувача енергії, щоб оптимально розрахувати енергію, яка необхідна для автомобіля та будинку, з метою збільшення терміну служби акумуляторів та мінімізації їх деградації;

- мінімізує витрати на централізоване електропостачання;

- мінімізує витрати при використанні різних побутових приладів відповідно до потреб енергії та заздалегідь визначеного графіка., наприклад, визначає оптимальний час підключення (вночі за нічним тарифом або вдень за рахунок енергії з відновлювальних джерел) різного навантаження: обігрівачів (кондиціонування) приміщень, пральної машини, бойлера тощо.

В подальшому розвитку технологія V2G дозволяє користувачам купувати та продавати електричну енергію за допомогою комунальної мережі гнучким способом. Зв'язок між комунальною мережею та домашньою мережею відбувається за допомогою двохтарифного двохспрямованого інтелектуального лічильника. Цей пристрій відповідає за надання системі керування попередньо визначених тарифів на електроенергію з комунальної мережі та отримання інформації від системи керування щодо кількості енергії, яка обмінюється з комунальною мережею.

За результатами дослідження можна дійти до висновку, що впровадження технології V2G у поєднанні з відновлюваними джерелами енергії може ефективно оптимізувати споживання енергії та зменшити рахунки за електроенергію.

Література

1. Dynamic analysis of the integration of electric vehicles in efficient buildings fed by renewables / A. Buonomano et al. Applied Energy. 2019. Vol. 245. P. 31–50. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.206> (date of access: 15.09.2023).
2. Electric vehicles integration and vehicle-to-grid operation in active distribution grids: A comprehensive review on power architectures, grid connection standards and typical applications / H. Yu et al. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2022. Vol. 168. P. 112812. URL: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112812> (date of access: 15.09.2023).

JUSTIFICATION OF THE IMPORTANCE OF IMPROVING THE BATTERY MANAGEMENT SYSTEM IN ELECTRIC VEHICLES

Introduction. Battery Management Systems (BMS) are vital components of electric vehicles that play a pivotal role in ensuring the efficient and safe operation of the battery packs. These sophisticated systems continuously monitor and control various critical parameters that affect battery performance. These parameters include battery voltage, temperature, state of charge, state of health, and charge/discharge rates. The BMS uses this data to make real-time decisions to optimize battery operation.

A key aspect of BMS is to safeguard the battery from harmful operating conditions. It helps prevent overcharging, which can damage the battery and reduce its lifespan, and also guards against excessive discharging, which can lead to the risk of over-discharge and even battery failure. Moreover, it monitors and balances individual cells within the battery pack, addressing imbalances and ensuring uniform cell performance.

The efficiency and overall performance of an electric vehicle heavily rely on the proper functioning of the BMS. An effective BMS not only prolongs the lifespan of the battery but also ensures stable and consistent power delivery to the vehicle's electric motor, thereby optimizing its performance.

The **goal** of this study is to analyze the role of battery management systems in electric vehicles, specifically their impact on battery performance and lifespan, with the objective of further enhancing these management systems.

As the analysis demonstrates, a significant challenge in battery operation is the occurrence of battery imbalances and a reduction in the capacity of its elements. Let's explore these issues in greater detail.

Battery imbalance - a case study. Electric vehicle batteries consist of multiple series-connected cells, each with slight variations in capacity, internal resistance, self-discharge rate, and degradation. Over time, these variations can lead to battery imbalance, causing inefficient energy utilization and accelerated degradation.

Causes of battery imbalance:

- Variations in Cell Capacity and Impedance: Increased variations in cell capacity and impedance within the battery pack can lead to differential current flows and heat generation. If not properly managed, these variations can further reduce battery life and degrade the vehicle's operation.

- Temperature and Vibration: Battery balancing performance should be evaluated under various temperature and vibration frequencies to understand its long-term effects [1].

- Driving and Recharging Behavior: Aggressive driving and recharging behavior can significantly affect battery life, contributing to imbalance [2].

- Electrical Imbalance: Imbalances in electrical properties can impact the battery pack and require thermal management systems for mitigation [3].

The effects of battery imbalance in electric vehicles are multifaceted. Variations in cell capacity and impedance can result in reduced battery life and

degraded vehicle operation, as evidenced by research from [1]. Additionally, such imbalances can lead to inefficient energy utilization, affecting the operational range of the vehicle, as noted by [4]. Electrical imbalances specifically necessitate the implementation of thermal management systems to maintain optimal performance, as indicated by [3]. Beyond these primary effects, field tests have revealed economic deviations between theoretical and physical potentials of grid-balancing measures, attributed to model inaccuracies and technical characteristics, as shown by [5].

BMS functionality for battery optimization. The BMS plays a critical role in mitigating the adverse effects of battery imbalance. It ensures uniform voltage across all cells during the charging process through balancing techniques, such as shunting charged cells and redistributing energy among cells with varying voltage levels [6].

In passive balancing, cells that reach full charge are either supplied with reduced current or temporarily disconnected until all cells achieve a uniform voltage level. The BMS also monitors control signals such as high voltage per cell, start voltage balancing, low voltage shutdown, and maximum temperature of battery cells pack [7]. Additionally, BMS provides temperature control and other functionalities that contribute to battery longevity and performance [8].

The primary objectives of a Battery Management System (BMS) application are threefold. First, it aims to protect against damage to both individual cells and the entire battery assembly. Second, it seeks to extend the overall lifespan of the battery. Third, it ensures that the battery is operationally ready to complete tasks as required. To achieve these objectives, the BMS has several core functionalities. It monitors key battery parameters like voltage, temperature, and charge/discharge rates. Through intelligent computing, it assesses variables such as maximum allowable charge and discharge currents, energy throughput, internal resistance, and total work cycles. The system also supports data sharing through both wired and wireless transmission methods. Additionally, it provides protection mechanisms against overcurrent, overvoltage, undervoltage, thermal extremes, and current leakage. Lastly, it balances the charge among individual cells to maximize battery lifespan [9-11].

BMS Architecture. The architecture of BMS varies among manufacturers and may include multiple interconnected control boards, each responsible for a subset of cells. These boards feed data to a central controller for comprehensive management. Some BMS architectures are based on the concept of redundant cells, which dynamically disconnect cells for optimal balancing purposes [12]. Others use a hybrid multilevel converter and an auxiliary battery to balance voltage and state-of-charge (SOC) between batteries [6]. Reconfigurable BMS designs allow for controlled charging and discharging by monitoring various control signals such as high voltage per cell, start voltage balancing, and maximum temperature of the battery cells pack [7].

Conclusion. This work highlights the crucial role of Battery Management Systems (BMS) in optimizing electric vehicle battery performance and longevity. The study outlines how BMS mitigates challenges like battery imbalance and variations in cell capacity. By examining its core functionalities and architectures, the paper emphasizes the need for further R&D in BMS technologies to enhance battery efficiency and lifespan in electric vehicles. Improving BMS is essential for the broader success and adoption of electric vehicles.

REFERENCES

- [1] K. Uddin, A. D. Moore, A. Barai, and J. Marco, 'The effects of high frequency current ripple on electric vehicle battery performance', *Appl. Energy*, vol. 178, pp. 142–154, Sep. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.033.
- [2] Z. B. Omariba, L. Zhang, and D. Sun, 'Review of Battery Cell Balancing Methodologies for Optimizing Battery Pack Performance in Electric Vehicles', *IEEE Access*, vol. 7, pp. 129335–129352, 2019, doi: 10.1109/ACCESS.2019.2940090.
- [3] H.-H. Huang, H.-Y. Chen, K.-C. Liao, H.-T. Young, C.-F. Lee, and J.-Y. Tien, 'Thermal-electrochemical coupled simulations for cell-to-cell imbalances in lithium-iron-phosphate based battery packs', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 123, pp. 584–591, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.105>.
- [4] T. Grube and D. Stolten, 'The Impact of Drive Cycles and Auxiliary Power on Passenger Car Fuel Economy', *Energies*, vol. 11, no. 4, 2018, doi: 10.3390/en11041010.
- [5] B. Faessler, P. Kepplinger, and J. Petrasch, 'Field testing of repurposed electric vehicle batteries for price-driven grid balancing', *J. Energy Storage*, vol. 21, pp. 40–47, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.est.2018.10.010>.
- [6] P. M. M. Kokila and V. Indragandhi, 'Design and development of battery management system (BMS) using hybrid multilevel converter', *Int. J. Ambient Energy*, vol. 41, no. 7, pp. 729–737, 2020, doi: 10.1080/01430750.2018.1492440.
- [7] J. Cabrera, A. Vega, F. Tobajas, V. Déniz, and H. A. Fabelo, 'Design of a reconfigurable Li-Ion Battery Management System (BMS)', in *2014 XI Tecnologías Aplicadas a la Enseñanza de la Electrónica (Technologies Applied to Electronics Teaching) (TAEE)*, 2014, pp. 1–6. doi: 10.1109/TAEE.2014.6900162.
- [8] D. Y. Jung, B. H. Lee, and S. W. Kim, 'Development of battery management system for nickel–metal hydride batteries in electric vehicle applications', *J. Power Sources*, vol. 109, no. 1, pp. 1–10, 2002, doi: [https://doi.org/10.1016/S0378-7753\(02\)00020-4](https://doi.org/10.1016/S0378-7753(02)00020-4).
- [9] H. Rahimi-Eichi, U. Ojha, F. Baronti, and M.-Y. Chow, 'Battery Management System: An Overview of Its Application in the Smart Grid and Electric Vehicles', *IEEE Ind. Electron. Mag.*, vol. 7, no. 2, pp. 4–16, 2013, doi: 10.1109/MIE.2013.2250351.
- [10] M. S. Ramkumar *et al.*, 'Review on Li-Ion Battery with Battery Management System in Electrical Vehicle', *Adv. Mater. Sci. Eng.*, vol. 2022, p. 3379574, May 2022, doi: 10.1155/2022/3379574.
- [11] D. Danilov and P. H. L. Notten, 'Adaptive Battery Management Systems for the new generation of Electrical Vehicles', in *2009 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, 2009, pp. 317–320. doi: 10.1109/VPPC.2009.5289835.
- [12] A. Manenti, A. Abba, A. Merati, S. M. Savaresi, and A. Geraci, 'A New BMS Architecture Based on Cell Redundancy', *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 58, no. 9, pp. 4314–4322, 2011, doi: 10.1109/TIE.2010.2095398.

REGULARITIES OF PISTON-SIDE FORCE CHANGE IN CRANK MECHANISM UNDER EXCESSIVE LOADS CAUSED BY BREAKAGE OF OPERATING CONDITIONS

In classical works on the theory of internal combustion engines, it is believed that the lateral force of pressure of the piston on the cylinder arises only in the direction of the total force (pressure and inertia), which acts on the mass of reciprocating moving parts [1,2]. For a given mass and rotation speed, the presence of the angle of deviation of the connecting rod from the cylinder axis, according to theory, completely determines the magnitude of the lateral force that is perceived by the piston skirt. However, what is true for operating conditions may not correspond to abnormal loads when operating conditions are broken.

Let's consider the process of compressing air together with an incompressible liquid during hydrolock in the cylinder of a gasoline car engine. From the diagram (Fig. 1a) it is clear that the pressure force on the skirt should be equal to:

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta = (P + P_j) \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

where $\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi)$ is the angle of deflection of the conrod from the cylinder axis, P_{Σ} , P , P_j are the total, pressure and inertia forces acting on the piston.

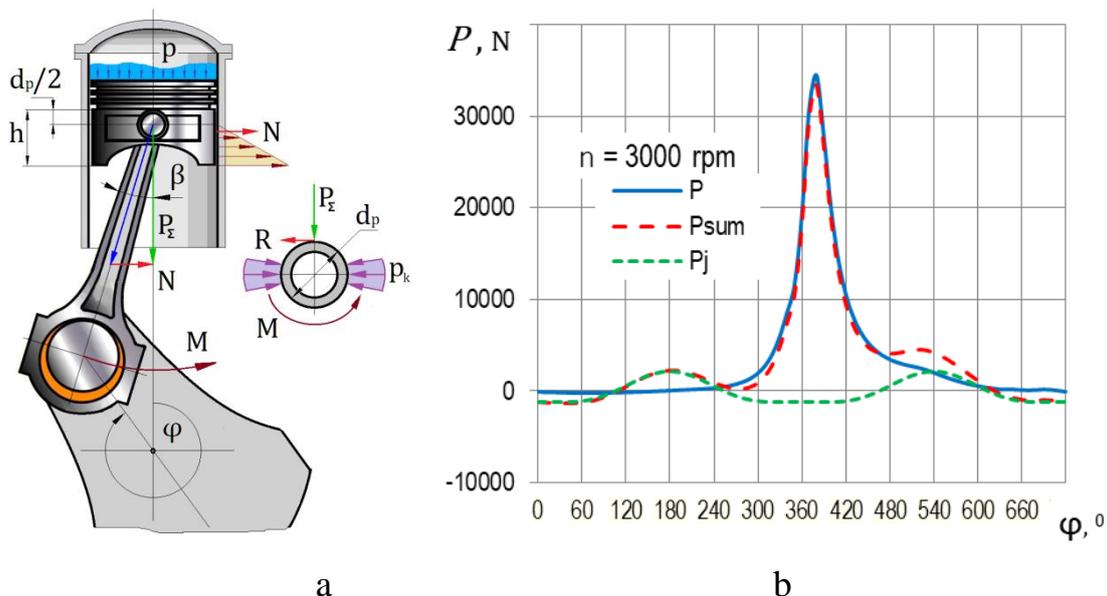


Fig.1. Diagram of a conrod-piston group showing the forces and torques that act on parts during hydrolock (a) and a typical indicator diagram (b) of a gasoline automobile engine when operating at medium speeds (obtained using the Lotus Engine Simulation software).

The cycle calculation was performed using the Lotus Engine Simulation program [3] for a gasoline internal combustion engine with parameters typical for car engines (cylinder diameter 83 mm, piston stroke 80 mm, piston pin diameter 22 mm). It has been determined that at low and medium rotation speeds, the pressure forces near the top dead center far exceed the inertial forces (Fig. 1b). This made it possible to simplify the calculation and take into account only pressure forces.

Next, you need to use the known data on the loss of stability of the conrod stem during a hydraulic shock. A typical conrod stem was modeled by the finite element method (Fig. 2a) using the ANSYS software package in the Student version. As a result, it was found [4] that loss of stability occurs at a specific compressive force of about 700 MPa (Fig. 2b). When this load is reached, the axial force does not increase with further deformation. Therefore, in the narrow range of crankshaft rotation angles under consideration, it can be taken as constant.

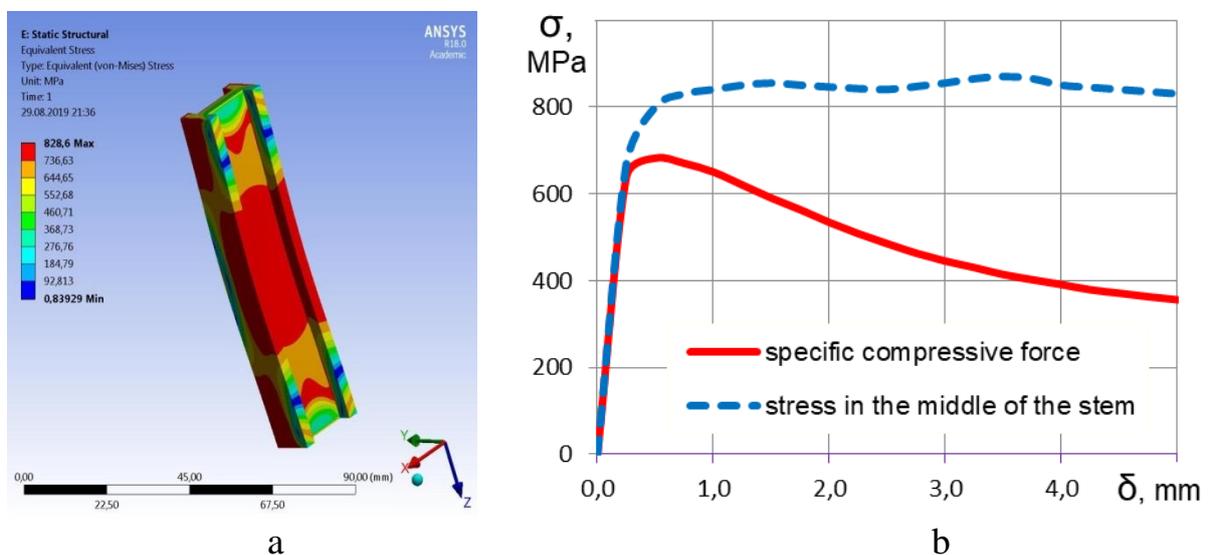


Fig. 2. Results of modeling the loss of stability of the conrod stem: diagram of von Mises equivalent stresses with axial compression of the stem of 0.5 mm (a), stress and force with axial compression of the stem during a hydrolock in the cylinder (b).

The area of the skirt that rests on the cylinder in the process under consideration (one side of the skirt) can be taken to be approximately equal to half the area of the piston. Hence, the specific pressure of the skirt on the cylinder, according to classical theory, will be proportional to the pressure difference on the piston:

$$p_N = 2(p - p_0) \cdot \operatorname{tg} \beta . \quad (2)$$

Restriction against loss of stability of the conrod stem, according to the formula (2) will also apply to the specific pressure on the skirt. Therefore, its value (p_{N1} on the graph in Fig. 3a) will have a characteristic “shelf”.

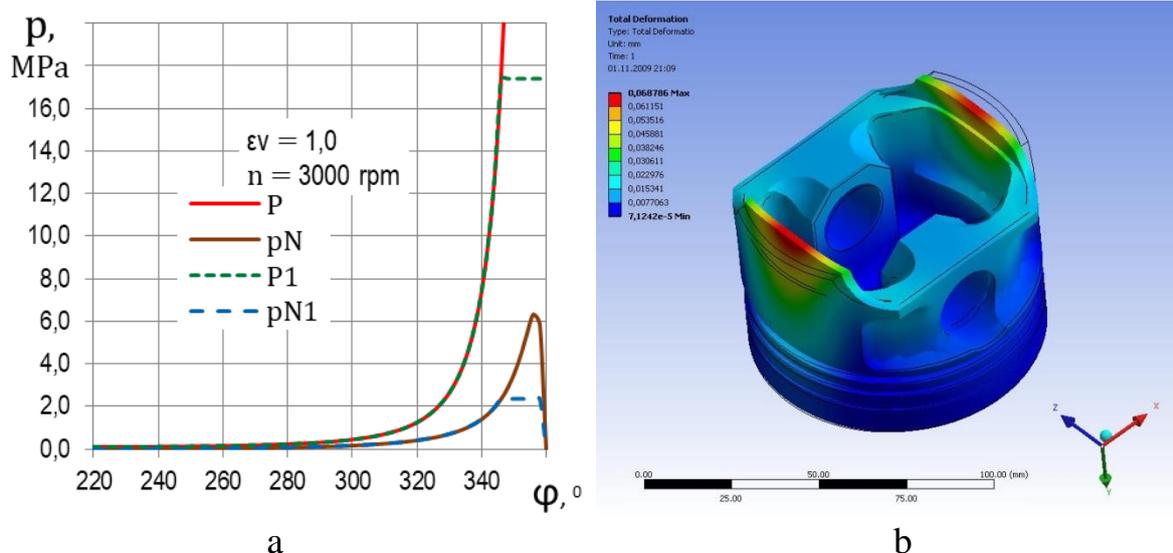


Fig. 3. The results of calculating the specific pressure on the piston skirt from the lateral force during hydrolock according to the classical theory (a) and the results of modeling the deformation of the piston skirt from the distributed compression load to the skirt (b).

According to the result obtained, during a hydrolock, the piston under study has a lateral specific pressure on the skirt close to 2 MPa. This value requires evaluation, for which, using the ANSYS program in the Student version, the stress-strain state of a typical car engine piston was studied under such a skirt compression load (Fig. 3b).

As a result of the simulation, it was found that its elastic deformation is equal to 0.069 mm per side or 0.138 mm per diameter (Fig. 3b). However, it is known from repair experience that most pistons made of a similar alloy experience permanent deformation only after the skirt has been deformed by more than 0.50 mm per diameter [5]. If we take this value to correspond to the achievement of the yield strength of the material, then the calculation gives a critical value of pressure on the skirt of about 7 MPa.

It turns out that the calculated (within the framework of classical theory) specific pressure from the lateral force in the crank mechanism is still far from critical. And if the conrod was deformed during a hydrolock (curve p in Fig. 3a), then the lateral force (curve pN) would still not be enough for plastic deformation of the skirt.

To answer the question of where the “missing” force is located that compresses the skirt, a hypothesis has been proposed. According to it, excessive deformation of the piston pin under abnormal load at breakage of operating conditions creates significant friction in the hole of the piston bosses. This friction influences the lateral force that acts on the piston skirt near the top dead center.

To obtain quantitative dependencies, instead of the classical theory of the absence of friction in the joint of the pin, let us consider the opposite case – complete jamming of the pin. Then the connecting rod near the top dead center will actually

rotate relative to the axis of the upper (piston) head together with the piston and deform its skirt.

This deformation is not difficult to calculate. To do this, you should determine the crankshaft rotation angle φ_0 , which corresponds to the moment the pin jams. For most car gasoline engine pistons, the top edge of the skirt approximately corresponds to the top edge of the piston pin hole. When turning the piston together with the conrod, it can be assumed that deformation of the skirt will occur only below the axis of the pin hole. Then, by the deformation of the lower edge of the skirt, an approximate relationship can be obtained:

$$\delta_0 = (h - 0,5d_p) \lambda \sin \varphi_0 / \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_0}, \quad (3)$$

where d_p is the diameter of the piston pin, h is the height of the skirt, φ_0 is the crankshaft rotation angle, λ is the relative length of the connecting rod.

The calculation was carried out according to formula (3) for the common dimensions of gasoline engines ($h = 44$ mm, $d_p = 22$ mm, $\lambda = 0.333$) at an angle φ_0 equal to 15° , which approximately corresponds to the complete filling of the combustion chamber with liquid [3, 4]. The calculation gave the value of deformation of the lower edge of the skirt $\delta_0 = 2.85$ mm. This means that if the piston pin jammed completely, then the pistons would not only be deformed after a hydrolock, but most likely the skirt would be destroyed. However, this is not observed in practice [3, 4, 6]. In other words, the assumption that the piston pin is completely jammed also does not correspond to the real picture at hydrolock, as do the results of calculations according to classical theory. It remains to be assumed that the condition of the piston pin is somewhere between complete jamming and free sliding.

This state corresponds to the piston on the pin rotation with friction. Presumably, the beginning of the friction effect to the process occurs at the moment of reaching such a pressure in the cylinder that the piston pin ovalizes before the opening of the bosses begins to expand. Accordingly, it is possible to find the boundary beyond which the conditions of normal operation are broken, and instead of the classical theory without taking into account friction, the operation of the mechanism with friction should be considered [2].

After an interference Δ appears in the hole due to ovalization, the friction torque M in the connection will become an interference function:

$$M = 0,5kf \Delta / C, \quad (4)$$

where k is the friction coefficient (taken equal to 0.15 [7]), f is the contact area, C is a coefficient that depends on the ratio of the internal and external diameters of the finger [8].

The specific pressure on the skirt obviously depends on the friction torque at the pin joint:

$$p_k = 4M (h - 0,5d_p) / F. \quad (5)$$

Where, with appropriate assumptions after transformations, it is possible to obtain the formula for the total specific pressure on the piston skirt during hydrolock in the form:

$$p_{N\Sigma} = p_N + p_k = (p - p_0)2tg\beta + (p - p_\delta)0,18k \frac{\pi\gamma}{EC} \left[1 - 10(\alpha - 0,4)^3 \right] \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 / (h/d_p - 0,5), \quad (6)$$

where E is the elastic modulus of the finger material, γ is a coefficient that takes into account the influence of various factors on the nature of the contact (taken equal to 0.5).

Fig. 4 presents the results of calculating specific pressures using formula (6) with all the data and conditions specified above.

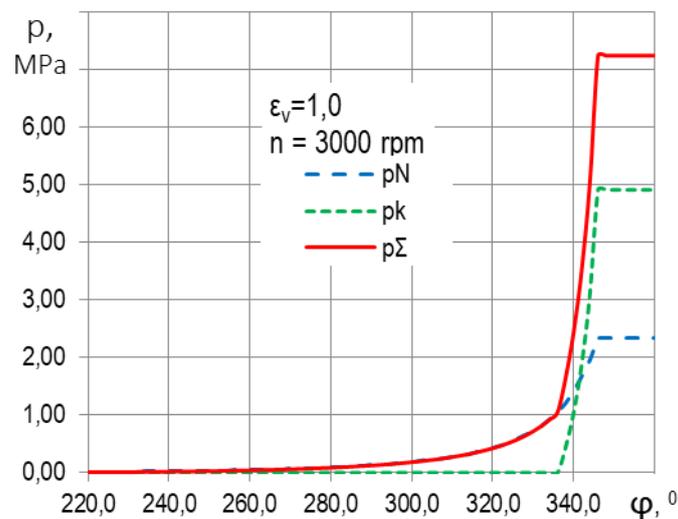


Fig. 4. Specific pressures on the piston skirt during hydrolock: from the component of the pressure force on the piston p_N , from the friction of the pin p_k and the total p_Σ .

Even despite the assumptions made, the total specific pressure on the skirt, taking into account friction, immediately turns out to be close to 7 MPa that is, to the value that for a given piston is close to critical and presumably corresponding to the beginning of plastic deformation of the skirt.

Thus, the data obtained allows us to conclude that in addition to the traditional lateral force, under certain conditions, an additional force can act on the piston skirt, which is caused by friction of the piston pin in the piston bosses due to deformation under the influence of abnormal load from excessively high pressure in the cylinder.

References

1. Van Basshuysen R. and Schäfer F. (Ed.) Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives. SAE International, Warrendale, 2004. 811 p.
2. Ferguson C.R., Kirkpatrick A.T. Internal Combustion Engines. Third Edition. Chichester: John Wiley & Sons, Ltd., 2016. 460 p.
3. A. Khrulev, S. Dmitriev. Study of the conrod deformation during piston interaction with liquid in the internal combustion engine cylinder. Journal of

Mechanical Engineering and Sciences, 2019, Volume 14, Issue 2, pp. 6557-6569. DOI: <https://doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.03.0515>.

4. Khrulev A., Sarayev O. Building a mathematical model of the destruction of a connecting rod-piston group in the car engine at hydraulic lock. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2022. 3/7 (117), pp. 40–49. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.259454>

5. Goodnight N., Van Gelder K. Automotive Engine Repair. CDX Master Automotive Technician Series. Burlington: Jones & Bartlett Learning, 2018. 694 p.

6. Greuter E., Zima S. Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failures and Their Causes. Warrendale: SAE International, 2012. 582 p.

7. Kozuba J., Wieszala R., Mendala J., Roszak M., Pakieła W. Selected tribological parameters for silumin alloy used for engine piston. Archives of Materials Science and Engineering, 2021. Vol.107. Issue 2, pp. 64-71. DOI: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0015.0243>.

8. Petko I.V., Bondarenko M.Y., Kostrytskyi V.V. Calculation and design of electromechanical devices. Kyiv: KNUTD, 2016. 328 p.

Сараєва Ірина Юріївна, канд. техн. наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Говорущенко, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: sarayeva9@gmail.com

Рудаков Олександр Андрійович, аспірант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Говорущенко, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Суханов Михайло Юрійович, Андрійовича – аспірант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Говорущенко, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Жилін Олексій Борисович – магістрант, здобувач другого рівня вищої освіти гр. А-62-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ

Системі діагностування, обслуговуванню та ремонту двигунів приділяється постійна увага з боку інженерних розробок та наукових досліджень [1-9].

Як показує практика технічного обслуговування й ремонту автомобільних двигунів найбільш поширеними, доступними і достовірними залишаються методи технічної діагностики циліндро-поршневої групи (ЦПГ), що дають загальну оцінку герметичності надпоршневого простору з вірогідністю, яка не перевищує 50%, за допомогою різних засобів діагностування: компресометра, компресографа, мотортестера.

Проаналізована можливість реалізації діагностичної моделі на сучасному рівні із застосуванням цифрової техніки. Програма для обробки цифрової інформації забезпечує відтворення функції тиску в циліндрі двигуна й одночасно розраховує частоту обертання колінчатого валу виходячи з того, що

інтервалу часу між двома екстремумами функції відповідає два оберти колінчатого валу (рис. 1, рис. 2). Розроблений діагностичний стенд дозволяє проводити вимір тиску в циліндрі двигуна із частотою 3200 Гц при кожному градусі повороту колінчатого валу з погрішністю, що не перевищує 1,67 %.

Експериментально встановлено, що на величину темпу наростання компресії значний вплив чинить не тільки технічний стан циліндро-поршневої групи, але й початкове положення поршня та клапанів у момент старту, тому темп наростання компресії в циліндрі пропонується оцінювати, як різницю між максимальним за величиною сплеском компресії і другим за рахунком, що у справних циліндрів не перевищує 0,25МПа.

На основі вдосконаленого методу діагностування, що оцінює технічний стан циліндро-поршневої групи та герметичність клапанів двигуна за трьома діагностичними параметрами: різниця компресії між циліндрами, темп наростання компресії, тиск картерних газів, - розроблена статистична модель, що дозволяє на відміну від існуючих детермінованих моделей, по-перше, локалізувати несправність циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів двигуна, по-друге, формалізувати процес автоматизованої постановки технічного діагнозу; по-третє, забезпечити коефіцієнт безрозбірного діагностування на 25 % вище, ніж у відомих аналогів.

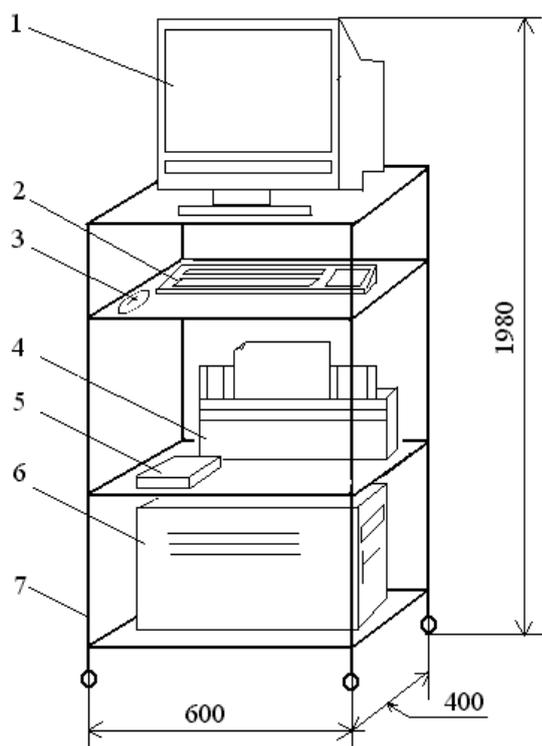
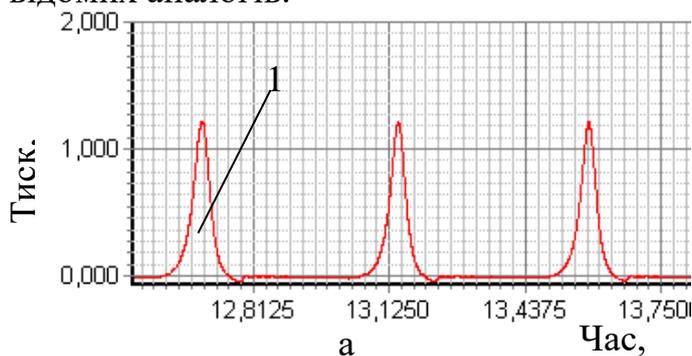


Рисунок 1. Діагностичний стенд:
1 - монітор, 2 - клавіатура,
3 - маніпулятор, 4 - принтер,
5 - модем, 6 - системний блок, 7 – стійка



Максимумы			
1>	1,22000	tk: 0[0]	x: 40621 y: 100
2>	1,20900	tk: 274[700]	x: 42065 y: 99
3>	1,20900	tk: 277[694]	x: 43466 y: 99
4>	1,22000	tk: 277[694]	x: 44855 y: 100
5>	1,24200	tk: 277[692]	x: 46243 y: 100
6>	1,26400	tk: 278[690]	x: 47627 y: 100
7>	1,26400	tk: 278[691]	x: 49007 y: 100
8>	1,27500	tk: 277[692]	x: 50389 y: 100
9>	1,28600	tk: 285[673]	x: 51773 y: 100

Рисунок 2. Вимір тиску в циліндрі двигуна: графічне відображення (а); цифрове відображення (б); 1 - функція тиску від часу; 2 – максимальні екстремуми тиску (компресія), МПа; 3 – частота обертання колінчатого валу, хв⁻¹; 4 – координати крапки екстремуму

Для оцінки якості діагностичного параметра, як випадкової величини стохастичного об'єкта, а не детермінованої функції, пропонуються наступні критерії: при оцінці чутливості діагностичного параметра оцінювати не відносну зміну граничного й номінального значень параметра, а відносну зміну середньостатистичного значення випадкової величини в межах її допустимих значень; діагностичний параметр вважати стабільним, якщо виконується умова, при якій абсолютна величина допустимого відхилення від середньостатистичного значення не перевершує „трьох сигм”; інформативним вважати той діагностичний параметр, у якого відношення різниці середньостатистичного значення випадкової величини параметра при справному й несправному стані об'єкта до різниці середньоквадратичних відхилень перевищує 1.

Висновок

Розроблена автоматизована система діагностування циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів двигуна, що на відміну від існуючих вітчизняних і закордонних аналогів дозволяє: фіксувати й відтворювати діагностичну інформацію в цифровому, графічному та текстовому виді; довгостроково зберігати діагностичну інформацію; фіксувати зміну тиску в циліндрі при кожному градусі повороту колінчатого вала; забезпечувати вимір динамічних процесів із частотою 3200 Гц .

Література

1. MAHLE (2016) Engine Components and Filters: Damage profiles, Probable Causes and Prevention, Technical Information MS3-1109, Farmington Hills, MAHLE Aftermarket Inc., 76.
2. Missan G.S., Keswani I.P. (2016) Analysis of Causes of Engine Overheating due to Cooling System Failure Using Pareto Principle.– International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT), Volume 36, Number 5, 242–248.
3. Henning P., Walsh D., Yurko R. et. al. (2017) Predictive Equipment Maintenance. Oil Analysis Handbook. Third Edition. Chelmsford, Spectro Scientific, 120.
4. Greuter E., Zima S. (2012) Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failures and Their Causes. SAE International, 568.
5. MS Motorservice (2016) Piston damage – Recognizing and rectifying. Service tips & infos. Article No. 50003 973–02. Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH, 92.
6. Khrulev, A.E., Saraiev, O.V. (2021) Local Abrasive Wear in Automobile Internal Combustion Engines. Monograph. LAP LAMBERT Academic Publishing, Chisinau, 70.
7. Хрулев А.Э., Кочуренко Ю.В. (2017) Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях. Двигатели внутреннего сгорания, №1, 52–60. DOI: 10.20998/0419–8719.2017.1.10. Khrulev A.E., Kochurenko Yu.V. (2017) Metodika opredeleniya prichiny neispravnosti DVS

- pri tyajelykh ekspluatatsionnykh povrejdeniyakh. Internal combustion engines, No.1, 52-60. DOI: 10.20998/0419–8719.2017.1.10 [in Russian]
8. Хрулев А.Э. (2020) Методика составления и использования истории транспортных средств при исследовании их технического состояния в задачах определения причин неисправностей узлов и агрегатов. Криміналістика і судова експертиза, Вып. 65, 594-605. DOI: <https://doi.org/10.33994/kndise>.
Khrulev A.E. (2020) Metodika sostavleniya i ispolzovaniya istorii transportnykh sredstv pri issledovanii ikh tekhnicheskogo sostoyaniya v zadachakh opredeleniya prichin neispravnostei uzlov i agregatov. [in Russian]
 9. Khrulev A.E., Saraiev O.V. (2021) The method of expert assessment of the technical condition of an automobile engine after overheating. Автомобільний транспорт, 48, 5-16. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5>.