

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

Міжнародної науково-практичної конференції
присвяченої 90-річчю кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула
Харківського автомобільно-дорожнього університету

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

27-29 жовтня 2021 р.



Харків 2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

**Міжнародної науково-практичної конференції
присвяченої 90-річчю кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула
Харківського автомобільно-дорожнього університету**

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

27-29 жовтня 2020 р.

Посвідчення УкрІНТЕІ від 16 грудня 2020 року № 859



Харків 2021

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;

Сараєв Олексій Вікторович – 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 технічної експлуатації та сервісу автомобілів ХНАДУ, академік Транспортної академії України;

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;

Прохоренко Андрій Олексійович – 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;

Солодов Валерій Григорович – зав. кафедри теоретичної механіки ХНАДУ, д.т.н., професор;

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

Капский Денис Васильєвич – декан автотракторного факультета Белорусского національного техніческого університета, д.т.н., доцент, г. Минск, Беларусь;

Топалиди Валерій Анатольєвич – к.т.н., доцент Ташкентского автомобільно-дорожного університета, г. Ташкент, Узбекистан;

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

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

Алексей 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

Шановні учасники і гості конференції !

Гаряче і щиро серечно вітаю Вас на IV міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців», присвяченій 90-річчю кафедри автомобілів імені А. Б. Гредескул і 60-річчю від дня створення СПКБ ЛСА ХАДІ. Кафедра автомобілів імені А. Б. Гредескул і лабораторія швидкісних автомобілів імені В. К. Нікітіна святкують свої ювілеї, 90 років і 60 років від дня створення відповідно. У різні роки кафедру очолювали талановиті педагоги, видатні вчені, знавці автомобільної справи: Анатолій Іванович Воейков, Микола Пименович Денисенко, Ілля Юхимович Любарський, Борис Володимирович Решетніков, Андрій Борисович Гредескул, Олександр Родіонович Сухоруков, Валентин Миколайович Олексієнко.

Всі ці роки кафедрою автомобілів керували:

			
1931 по 1933 рр. А.І. Воейков	1933 по 1935 рр. М. П. Денисенко	1935 по 1941 рр. І.Ю. Любарський	1945 по 1956 рр. Б.В. Решетніков.
			
1956 по 1962 рр 1964 по 1986 рр А.Б. Гредескул	1962 по 1964 рр О.Р. Сухоруков	1986 по 1997 рр. В. М. Алексеєнко.	з 1997 року, В. І. Клименко

З грудня 1997 року кафедру очолює професор Валерій Іванович Клименко. Кафедра автомобілів імені А. Б. Гредескул пройшла довгий шлях розвитку і стала однією з найстаріших і провідних кафедр Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, а лабораторія швидкісних автомобілів, структурний підрозділ кафедри, відома у всьому світі

своїми оригінальними конструкціями автомобілів і їх рекордами. За час своєї роботи кафедра набула визнання і високу оцінку серед споріднених кафедр ВНЗ України, СНД, а також далекого зарубіжжя як в плані підготовки висококваліфікованих фахівців, так і виконуваних наукових досліджень, які зробили істотний внесок у теорію автомобілів. Популярність і авторитет кафедри сформували її засновники та послідовники, кожен з яких вніс свій внесок в становлення високопрофесійного іміджу.

Створена доктором технічних наук, професором Гредескулом Андрієм Борисовичем, чие ім'я носить кафедра, наукова школа «Динаміка гальмування і гальмівні системи автомобілів» ефективно веде і веде наукові дослідження і підготовку кадрів вищої кваліфікації. Вперше в історії ХАДІ-ХНАДУ в 1998 році кафедрою автомобілів була висунута робота і вона удостоєна Державної премії України в галузі науки і техніки, де в якості заявляє організації виступав наш університет. Професорсько-викладацьким та навчально-допоміжним персоналом кафедри ведеться підготовка, і щорічно випускаються молоді фахівці для машинобудівельної та автотранспортної галузей України. З урахуванням сучасних вимог модернізуються навчальні плани і зміст навчання, видаються підручники і навчальні посібники, методичні вказівки, спрямовані на глибоке знання і розуміння фізичних законів, завдань і проблем науково-технічного прогресу. Вченими кафедри виконуються наукові дослідження, видаються монографії, публікуються наукові статті, ведеться підготовка кандидатів і докторів наук, безперервно удосконалюється матеріально-технічна база з урахуванням сучасних тенденцій впровадження електронних систем і ІТ-технологій в навчальний процес.

Бажаю всім авторам і учасникам конференції творчих успіхів, нових досягнень в обраних напрямках досліджень, благополуччя і процвітання, миру і добра.

Завідувач кафедри автомобілів
ім. А. Б. Гредескула, лауреат Державної
премії України в галузі науки і техніки,
доктор технічних наук, професор

Валерій КЛИМЕНКО

ЗМІСТ

Секція 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

Александров Є.Є., Шаповаленко В.О., Масляєв К.В.....	20
Параметричний синтез системи підресорювання автомобіля	
Байдала В.Ю.	21
Аналіз стану питання забезпечення стійкості положення колісних машин при роботі з причепами	
Бас К.М., Лиходій О.С., Ходос О.Г., Єрісов М.М.....	24
Проблематика гібридизації легкового автомобіля ЗАЗ «СЕНС»	
Войтків С. В.	26
Класифікація пасажирських колісних транспортних засобів І-го класу за пасажировмістимістю	
Войтків С. В.	29
Типізація пасажирських колісних транспортних засобів І-го класу за параметрами вмістимості	
Зінько Р.В., Попович В.В., Круць Т.І.	32
Методика вибору рушій для машин спеціального призначення	
Коломійцев О.В., Павлій В.О., Балабуха О.С., Кітов В.С.....	34
Метод обґрунтування вимог до параметрів рухомості бойових машин мобільного комплексу озброєння	
Коломійцев О.В., Споришев К.О., Шубін О.Є.....	35
Розробка та дослідження арі для об'єднання різнотипних провайдерів сервісу паркування транспортних засобів у єдиний додаток	
Корпач А.О., Корпач О.А.....	37
Використання причіпного автобусного поїзда у brt системах	
Леонтьєв Д.М., Куріпка О. В. Рижих Л.О.....	38
Імітаційне моделювання динаміки руху колісного транспортного засобу під час гальмування	
Леонтьєв Д.М., Фролов А.А., Федорченко В.І., Сухомлін О.В.	40
Особливості гальмування багатовісних колісних транспортних засобів	

Лиходій О.С., Богомолів В.В., Чабан О.П.	43
Обґрунтування вибору підвіски для легкового автомобіля (4×4)	
Марченко А.П., Міщенко С.Г., Міщенко М.Т.	45
Тенденції розвитку конструкції автомобілів в напрямі підвищення екологічності	
Михалевич М.Г., Ярита О.О.	48
Спрощення процесу випробування агрегатів транспортних засобів за рахунок застосування кіберфізичних систем	
Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Ткаченко І.В., Драгун О.С., Радченко І.А., Лукашенко С.С.	51
Визначення енергонавантаження гальмівних механізмів автотранспортних засобів методом парціальних прискорень	
Подригало М.А., Холодов М.П., Потапов М.М.	54
Оцінка можливості підвищення ккд автомобілів з інерційних рушіями	
Rynkevich S.A.	50
Trends in the creation of modern automated transmissions of heavy cars	
Савченко Є.Л., Михалевич М.Г.	61
Особливості лабораторної установки для дослідження систем керування пневматичною підвіскою колісних транспортних засобів категорії N ₃ , M ₃	
Сахно В.П., Поляков В. М., Шарай С. М., Човча І.В.	63
До порівняльної оцінки метробусів різних компоновальних схем	
Sevruk V.S., Ruckteschell O.S.	66
Analysis of schemes of retarder control systems produced by domestic and foreign manufacturers	
Топалиди В.А., Фатхуллаєв С.А.	67
Контроль эффективности торможения отдельных звеньев автопоездов	
Шаповалов О. І., Кудімов С.А.	70
Підвищення прохідності автомобілів багатоцільового призначення шляхом регулювання тиску повітря в шинах	
Шуклінов С.М., Альокса М.М., Ужва А.В., Лукашов І.В.	71
Визначення можливості буксування ведучих коліс під час розгону автомобіля	

Секція 2. ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС АВТОМОБІЛІВ

Безрідний В.В., Безрідна О.В.	74
Вплив присадок на зміну октанового числа бензину	
Борисюк Д.В., Зелінський В.Й.	77
Математична модель автоматизації процесу діагностування системи уприскування палива двигунів «MONO-JETRONIC»	
Булгаков М.П., Сатулов А.І.	85
Підвищення якості фільтрації масла застосуванням порових матеріалів	
Володарець М.В.	87
Щодо питання покращення процесів управління умовами експлуатації транспортних засобів в інформаційно-аналітичній системі V2I	
Горбик Ю.В.	89
Особливості експлуатації та обслуговування автомобілів з гібридними силовими установками	
Грицюк О.В., Левченко Д.В.	93
Визначення критеріїв оцінки якості холодного пуску автомобільного дизеля	
Грицюк І.В., Худяков І.В., Погорлецкий Д.С., Агєєв М.С.	96
Розробка моделі бази даних інформаційної системи моніторингу транспортного засобу	
Дитятьєв А.В., Белов В.И.	100
Особенности автомобильных двигателей с системой отключения цилиндров	
Зайченко С.В., Жукова Н.І., Стратила Б.В., Сорочинський Я.З.	101
Застосування системи електронних датчиків газів для діагностування стану автономного генератора електричної енергії на базі двигуна внутрішнього згорання	
Зыбцев Ю.В.	104
Развитие стендов для диагностики ходовой части автомобилей	
Колодницька Р.В., Кравченко О.П.	108
Моделювання витрати палива автомобільного транспорту методом нейронних мереж	

Кривошапов С.И.	110
Корректирование ресурса и периодичности технического обслуживания в процессе эксплуатации автомобилей	
Кужель В.П.	112
Алгоритм та схеми проведення досліджень з визначення впливу засліпленості водія на дальність видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби	
Мармут І.А., Себко Д.П.	115
Огляд та оцінка їздових циклів і обладнання при випробуваннях автомобілів	
Наглюк М.И.	118
Электропроводность охлаждающих жидкостей автомобильных двигателей	
Назаров О.И., Надвіренко А.Р., Кауакаллах Ассім	120
Алгоритм пошуку несправностей у системах постійного впорскування палива «BOSCH KE-JETRONIC» легкових автомобілів	
Орисенко О.В., Шаповал М.В., Скорик М.О.	122
Дослідження впливу вертикальних коливань центра ваги причіпної ланки на автомобіль-тягач автопоїзда категорії М1	
Павленко В.М., Торохтій В.Л.	125
Особенности конструкций кузовных элементов на примере автомобиля TOYOTA CAMRY XV40	
Павленко В.М., Гунченко М.В.	129
Дослідження напряму екологічного автомобілебудування	
Павленко В.М., Гученко Я.Ю.	131
Актуальність оцінки строку експлуатації автомобіля	
Semenov I.N.	134
Impulse method of control of the state of hydroficed transmissions of passenger cars	
Український Є.О., Грицук І.В., Українська Т.А.	135
Особенности оперативного контролю витрати палива та параметрів технічного стану вантажних транспортних засобів в експлуатації	
Худяков І.В., Грицук І.В., Черненко В.В., Манжелей В.С.	138
Дистанційний моніторинг середньої швидкості та витрати палива транспортних засобів в умовах експлуатації	

Шаша І.К.	142
Методика нормування витрати пального військовою технікою національної гвардії України	
Шльончак І.А., Йовченко А.В., Усенко Є.А., Оліхнович Д.Р.	145
Розробка підйомно-транспортного обладнання для перевезення великовагових та великогабаритних вантажів в системах автосервісу	
Секція 3. ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ	
Агєєв М.С., Устінцев С.М.	147
Дослідження корозійної стійкості захисних покриттів, що застосовуються при ремонті засобів транспорту	
Иванов В.П., Иванов И.И.	151
Способ утилизации нефтесодержащих отходов предприятия по ремонту автомобильных двигателей	
Пелевін Л.Є., Тетерятник О.А.	152
Інтенсифікація роботи бульдозерного робочого органа	
Рогозін І.В.	154
Вдосконалення технології поточного ремонту та технічного обслуговування засобів транспорту рухомою майстернею	
Сакно О.П., Медведєв Є.П., Колеснікова Т.М., Половой П.О.	157
Аналіз факторів щодо зміни витрати палива в процесі експлуатації автомобілів	
Мачишин Г.М., Ходневич М.М.	160
Обробка матеріалів полімерно-абразивними щітками	
Тараненко М.Е.	163
Повышение качества автокузовных панелей электрогидравлическим (эг) управляемым нагружением при нагружении	
Цибульський В.А.	166
Зміни в поверхневих шарах деталей при циклічному деформуванні і їх вплив на спротив зношуванню	

Секція 4. ПЕРСПЕКТИВНІ ДВЗ

- Абрамчук Ф.І., Авраменко А.М., Кузьменко А.П.169**
Декарбонізація автомобілів шляхом конвертації дизелів і бензинових двигунів в газові
- Белоусов Е.В., Савчук В.П., Самарин А.Е., Белоусова Т.П., Рыбальченко Н.Е.....171**
Анализ подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей
- Віштак І.В.175**
Покращення турбонаддування двигунів внутрішнього згорання шляхом використання газових опор
- Врублевський О.М., Кузьменко А.П.176**
Діагностика дизеля з мікропроцесорною системою керування у складі сільськогосподарського трактора
- Доценко С.М., Білоус І.В.180**
Дослідження ефективних та економічних показників роботи двигуна сільськогосподарської техніки на рослинах оліях
- Доценко С.М., Миронюк Д.А.182**
Вдосконалення конструкції компресійного кільця газового двигуна 6 гчн 25/34
- Захарчук В.І., Горлов М.М., Гуль В.І.185**
Метод вибору технології модернізації транспортних засобів
- Корогодський В.А., Тютюнник Д.В., Авраменко А.Р.188**
Результати експериментальних досліджень процесу згорання двотактного двигуна при організації зовнішнього та внутрішнього сумішоутворення
- Колеснікова Т.М., Сакно О.П., Волошко Д.О., Коваленко С.В.194**
Підвищення ефективності чотиритактного бензинового двз шляхом застосування золотникового механізму газорозподілу
- Корпач А.О., Лобашов Д.І..... 197**
Біогаз – альтернативне екологічно чисте паливо для двигунів внутрішнього згорання

Корпач А.О., Федорчук Р.О.....	200
Ріпакова, соняшникова олії – альтернативне паливо для двигунів внутрішнього згорання.	
Кухарёнок Г.М., Березун В.И.	202
Обновление базовой платформы дизелей	
Ліньков О.Ю., Ликов С.В., Пильов В.О.	204
Врахування властивостей зміцненого та незміцненого в часі матеріалу при проектуванні поршня ДВЗ	
Магац М.І., Гошко З.О., Вагула Ю.І., Ужва А.В.....	207
Результати досліджень модернізованої впускної системи бензинового двигуна	
Медлярський І.С., Смуток О.С.....	210
Ретроспективний огляд і аналіз можливих шляхів розвитку поршневіх ДВЗ	
Нестеренко В.В., Вільховецький А.Р.	212
Наліз індикаторних та ефективних показників двигуна бчн 26/34 для роботи за газодизельним циклом	
Нікітченко І.М., Тесленко Е.В., Назаров А.О., Богданов А.І.....	216
Пневматичний двигун із зовнішнім підводом теплоти	
Погорлецький Д.С., Грицук І.В., Худяков І.В., Білай А.В.	219
Цикл теплової підготовки транспортного засобу з двигуном переобладнаним для роботи на газовому паливі, оснащеного системою теплової підготовки на основі теплового акумулятора фазового переходу в умовах експлуатації	
Прохоренко А.О., Грицюк О.В., Кузьменко А.П., Бубир М.В.	222
Вибір основних параметрів конструкції та робочих процесів уніфікованого ряду малолітражних дизелів	
Прохоренко А.О., Ріпка М.С.....	226
Дослідження ефективності процесу згорання рослинного палива у циліндрі дизеля	
Ричок С.О.	231
Вплив способу відключення циліндрів на паливну економічність двигуна з іскровим запалюванням при комбінованому регулюванні потужності	

Швець І.А., Іванюк Я.В., Іващенко О.І.231
Система дескретного дозування газового палива для автомобільного високообертового двигуна

Секція 5. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ І КОНСТРУКЦІЙ

Авершин А.Г.235
Чисельне моделювання аеродинамічних характеристик автомобіля під час обгону

Альошин Г.В., Коломійцев О.В., Лисиця А.О.239
Головні переваги сепарбельного програмування для багатомірних задач

Єр'оміна О.Ф., Шиндерук С.О., Чаплигін Є.О., Гаврилова Т.В.241
Вихідні характеристики резонансного підсилювача реактивної електричної потужності при варіації схемних параметрів

Біловол О.В.243
Неврівноважені процеси і основна нерівність термодинаміки

Солодов В.Г.247
Оцінка впливу транспортних потоків на атмосферне повітря в умовах щільної міської забудови

Красніков С.В., Новіков С.О.251
Особливості побудови нового сучасного сховища відпрацьованого ядерного палива на Україні

Красніков С.В., Давиденко В.Е.256
Перспективи зяпц та цсвят для світової спільноти та україни на 2022

Криворот А.І., Шаповал М.В., Вірченко В.В.261
До визначення максимальної швидкості руху автобуса БАЗ – 2215, що працює на гп і бензині

Міщенко І.В., Купцова А.В.264
Постановка задачі прогнозування надійності елементів транспортних засобів при випадковому навантаженні

Осетров О.О., Чучуменко Б.С.	267
Моделювання впливу параметрів легкового автомобіля на процес його розгону	
Рубан Д.П., Крайник Л.В., Рубан Г.Я.....	269
Оцінка ресурсу кузова автобуса залежно від стану автомобільних доріг	
Филипковский С.В.....	273
Методика расчета вынужденных колебаний корпуса твердотопливной ракеты	
Секція 6. АВТОТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА ТА БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ	
Волков В.П., Волкова Т.В.	275
Стан та перспективи технічної експлуатації автомобілів	
Волошко Т.А.	279
Проблеми, пов'язані з отриманням вихідних даних для проведення автотехнічних досліджень	
Гордієнко М.Ю.	282
Вплив тиску повітря в шині на курсову стабільність та динаміку автомобіля	
Густелєв О.О., Осипов В.О., Кульбако В.П.	384
До питання облаштування додатковими елементами безпеки зупинок громадського транспорту	
Кашканов А.А., Кашканова А.А.	287
Удосконалення існуючих підходів щодо оцінювання коефіцієнта зчеплення в умовах невизначеності під час розслідування дорожньо-транспортних пригод	
Кіріченко І.С.	291
Про проблему забезпечення видимості на нерегульованому пішохідному переході	
Кобдикова Ш.М.	292
Установление характера задержек автомобилей на железнодорожных переездах	
Ковтун В.В.....	295
Підвищення об'єктивності розрахунку зупинного шляху транспортних засобів при гальмуванні на мокрому асфальтобетонному покритті	

Криворучко М.М.	297
Особливість використання методики визначення швидкості руху транспортних засобів по їх деформації	
Кучерявенко О.Б.	300
Дослідження обставин дорожньо-транспортних пригод, що відбулися у житлових зонах	
Лисенко М.Р.	302
Переваги використання відеозаписів зі стаціонарних камер відеоспостереження під час розслідування ДТП	
Літвінов С.О.	305
Актуальні питання дослідження технічного стану транспортних засобів	
Махлай С.М.	310
Конструктивні особливості транспортних засобів, що впливають на безпечне керування	
Меркулов К.В.	313
Проблемні питання при проведенні слідчого експерименту у темний час доби	
Нестеренко С.І.	315
Удосконалення системи організації обліку дорожньо – транспортних пригод у автотранспортних підприємствах	
Морозовський Д.Ю.	318
Застосування квадрокоптерів (дронів) при проведенні огляду місця ДТП	
Ромашко С.В.	321
Роль автотехнічної експертизи при розслідуванні кримінальних правопорушень у сфері транспорту	
Савчук А.Д.	324
Система курсової стійкості сучасних транспортних засобів як одна із систем активної безпеки.	
Смик О.М.	327
Необхідність визначення технічних параметрів мотоблоків при проведенні досліджень ДТП	

Старіков Є.Л., Данець С.В.	329
Деякі технічні аспекти встановлення вихідних даних для провадження автотехнічної експертизи у разі, якщо дорожньо_транспортна пригода відбулася в темний час доби або в умовах недостатньої видимості	
Фесенко А.В., Наглюк І.С.	332
Користування ременем безпеки водія та пасажироміста міста харків	
Шльончак І.А., Лук'янченко О.Ю., Халявка В.В., Харенко В.Б., Оліхнович Д. Р.	335
До питання причин виникнення дорожньо-транспортної пригоди	
Юрченко О.Ю.	338
Дослідження впливу систем активної безпеки на безпеку дорожнього руху	
Яловенко В.В.	339
Можливість використання бортових реєстраторів даних при експертному аналізі ДТП.	

Секція 7 . ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ

Акульшина А.Д., Костенко В.М., Рикун В.Г.	341
Дослідження способів управління регуляторами частоти обертання дизель-генераторів в процесі синхронізації	
Аргун Щ.В., Гнатов А.В., Лещенко М.С.	342
Рекуперативне гальмування для підвищення ефективності електромобілів	
Аргун Щ.В., Мигаль В.Д., Гнатова Г.А.	344
Роль інтелектуальних якостей діагноста при пошуку несправностей в електромобілях	
Багач Р.В.	346
Перспективи подальшого вдосконалення акумуляторних батарей для електромобілів	
Бас К.М., Лиходій О.С., Федоскін В.О., Ходос О.Г., Єрісов М.М.	350
Оснащення автомобіля ЗАЗ «СЕНС» з гібридною силовою установкою вимірювальною апаратурою для експериментальних досліджень	
Богаевский А.Б., Абоатхбах Маджет	353
Повышение достоверности обнаружения водителя в салоне автомобиля с автономным управлением	

Бороденко Ю.М., Панасовський В.В.	355
Побудування схеми пневматичного мікрогібрида	
Войтків С.В.	358
Методика оптимізації довжини кузовів перспективних міських електробусів	
Войтків С.В.	361
Оптимізації розмірних параметрів кабін електромобілів малої вантажопідйомності	
Двадненко В.Я., Дзюбенко О.А., Пушкар О.Б.	365
Асинхронний тяговий електродвигун в гібридному автомобілі	
Двадненко В.Я., Пушкар О.Б., Абраменко В.Г.	368
Підвищення ефективності рекуперативного гальмування гібридного автомобіля	
Дзюбенко О.А., Лисак І.А.	371
Система управління електричною транспортною платформою для переміщення вантажу в обмеженому просторі	
Kapsky D., Rynkevich S., Semtchenkov S.	375
Improving the safety of trams by improving the stability and controllability of the brake	
Kapsky D., Bogdanovich S., Kot E., Semtchenkov S.	378
Classification of route vehicles with electric drive as the basis for the choice of vehicles to work on routes	
Крайник Л.В., Фрідріх В.А.	381
Електробуси класу міді: порівняльний аналіз та концепція тур АЕ127	
Марченко А.В.	384
Розрахунок енергоефективності сонячної батареї для автомобіля	
Науменко А.Г., Ручка О.О.	386
Аналіз способів управління автоматизованим електроприводом	
Невара О.С., Рикун В.Г.	388
Методи підвищення якості електроенергії при несиметричних режимах роботи в системах електропостачання шляхом симетризування струмів і напруг у трифазних мережах	
Негрій В.С., Тарасова В.В.	389
Проблеми та перспективи розвитку систем зовнішнього освітлення	

Нечаус А.О., Попов І.А.	391
До питання розробки двонаправлених зарядних перетворювачів електромобілів в системах V2G та G2V	
Пивоварова Ю.В., Тарасова В.В.	394
Аналіз умов експлуатації опорної тягової підстанції	
Пода В.О.	395
Гібридна силова установка на скрапленому повітрі для автотранспортних засобів	
Русан І.В., Коротков Є.М.	398
Вплив на ґрунт та атмосферне повітря негативних відходів та речовин при проведенні земляних робіт	
Серіков Г.С., Серікова І.О., Медведський К.І.	402
Дослідження методів підвищення зламостійкості електромобілів за допомогою інтелектуальних систем радіочастотної ідентифікації користувачів	
Смирнов О.П., Борисенко А.О.	405
Дослідження активної пневматичної підвіски TESLA MODEL S	
Сотник К.Е., Ручка О.О.	407
Регулювання напруги в електричних мережах шляхом застосування безконтактного пристрою силового трансформатора	
Хавжу Д.М., Денисов Д.П., Фомкін Є.В., Кметь М.С.	408
Розрахунок потужності електричного двигуна для гібридної силової установки легкового автомобіля	
Хворост М.В., Далека В.Х., Шавкун В.М.	410-
Особливості оцінки надійності рухомого складу міського електротранспорту	
Шимук Д.С., Євстігнєєв М.С.	413
Оптимізаційний пошук параметрів пристрою компенсування реактивності і несиметрії навантаження в чотирипровідній трифазній системі електропостачання	

Александров Євген Євгенійович, професор, д.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

Шаповаленко Владислав Олексійович, асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, vladislav-shapovalenko@rambler.ru

Масляев Кирило В`ячеславович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

Розглядається рішення задачі вибору значень варійованих параметрів підвіски автомобіля - коефіцієнтів жорсткості ресор і середніх значень коефіцієнтів демпфірування амортизаторів, що забезпечують комфортний стан водія і пасажирів, а також збереження вантажів, що транспортуються в складних дорожніх умовах. В основу вибору параметрів підвіски покладено алгоритмічний метод параметричного синтезу динамічних систем, заснований на використанні програмних продуктів Optimization Toolbox і Minimize в середовищах MATLAB і MathCAD [1-4]. Завдання параметричного синтезу системи підресорювання автомобіля полягає у виборі таких значень параметрів елементів підвіски (ресор та амортизаторів), щоб збурений рух підресореної частини корпусу при русі автомобіля по випадковій поверхні руху з заданими стохастичними характеристиками задовольняло певним вимогам, а саме, підвіска не повинна бути занадто «жорсткою», щоб уникнути підвищених динамічних впливів на водія, пасажирів і вантажі, що перевозяться, а також не повинна бути занадто «м'якою», щоб уникнути «морської хвороби».

В роботі [3] викладено основи алгоритмічного методу параметричного синтезу динамічних систем, заснованого на використанні процедури Optimization Toolbox програмного пакета MATLAB або процедури Minimize програмного пакету MathCAD. За допомогою алгоритмічного методу, рішення задачі параметричного синтезу динамічної системи може бути повністю автоматизовано, включаючи вибір вагових коефіцієнтів адитивного функціоналу якості динамічної системи, що відображає комплекс вимог до динамічній системі.

Задача параметричного синтезу системи підресорювання автомобіля відноситься до класу задач нелінійного програмування [5], в якій цільова функція обчислюється за наступним правилом.

Розглянемо вектор стану динамічної системи $X(t)$ вводячи нові компоненти: $x_5(t) = h(t)$; $x_6(t) = \dot{h}(t)$.

Першим етапом вирішення задачі параметричного синтезу підвіски автомобіля є побудова безлічі допустимих значень варійованих параметрів підвіски G_α для чого необхідно вибрати значення δ_{\max} та C_{\max} обмежують область G_α . Другим етапом є вибір вагових коефіцієнтів адитивного

інтегрального квадратичного функціоналу. Отримавши значення вагових коефіцієнтів адитивного функціоналу [5-7], переходимо до третього етапу розв'язання задачі параметричного синтезу підвіски автомобіля - відшукування оптимального вектора змінних параметрів підвіски. Цей етап здійснюється за допомогою програмних продуктів Optimization Toolbox і Minimize аналогічно оптимізації приватних функціоналів.

Формалізація вимог, що пред'являються до підвіски автомобіля, призводить рішення задачі параметричного синтезу підвіски до пояснення мінімуму адитивного інтеграційного квадратичного функціоналу з невідомими ваговими коефіцієнтами, які обчислюють за рішенням математичної моделі обуреного руху підресореною частини корпусу автомобіля, за допомогою досліджуваного алгоритму, заснованого на програмному продукті Optimization Toolbox або Minimize, з одночасною оцінкою значень вагових коефіцієнтів мінімізації адитивного функціоналу.

Література

1. Дущенко В.В. Математическое моделирование колебаний подрессоренного корпуса многоопорной колёсной машины. Механіка та машинобудування, 2004. - №2. – с. 139-147.
2. Силаев А.А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1972. – 192с.
3. Туренко А.Н., Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта. – Харьков: ХНАДУ, 1998. – 255с.
4. Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Туренко А.Н. Динамика транспортно-тяговых колёсных и гусеничных машин. – Харьков: ХНАДУ, 2001. – 642с.
5. Борисяк М.Д., Александрова Т.Е., Мазнанишвили А.С. Стохастическая оценка плавности хода многоопорного транспортного средства. Доповіді НАН України, 2013. - №6. – с. 52-59.
6. Александров Е.Е. Александрова Т.Е. Математическое моделирование, системный анализ и синтез динамических систем. – Харків: НТУ «ХП», 2014. – 200с.
7. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1961. – 576с.

Байдала Владислава Юрїївна, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vlada.baidala@gmail.com

АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ПОЛОЖЕННЯ КОЛІСНИХ МАШИН ПРИ РОБОТІ З ПРИЧЕПАМИ

В теперішній час багато досліджень вітчизняних та іноземних авторів присвячено питанням забезпечення стійкості руху та положення колісних машин. Основна увага під час розробки сучасних теоретичних і практичних

рішень приділяється питанням забезпечення курсової стійкості та керованості. Також увага приділена оцінці та забезпеченню стійкості положення при агрегуванні з причіпними та навісними знаряддями, застосуванні причепів та напівпричепів.

Так, в роботі [1] розглядається коливальна система машинно-тракторного агрегату до складу якого входить колісний трактор з шарнірно-зчленованою рамою та напівпричіп. Встановлено, що при раціональному поєднанні параметрів представляється можливість забезпечення достатньо високих показників плавності руху та динамічної стійкості трактора при його русі дорогами з твердим покриттям. Авторами роботи [2] отримані критеріальні вирази оцінки поперечної стійкості положення колісної машини в кожному діапазоні динамічних збурень, що дозволяють визначити гранично допустимий імпульс вимушених коливань. Багато робіт, в тому числі [3-7], присвячено розробці математичних моделей з використанням відповідного програмного забезпечення для визначення параметрів стійкості руху та положення машин.

Але, не зважаючи на значні досягнення в цьому напрямку, в даний час все ще існує потреба щодо вдосконалення підходів і засобів як до оцінювання, так і до забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин. Відомо, що найменш стійкою секцією таких машин є передня, яка має значну висоту центру мас та порівняно невелику колію. При роботі на місцевості зі значними ухилами та нерівностями саме передня секція обумовлює динамічну стійкість положення усієї машини. Задня секція, що сполучена з передньою шарніром, є своєрідною стабілізуючою ланкою усієї системи.

Колісні шарнірно-зчленовані машини в значній мірі використовуються у якості технологічного транспорту у багатьох галузях. Проте досягнутий рівень безпеки використання не дозволяє істотно зменшити кількість дорожньо-транспортних пригод. У зв'язку з цим виникає необхідність пошуку нових або додаткових технічних рішень для покращення цієї ситуації. Особливо це стосується забезпечення стійкості положення колісних шарнірно-зчленованих машин при роботі з причіпними знаряддями та транспортуванні причепів, які, в свою чергу, являють собою досить складні конструкції. Для них вирішення цього питання є дуже актуальним і значущим.

В якості напрямку підвищення стійкості таких машин можливе застосування модернізованих причепів та напівпричепів, які при агрегуванні можуть підвищити стійкість положення за рахунок зниження вертикальних прискорень напіврам. Схожий підхід використаний авторами роботи [8]. Запропонований в ній спосіб дозволяє знизити динамічні навантаження колісних машин з шарнірно-зчленованими рамами під час руху нерівностями за рахунок зменшення вертикальних прискорень напіврам й усунення ударних навантажень, тим самим підвищивши їхню поперечну стійкість.

Але необхідно відзначити, що розповсюджені причепа мають малий запас поперечної стійкості, оскільки мають велику вагу, високе розташування центру мас і значні крени вантажної платформи. Для підвищення продуктивності праці при транспортних операціях необхідно покращувати

умови праці, забезпечуючи безпеку виконуваних операцій, що означає комплексне підвищення запасу динамічної поперечної стійкості як колісних шарнірно-зчленованих машин, так і причепів.

Такі дії в значній мірі дозволять підвищити безпеку експлуатації колісних машин.

Література

1. Кальченко Б. І. Дослідження динамічної стійкості та плавності руху колісних тракторів / Б. І. Кальченко, А. П. Кожушко // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Механіко-технологічні системи та комплекси. – Харків : НТУ "ХПІ", 2017. – № 44 (1266). – С. 111-116.

2. Подригало М.А. Влияние возмущающей силы на устойчивость колесных машин при боковом опрокидывании / М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, В.В. Задорожня // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: науково-виробничий збірник / ДВНЗ «ДонНТУ» АДІ. – Горлівка, 2010. - № 1.(10) – С. 127-132.

3. Abu-Hamdeh N. H., Al-Jalil H. F. Computer simulation of stability and control of tractor-trailed implement combinations under different operating conditions. *Bragantia*, 63(1), 2004. – P. 149-162. doi:10.1590/s0006-87052004000100015

4. Xu H., Wang G., Liu H., Zhang Y. Analysis and Evaluation for B-Double Vehicles Handling Stability. *Lecture Notes in Electrical Engineering*, 2018. – 381-391. doi:10.1007/978-981-13-0302-9_38

5. Hongtu Yang, Changgao Xia, Jiangyi Han, Chen Chen, Hongdang Zhang Analysis of Stability and Dynamic Model Simulation of Mountain Tractor Rollover / *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 512 (2020) 012151. IOP Publishing. doi:10.1088/1755-1315/512/1/012151

6. Bai Z., Lu Y., Li Y. Method of Improving Lateral Stability by Using Additional Yaw Moment of Semi-Trailer. *Energies*, 13(23), 2020. 6317. doi:10.3390/en13236317

7. Qu G., He Y., Sun X., Tian J. Modeling of Lateral Stability of Tractor-Semitrailer on Combined Alignments of Freeway. *Discrete Dynamics in Nature and Society*, 2018, P. 1-17. doi:10.1155/2018/8438921

8. Пат. 63494 Україна, МПК В60W 30/02. Спосіб підвищення поперечної стійкості колісних машин зі складаними рамами / Подригало М.А., Полянський О.С., Дубінін Є.О., Задорожня В.В.; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – №201103212; заявл. 18.03.11; опубл. 10.10.11, Бюл. №19.

Бас Костянтин Маркович, к.т.н., доцент, завідувач кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», bas.k.m@nmu.one, +380(95)657-49-18

Лиходій Олександр Сергійович, к.т.н., доцент, завідувач кафедри експлуатації та ремонту машин, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, lykhodii.oleksandr@pgasa.dp.ua, +380(97)267-34-24.

Ходос Ольга Геннадіївна, старший викладач кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», khodos.o.h@nmu.one

Єрісов Микола Миколайович, асистент кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», erisov.m.m@nmu.one, +380(95)803-89-39

ПРОБЛЕМАТИКА ГІБРИДИЗАЦІЇ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ЗАВ «СЕНС»

Споживання значної кількості паливно-енергетичних ресурсів і в тому числі на транспорті призводить до подорожчання нафтопродуктів, а також негативно впливає на стан загальної екологічної обстановки. При сучасному насиченні великих міст автотранспортом все більше уваги, при вирішенні даної проблеми, приділяється застосуванню енергозберігаючих технологій, зниженню викидів шкідливих речовин автотранспортом в навколишнє середовище. Тому пріоритетним завданням при проектуванні міських автомобілів є поліпшення їх паливно-економічних показників.

Аналіз тенденцій розвитку сучасних автомобілів показує, що найбільш перспективним напрямком у вирішенні енергетичної та екологічної проблеми на транспорті є застосування комбінованих силових установок на автомобілях, які забезпечують поліпшення енергетичних і зниження викидів парникових газів.

Аналіз найпопулярніших моделей легкових автомобілів проданих в Україні та автомобілів, які належать населенню, показав, що найбільш поширені легкові автомобілі з двигунами внутрішнього згорання. Ідея переобладнання серійного автомобіля з двигуном внутрішнього згорання в гібридний є актуальною і затребуваною [1].

Для переобладнання легкового автомобіля у гібридний необхідно додати до його конструкції мотор-колеса, контролер, систему керування електроприводом, елементи живлення. Таке переобладнання призведе до зміни його масових параметрів, що в свою чергу вплине на параметри плавності ходу, стійкості та керованості. Отже, розробка ефективного метода, який би дозволив розраховувати параметри складових частин підвісок автомобіля з гібридною силовою установкою є необхідною і важливою.

Розрахунки параметрів підвіски автомобіля виконують виходячи з забезпечення необхідних норм плавності ходу за умов вертикальних коливань кузова. Проте, норми плавності ходу також передбачають обмеження

поперечних і поздовжніх прискорень. Збільшення жорсткості підвіски автомобіля призводить до росту поперечних прискорень кузова, і як наслідок, до зниження плавності ходу. Таким чином, при розрахунку параметрів підвіски автомобіля необхідно враховувати не лише вертикальні коливання, а і поперечно-кутові коливання підресореної маси [2].

Методика розрахунку параметрів задньої підвіски автомобіля з урахуванням вертикальних і поперечно – кутових коливань кузова розглянуто на прикладі серійного автомобіля ЗАЗ «Сенс», який було переобладнано в гібридний, шляхом установки мотор-коліс, контролерів і системи управління електроприводом з синхронізацією із дросельної заслінки, а також елементів живлення.

Одними з основних компонентів підвіски є пружини, які забезпечують необхідну висоту кузова над дорожнім полотном, а також впливають на вантажопідйомність і керованість машини. Багато факторів (розміри, форма, кількість витків, тощо) впливають на пружність пружин.

Перетворення легкового автомобіля ЗАЗ «Сенс» в транспортний засіб з гібридною силовою установкою вплинуло на зміну масових параметрів як підресорених так і непідресорених його частин у порівнянні з базовим варіантом. Метою досліджень є визначення ступеня відповідності робочих характеристик пружних елементів підвіски задньої балки змінним масовим параметрам переобладнаного автомобіля. Для досліджень вибрані пружини з постійним діаметром прута та зі змінним діаметром прута.

Визначення жорсткості пружини виконували за допомогою ручного пресу, підлогових ваг і вимірювальної лінійки. Під час дослідження на ваги укладали дерев'яний брусок (товщиною не менше 12 мм), площа якого більше площі торця пружини, а зверху на нього встановлювали саму пружину. Верхній торець пружини накривали другим дерев'яним бруском. Використовуючи прес, пружину стискали до відповідного значення (наприклад, 40 мм), фіксуючи покази ваг, тим самим отримали змогу дослідити пружні властивості пружин.

Оптимальний рівень жорсткості встановлюється шляхом проведення тестувань в різних умовах руху автомобіля, а ідеальне зусилля пружини відповідає величині, що попереджає надмірний крен кузова. В результаті експериментів були отримані найменше та найбільше значення коефіцієнту жорсткості для пружин з постійним та зі змінним діаметром прута.

Ця методика дозволяє визначити характер впливу змінного коефіцієнту жорсткості пружних елементів напівзалежної задньої підвіски на вертикальні та поперечно-кутові коливання підресореної та непідресореної мас автомобіля.

Література

1. Hasser H. (2014) Vehicle Dynamics Conversion into Power (Dynapower): AASRI Conference on Power end Energy Systems, pp 32-37.
2. Семенов Н. В., Ролле В. Е. Расчет параметров подвески автомобиля с учетом поперечно-угловых колебаний кузова / Н. В. Семенов, В. Е. Ролле // Научно – технические ведомости СПбПУ Естественные и инженерные науки. – 2011.

Войтків Станіслав Володимирович, к.т.н., генеральний конструктор, Науково-технічний центр "Автополіпром", м. Львів, Заслужений машинобудівник України, voytktivsv@ukr.net

КЛАСИФІКАЦІЯ ПАСАЖИРСЬКИХ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ І-ГО КЛАСУ ЗА ПАСАЖИРОВМІСТИМІСТЮ

Застосування гібридних автобусів та електробусів для перевезень пасажирів на міських маршрутах призвело до того, що при однаковій габаритній довжині їх загальна пасажировмістимість і кількість пасажирських сидінь суттєво відрізняються. Звісно, класифікація цих пасажирських транспортних засобів за габаритною довжиною уже не може слугувати навіть орієнтовною інформацією про їх вмістимість. Адже, для прикладу, загальна пасажировмістимість автобусів і електробусів з однаковою габаритною довжиною 12,0 м, навіть при різній допустимій масі, відповідно, у 18000 кг та 19500 кг, різниться на 25-35 чол. Тому, на даний час, більш інформативною являється класифікація автобусів і тролейбусів, а також гібридних автобусів і електробусів різних типів за параметрами пасажировмістимості.

Різні варіанти класифікації автобусів за повною пасажировмістимістю запропоновані у кількох роботах. Наприклад, у роботі [1] наведена класифікація автобусів, яка передбачає клас пасажировмістимості за габаритною довжиною кузова, повною пасажировмістимістю та функціональним призначенням (табл. 1).

Таблиця 1

Класифікація автобусів за довжиною, вмістимістю та призначенням [1]

Клас пасажировмістимості	Довжина автобуса, м	Пасажировмістимість, чол.		
		клас автобуса		
		I	II (A)	III (B)
1	<7	-	<25	<20
2	7...8,5(B)	25...50	25...45	20...35
3	8,5...10,5	50...70	45...65	35...45
4	10,5...13,5	70...95	65...80	45...55
5	13,5...15,5	95...110	80...100	-
6	>16	110...130	100...120	-

Пропонованій класифікації автобусів притаманний ряд недоліків, серед яких, пов'язані з міськими автобусами (клас I):

- прив'язка пасажировмістимості до довжини кузовів автобусів (наприклад, автобус проекту АПП-D100.s1 довжиною 10,0 м, розробленого в НТЦ "Автополіпром", має вмістимість 97 чол., тобто за довжиною кузова він підпадає під клас пасажировмістимості "3", а за вмістимістю – під клас "5");

- міські тримостові (тривісні) автобуси довжиною 15,0 м мають вмістимість понад 135 чол., а дволанкові автобуси довжиною 18,0 м – понад 160 чол., тобто вони не підпадають під жодний клас за пасажировмістимістю.

Ще один варіант класифікації міських автобусів наведений у роботі [2] (табл. 2).

Таблиця 2

Пропонована класифікація транспортних засобів в залежності від номінальної місткості і наявності місць для сидіння (для міських умов) [2]

Клас автобуса	Клас автобуса по вмістимості	Номінальна вмістимість автобусів, пас.	Наявність місць
I	Особливо малий	9-15	тільки місця для сидіння
II-A	Малий	16-25	тільки місця для сидіння (можлива наявність кількох місць для стоячих пасажирів)
II-B		26-49	місця для сидіння та перевезень пасажирів у стоячому положенні
III	Середній	50-79	
IV	Великий	80-110	
V	Особливо великий	понад 110	

Наведена у табл. 2 класифікація теж має ряд суттєвих недоліків, зокрема:

- позначення класу автобусів за пасажировмістимістю аналогічне позначенню їх класів за категорією (за функціональним призначенням) – класи I, II та III;

- пасажировмістимість автобусів середнього і великого класів різниться відповідно на 29 і 30 чол., тобто автобуси різних моделей цих класів матимуть вмістимість, яка відрізняється на 37,5 %;

- автобуси особливо великого класу по вмістимості можуть бути одинарними та дволанковими (зчленованими), вмістимість яких сягає, відповідно, 150 та 180 чол. Отже, ідентифікація таких автобусів класу V надто не інформативна, адже їх вмістимість різниться аж на понад 60 %.

Оскільки наведеним в табл. 1 і табл. 2 класифікаціям автобусів, призначених для міських перевезень пасажирів, притаманні доволі суттєві недоліки, а такі пасажирські транспортні засоби як тролейбуси, гібридні автобуси та електробуси взагалі відсутні, розроблений інший варіант їх класифікації за номінальною (повною) пасажировмістимістю. Він базується на врахуванні наступних конструктивних особливостей сучасних пасажирських колісних транспортних засобів (КТЗ) громадського користування, тобто I-го класу за Правилами ЄЕК ООН № 107 [3]:

- для перевезень пасажирів на міських маршрутах застосовуються пасажирські КТЗ I-го класу чотирьох типів: одинарні двомостові, одинарні тримостові, дволанкові тримостові та триланкові чотиримостові;

- пасажировмістимість гібридних автобусів та електробусів різних типів [4] при однаковій довжині їх кузовів різняться на 15-30 чол. а той більше, що виключає прив'язку пасажировмістимості різних типів КТЗ I-го класу до їх габаритної довжини по кузовах.

Пропонована класифікація автобусів, тролейбусів, гібридних автобусів та електробусів за номінальною пасажировмістимістю наведена у табл. 4.

Таблиця 4

Класифікація пасажирських КТЗ I-го класу за номінальною вмістимістю

Клас пасажирських КТЗ I-го класу	Позначення		Номінальна вмістимість, чол.
	класу	підкласу	
Особливо малої вмістимості	ОМВ	-	>15-30
Малої вмістимості	МВ	МВ-1	>30-50
		МВ-2	>50-70
Середньої вмістимості	СВ	СВ-1	>70-85
		СВ-2	>85-100
Великої вмістимості	ВВ	ВВ-1	>100-115
		ВВ-2	>115-130
Особливо великої вмістимості	ОВВ	ОВВ-1	>130-150
		ОВВ-2	>150-170
		ОВВ-3	>170-190
Надвеликої вмістимості	НВВ	НВВ-1	>190-220
		НВВ-2	>220-250
		НВВ-3	>250-280
		НВВ-4	>280-320
		НВВ-5	понад 320

Пропонована класифікація пасажирських КТЗ I-го класу усіх типів передбачає шість класів за пасажировмістимістю, чотири з яких мають по два підкласи, а клас НВВ – п'ять підкласів. Різниця у номінальні вмістимості КТЗ підкласів МВ-1, МВ-2, ОВВ-1, ОВВ-2 та ОВВ-3 становить 20 чол., а найбільш масових КТЗ підкласів СВ-1, СВ-2, ВВ-1 і ВВ-2 – 15 чол. Лише для КТЗ підкласів 1-4 класу НВВ вона становить 30 чол. та для підкласу НВВ-5 – 40 чол.

Прийнята градація вмістимості міських КТЗ забезпечує значно коректнішу оцінку їх номінальної пасажировмістимості за класом/ підкласом. Наприклад, для КТЗ класу ВВ різниця пасажировмістимості становить 12-14 %.

Література

1. Жуков А. И. Комплексная классификация автобусов и автобусных маршрутов для целей организации перевозок пассажиров / А. И. Жуков // М.: Вестник МАДИ, вып. 2 (33).– 2013.– С. 59-62.

2. Яценко С. А. Классификация автобусных транспортных средств в системе городского пассажирского транспорта / С. А. Яценко // Вестник

ИрГТУ, № 10 (57). – 2011. – С. 138-143.

3. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження транспортних засобів категорій М2 та М3 стосовно їхньої загальної конструкції : Правила ЕЭК ООН № 107-02. ООН, 2011.– 147 с.

4. Войтків С. В. Загальна класифікація міського громадського автомобільного пасажирського транспорту / С. В. Войтків // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту".– Харків : ХНАДУ, 2018.– С. 27-30.

Войтків Станіслав Володимирович, к.т.н., генеральний конструктор, Науково-технічний центр "Автополіпром", м. Львів, Заслужений машинобудівник України, voytktivsv@ukr.net

ТИПІЗАЦІЯ ПАСАЖИРСЬКИХ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ І-ГО КЛАСУ ЗА ПАРАМЕТРАМИ ВМІСТИМОСТІ

До колісних пасажирських транспортних засобів (КТЗ) І-класу, призначених для перевезень пасажирів на міських маршрутах, відносяться автобуси, обладнані бензиновими (рідко), дизельними або газовими ДВЗ або гібридними тяговими приводами, тролейбуси та електробуси. Оскільки вимогами Правил ЄЕК ООН № 107 [1] регламентована лише мінімальна кількість пасажирських сидінь, які мають бути встановлені у пасажирських салонах КТЗ І-класу, їх реальна кількість може бути у межах

$$n_{\text{нєä}}^{\text{min}} \leq n_{\text{нєä}} \leq n_{\text{нєä}}^{\text{max}}, \quad (1)$$

де $n_{\text{нєä}}^{\text{min}}$ і $n_{\text{нєä}}^{\text{max}}$ – відповідно, мінімально допустима та максимально можлива кількість пасажирських сидінь у КТЗ І-класу, чол.;

$$n_{\text{нєä}}^{\text{min}} \geq 0,9k_{\text{єòç}} \times (L_{\text{є}} \times B_{\text{є}} - S_{\text{ää}}), \quad (2)$$

де $k_{\text{єòç}}$ – коефіцієнт типу КТЗ І-го класу; $L_{\text{є}}$ та $B_{\text{є}}$ – відповідно, довжина та ширина кузова, м; $S_{\text{ää}}$ – площа відділення водія, м².

Для міських КТЗ І-го класу шириною $B_{\text{є}} = 2,38-2,42$ м площа відділення водія рівна $S_{\text{ää}} = 2,4-2,5$ м², а при $B_{\text{є}} = 2,5-2,55$ м – $S_{\text{ää}} = 2,6-2,7$ м², а коефіцієнт типу для автобусів $k_{\text{єòç}} = 0,93$, для тролейбусів та електробусів $k_{\text{єòç}} = 1,0$.

Розрахункова мінімальна кількість пасажирських сидінь в пасажирських салонах КТЗ І-го класу, наведена у табл. 1.

Таблиця 1

Мінімальна кількість пасажирських сидінь в пасажирських КТЗ І-го класу

Найменування параметра КТЗ І-го класу	Довжина кузова, $L_{\text{є}}$, м						
	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0
Ширина кузова, $B_{\text{є}}$, м	2,4			2,55			
Площа проекції кузова КТЗ І-го класу, м ²	14,4	16,8	19,2	23,0	25,5	28,1	30,6

Площа відділення водія, $S_{\dot{a}\dot{a}}$, м ²	2,5				2,7		
Мінімальна кількість пасажирських сидінь, $n_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{min}$, сид.:							
- для автобусів	10	12	14	16	19	21	23
- для тролейбусів	-				21	23	25
- для електробусів	11	13	15	18			

Пасажирські КТЗ I-го класу з мінімальною кількістю пасажирських сидінь матимуть, звісно, найбільшу загальну пасажировмістимість. Їх застосування доцільне на внутрішньоміських маршрутах з найбільшою інтенсивністю пасажиропотоків. З іншого боку, на маршрутах з малою інтенсивністю пасажиропотоків доцільно застосовувати пасажирські КТЗ I-го класу з максимальною кількістю пасажирських сидінь, яку на етапі ескізного проектування пропонується визначати за виразом

$$n_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{max} \leq k_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{L_e} \times L_e, \quad (2)$$

де $k_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{L_e}$ – коефіцієнт максимальної кількості пасажирських сидінь в залежності від довжини кузова автобуса, сид./м, який за статистичним аналізом рівний: при $L_e = 7,0-9,0$ м і $B_e = 2,4$ м $k_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{L_e} = 2,7-2,9$ сид./м; при $L_e = 9,0-12,0$ м і $B_e = 2,5-2,55$ м $k_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{L_e} = 3,1-3,3$ сид./м.

Максимальна кількість пасажирських сидінь у пасажирських КТЗ I-го класу в залежності від габаритної довжини наведена у табл. 2.

Таблиця 2

Максимальна кількість пасажирських сидінь в пасажирських КТЗ I-го класу

Найменування параметра	Довжина кузова, L_e , м						
	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0
Ширина кузова КТЗ I-го класу, м	2,4			2,55			
Максимальна кількість пасажирських сидінь, $n_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{max}$, сид.:							
- при $k_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{L_e} = 2,9$	17	20	23	-			
- при $k_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{L_e} = 3,3$	-			30	33	36	40

Отже, пасажирські КТЗ I-го класу можуть мати, щонайменше, дві модифікації за кількістю пасажирських сидінь та за експлуатаційним призначенням – для маршрутів з різною інтенсивністю пасажиропотоків.

Зрозуміло, що пасажирські КТЗ I-го класу з кузовами однакової довжини, але з різною кількістю пасажирських сидінь, матимуть різну загальну вмістимість, для визначення якої пропонується наступний вираз

$$N_{i\dot{a}\dot{n}} \leq n_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}} + \frac{L_e \times B_e - S_{\dot{a}\dot{a}} - n_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}} \times s_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}} - k_{\dot{z}\dot{f}}^s \times L_e}{s_{n_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}}}, \quad (3)$$

де $n_{\tilde{n}\tilde{a}}$ – задана кількість пасажирських сидінь, сид.; $s_{\tilde{n}\tilde{a}}$ – площа підлоги пасажирського салону, яку займає одне сидіння з зоною для ніг пасажира, м²/пас; $k_{z_f}^s$ – коефіцієнт, який враховує іншу площу підлоги пасажирського салону, на якій не можуть бути розміщені стоячі пасажири; $s_{n_{\tilde{n}\tilde{a}}}$ – питома норма площі підлоги пасажирського салону на 1-го стоячого пасажира, м²/пас.

Для пасажирських КТЗ I-го класу Правилами ЄЕК ООН № 107 регламентована величина $s_{n_{\tilde{n}\tilde{a}}} = 0,125$ м²/пас. Площа підлоги пасажирського салону, яку займає одне сидіння з зоною для ніг пасажира у міських автобусах становить $s_{n_{\tilde{n}\tilde{a}}} = 0,37-0,4$ м²/пас., а коефіцієнт $k_{z_f}^s = 0,35-0,38$.

Розрахункові параметри пасажировмістимості міських автобусів при $s_{n_{\tilde{n}\tilde{a}}} = 0,4$ м²/пас. та $k_{z_f}^s = 0,37$ наведені у табл. 3.

Таблиця 3

Розрахункові параметри пасажировмістимості міських автобусів

Найменування параметра	Довжина кузова, $L_{\tilde{e}}$, м			
	9,0	10,0	11,0	12,0
Мінімальна кількість пасажирських сидінь, $n_{\tilde{n}\tilde{a}}^{min}$, сид.	16	19	21	23
Повна пасажировмістимість, $N_{i\tilde{a}\tilde{n}}$, чол.	100	111	124	137
Максимальна кількість пасажирських сидінь, $n_{\tilde{n}\tilde{a}}^{max}$, сид.	30	33	36	40
Повна пасажировмістимість, $N_{i\tilde{a}\tilde{n}}$, чол.	69	80	91	100

Пропонована типізація міських автобусів I-го класу за кількістю пасажирських сидінь в узагальненому вигляді наведена у табл. 4.

Таблиця 4

Типізація автобусів I-го класу за кількістю пасажирських сидінь та інтенсивністю пасажиропотоків

Інтенсивність пасажиропотоків	Підклас автобуса	Кількість пасажирських сидінь, од.	Призначення за типом перевезень
велика	I-вн	$n_{\tilde{n}\tilde{a}}^{min}$	внутрішньоміські
середня	I-м	$0,5(n_{\tilde{n}\tilde{a}}^{min} + n_{\tilde{n}\tilde{a}}^{max})$	міські
мала	I-пр	$n_{\tilde{n}\tilde{a}}^{max}$	приміські

За параметрами мас сучасних міських автобусів при допустимій повній масі 18000 кг їх загальна пасажировмістимість становить $N_{i\tilde{a}\tilde{n}} = 100-105$ чол. Отже, автобуси з довжиною кузова 12,0 м можуть мати тільки одну модель з максимальною кількістю сидінь. Але на маршрутах з великою інтенсивністю пасажиропотоків економічнішим варіантом видається експлуатація автобусів з довжиною кузова $L_{\tilde{e}} = 10,0$ м, адже їх пасажировмістимість з урахуванням

питомої маси кузова без агрегатів трансмісії та ходової частини, рівної 250-350 кг/м [1], становить 107-110 чол., тобто на 7-10 пас. більша ніж автобусів з довжиною кузова 12,0 м. Такі автобуси, щонайменше, можуть мати дві модифікації – підкласу І-вн вмістимістю 110 чол. та підкласу І-пр вмістимістю 80 чол. для експлуатації на маршрутах, відповідно, з великою та малою інтенсивністю пасажиропотоків. Крім підвищеної економічності експлуатації, зменшення довжини кузовів міських автобусів на 2,0 м сприятиме меншому сповільненню руху по міських односмугових і вузьких вулицях.

Література

1. Войтків С. В. Розрахунок параметрів мас автобусів на етапі ескізного проектування / С. В. Войтків // Третя всеукраїнська науково-практична конференція "Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні": тези доповідей. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018.– С. 49-51.

Зінько Роман Володимирович, д.т.н., доцент, НУ “Львівська політехніка”
rzinko@gmail.com

Попович Віталій Васильович, к.т.н., доцент, НУ “Львівська політехніка”
vitalii.v.porovych@lpnu.ua

Круць Тарас Ігорович, інженер, викладач, Львівський державний автомобільно-дорожній коледж
ladk-taras@ukr.net

МЕТОДИКА ВИБОРУ РУШІЯ ДЛЯ МАШИН СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Здатність пересуватися по різних типах ґрунтів - один з основних показників ефективності використання мобільних машин в умовах бездоріжжя.

Рух таких спеціальних мобільних машин здійснюється за рахунок взаємодії рушія з опорною поверхнею. Ця взаємодія викликає значні енергетичні втрати, що характеризують ощадливість машини, її тягово-зчіпні властивості і прохідність, істотно впливає на її швидкість руху, продуктивність і якість роботи [1-3]. Тому істотні резерви підвищення продуктивності і зниження собівартості технологічних і транспортних робіт закладені в зниженні витрат енергії при взаємодії рушія з поверхнею.

Колісний і гусеничний рушії по-різному взаємодіють на опорну поверхню, по-різному сприймають нерівності ґрунту і гасять коливання машини. Вибір рушія, який би відповідав умовам використання - важливе конструкторське завдання, яке необхідно вирішувати на стадії проектування.

Проблема забезпечення прохідності спеціальних мобільних машин багатопланова і при її рішенні повинні враховуватися тип рушія, опорно-зчіпні показниками, несівна здатність ґрунту, швидкість пересування [4,5]. Ці

параметри відрізняються для транспортних засобів з колісним і гусеничним рушіями і в основному визначатимуть їх продуктивність і ефективність роботи.

Вибір рушія для спеціальних мобільних машин проводимо на основі набору критеріїв (таблиця). Критерії визначають важливість реалізації поставлених завдань стосовно ефективності функціонування. Актуальним в першу чергу є визначення основного критерія. Решта критеріїв слід розмістити в міру їх важливості. Це можна зробити, застосувавши методи еспертної оцінки або почленної диз'юнкції [5].

Таблиця. Експлуатація мобільних машин по дуже деформумих ґрунтах

	Показники	Колісний рушій	Гусеничний рушій
1	Продуктивність	менша	більша
2	Прохідність	менша	вища
3	Зчепні властивості	гірші	кращі
4	Витрата палива	більша	менша
5	Тиск на опорну поверхню	більший	менший
6	Затрати на експлуатацію	менші	більші

Далі слід враховуватися здатність спеціальних мобільних машин долати природні перешкоди, рухатися по пересіченій місцевості і на ґрунтах з низькою несівною здатністю.

Отже, знаючи несівну здатність (допустимий тиск) ґрунтів, і врахувавши можливість руху конкретної спеціальної мобільної машини залежно від виду ґрунту, можна вибрати той чи інший тип рушія (рис.1).

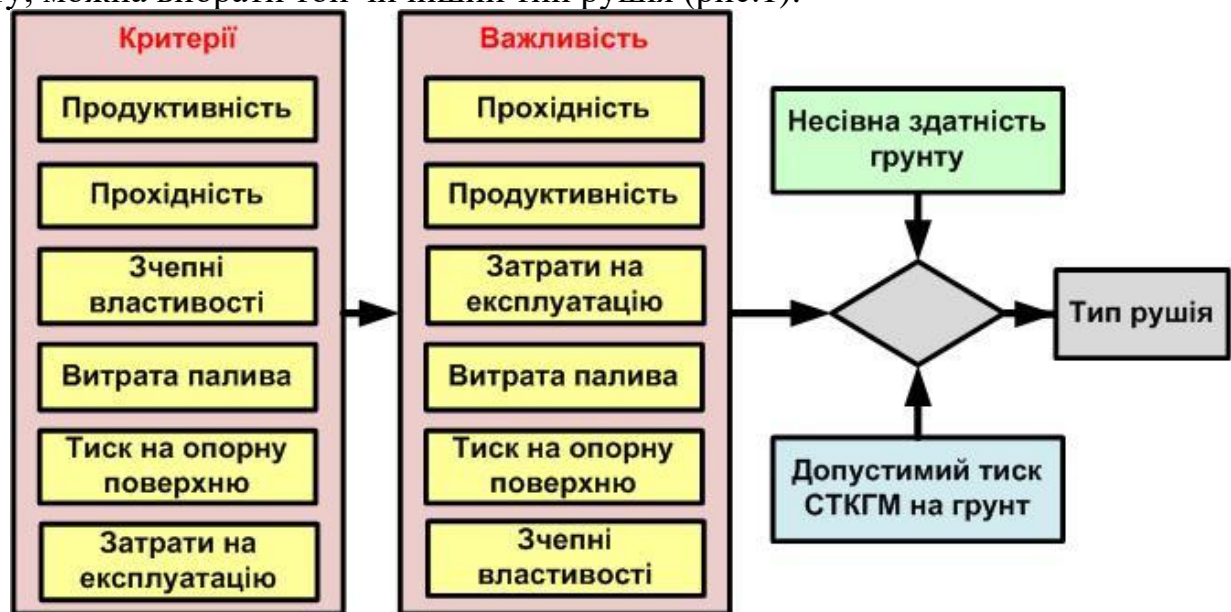


Рисунок. Алгоритм вибору типу рушія для СТКГМ

Колісний і гусеничний рушії по-різному взаємодіють на опорну поверхню, по-різному сприймають нерівності ґрунту і гасять коливання машини. Вибір рушія для спеціальних мобільних машин проводиться на основі набору критеріїв. Критерії визначають важливість реалізації поставлених завдань стосовно ефективності функціонування. Знаючи несівну здатність ґрунтів, і врахувавши можливість руху конкретної спеціальної мобільної

машини залежно від виду ґрунту, можна вибрати той чи інший тип рушія.

Література

1. Вольская Н.С. Разработка методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации: Дисс... докт. техн. наук: 05.05.03. – М, 2008 г. – 370 с.
2. Шухман С.Б., Переладов А.С. Оценка воздействия двигателей автомобиля на почву // Автомобильная промышленность. – 2002.–№ 6.–С. 16-19.
3. Research on operational characteristics of tyres with run flat insert / Motrycz G., Stryjek P., Jackowski J., Wieczorek M., Ejsmont J., Ronowski G., Sobieszczyk S. // Journal of KONES. Powertrain and Transport. 2015. Vol. 19, Issue 3. P. 319–326. doi: <https://doi.org/10.5604/12314005.1138141>
4. Kai Lv, Xihui Mu, Lishun Li Design and test methods of rubber-track conversion system Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 2018 Volume: 233 issue 7, page(s): 1903-1929 <https://doi.org/10.1177/0954407018794101>
5. 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.

Коломійцев О.В., д.т.н., проф., Заслужений винахідник України, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків
Павлій В.О., к.т.н., доц., Балабуха О.С., к.т.н., Кітов В.С., Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, м. Харків

МЕТОД ОБҐРУНТУВАННЯ ВИМОГ ДО ПАРАМЕТРІВ РУХОМОСТІ БОЙОВИХ МАШИН МОБІЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ОЗБРОЄННЯ

В доповіді проведено аналіз сучасного стану та тенденцій розвитку систем озброєння провідних країн світу. За результати проведеного аналізу встановлено, що одним з основних напрямів розвитку сучасних систем озброєння є інтеграція технічних засобів розвідки, засобів автоматизованого управління (автоматизованих систем управління) та засобів ураження в єдину функціональну систему, яка повинна виявляти та знищувати об'єкти (наземні і повітряні цілі) противника у реальному масштабі часу ведення бойових дій (локальних конфліктів).

Відмічено, що при створенні нових систем озброєння, наприклад, бойових машин (БМ) мобільного комплексу озброєння (МКО), виникає задача щодо формулювання та обґрунтування вимог до параметрів рухомості БМ МКО.

Таким чином, забезпечення здатності БМ до проведення операцій переміщення і пуску ракети у позиційному районі з урахуванням зміни умов використання є актуальною науковою задачею. Рішення даної задачі дозволить

зменшити ймовірність ураження БМ та підвищити ефективність бойового застосування МКО.

Відомо, що живучість БМ залежить від параметрів її рухомості, які впливають на час перебування БМ в тому, або іншому стані. До параметрів рухомості БМ відносяться мінімально допустимі швидкість руху БМ, час на підготовку і проведення пуску ракет, час на залишення БМ стартової позиції після проведення пусків ракет.

Під параметрами рухомості БМ, в доповіді, розуміється швидкість її пересування та часові параметри виконання бойового завдання на різних етапах функціонування. Одним з варіантів протидії виконанню бойового завдання БМ – розглядається застосування противником розвідувально-ударного комплексу (РУК) певного типу (покоління), який може завдати удару по БМ засобами вогневого ураження (ЗВУ).

Для обґрунтування вимог до параметрів рухомості БМ МКО, які повинні забезпечити потрібний рівень живучості, необхідно враховувати тактико-технічні характеристики РУК противника по розвідці та ураженню. До таких характеристик відносяться: ширина смуги огляду (розвідки) апаратури розвідки, ймовірність розпізнавання (ідентифікації) виявленої цілі (наземної або повітряної), інтенсивність ведення розвідки, час, що необхідний для розвідки усього району бойових дій, час, що потрібний РУК для обробки даних від засобів розвідки і видачі даних цілевказівки ЗВУ РУК, кругове ймовірне відхилення боєприпасів та величини зони ураження для одного боєприпасу.

Запропоновано метод обґрунтування вимог до параметрів рухомості БМ МКО, в якій ймовірність виконання бойового завдання БМ залежить від величини показника її живучості, що пов'язано з необхідністю проведення декількох пусків ракет по об'єктах (наземних або повітряних цілях) противника.

Коломійцев О.В., д.т.н., с.н.с., Заслужений винахідник України, Національний технічний університет Харківський політехнічний інститут”, м. Харків

Споришев К.О., к.т.н., доцент, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків

Шубін О.Є., Національний технічний університет Харківський політехнічний інститут”, м. Харків

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ АРІ ДЛЯ ОБ'ЄДНАННЯ РІЗНОТИПНИХ ПРОВАЙДЕРІВ СЕРВІСУ ПАРКУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ У ЄДИНИЙ ДОДАТОК

На даний час однією з найактуальніших проблем мегаполісів є перевантаженість автомобілями, кількість яких збільшується з кожним днем. Необхідність у парковочному просторі транспортних засобів (ТЗ) висуває завдання щодо комплексного рішення управління парковками у мегаполісі.

Таким чином, актуальним напрямком є пошук нових рішень, що мають інвестиційну привабливість та націлених на збільшення ефективності функціонування автомобільних парковок за рахунок створення сучасних розумних парковок для ТЗ.

В доповіді розглянуті технічні засоби для:

- закритих парковок (обмежені у просторі одноярусні та багатоярусні, закриті периметрально та умовно, обмежені кількістю машиномест);
- відкритих парковок (парковки масштабів округу та цілого міста, мегаполісу).

Склад даних засобів відрізняється один від одного за своїм застосуванням. Кількісно – це дуже великий перелік обладнання: різнотипні пристрої (шлагбауми, бар'єри, автоматичні ворота), що перегороджують, системи обгороджувань, ідентифікації (як водіїв, так і ТЗ), візуалізації (табло і індикатори), нанесення відповідної дорожньої розмітки, збору інформації і її обробки, плати за парковку (стійкі оплати і програмні пристрої), додатки для інформатизації і тощо.

Відмічено, що основним напрямом рішення проблеми перевантаженості ТЗ мегаполісів – є створення розумних парковок, в яких, завдяки використанню сучасних технологій провідного та (або) безпроводного доступу, величезний потік інформації про парковки ТЗ може бути успішно отриманий та збережений у відповідних базах даних систем паркування.

Отримана інформація про паркувальні місця ТЗ обробляється за допомогою спеціального програмного забезпечення (СПЗ). Отже, системи паркування ТЗ мегаполісу і парковки можуть допомагати своїм відвідувачам (автовласникам) отримувати інформацію про кількість вільних місць на необхідних (обраних) розумних парковках, що призводить до:

- скорочення часу на пошук вільного місця на парковці;
- зменшення пробок;
- скорочення викидів CO²;
- ефективного використання пропускнуої спроможності парковки;
- збільшення доходів у казну мегаполісу від парковок;
- використання парковки як сервісу (комфортна розумна парковка).

Отже, останнім часом адміністрації багатьох мегаполісів у партнерстві з промисловістю розробляли і продовжують розробляти систему «Розумне місто» з підсистемами управління розумними парковками ТЗ. Для того, щоб пошук парковки ТЗ в мегаполісах був набагато легший, розроблено програмне інтерфейсне API для інтеграції і додатків для мобільних пристроїв, наприклад:

- голландська компанія Nedap Identification Systems розробила систему з сенсором SENSIT (високотехнологічний датчик парковки, що складається з безпроводних сенсорів, обладнання мережі зв'язку і вбудованого СПЗ управління);

- іспанська компанія WORLDSENSING розробила систему з сенсором Fastprk (датчики зайнятості парковочного місця, СПЗ (управління, звіти і

аналітика), програмне інтерфейсне API для інтеграції і додатки для мобільних пристроїв).

Однак, розглянуті системи розумних парковок ТЗ мають різне СПЗ, що висвітлює проблематику стикування додатків для мобільних пристроїв.

За результатами проведених досліджень систем розумних парковок ТЗ розроблені і запропоновані тести на мові С# з метою покращення якості СПЗ для уніфікованого API та об'єднання різнотипних провайдерів сервісу паркування ТЗ у один єдиний додаток.

Корпач Анатолій Олександрович, к.т.н., професор, Національний транспортний університет, akorpach@ukr.net

Корпач Олексій Анатолійович, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет, korpach1988@gmail.com

ВИКОРИСТАННЯ ПРИЧІПНОГО АВТОБУСНОГО ПОЇЗДА У BRT СИСТЕМАХ

Все більш популярним у світі стає система швидкісних автобусних перевезень (Bus rapid transit, BRT). Станом на 2021 рік подібні системи впроваджено у 179 містах 43 країн світу, які забезпечують перевезення близько 34 млн. пасажирів за день. [1] Особливостями такої системи є наявність фізично відокремлених смуг для руху, станцій та терміналів для швидкої посадки та висадки пасажирів, а також використання рухомого складу високої пасажиромісткості.

Рухомий склад, в основному, представлений автобусами великого та особливо великого класу довжиною 15-18,5 м та пасажиромісткістю до 200 чол. В основному це дволанкові зчленовані автобуси, які нерідко спеціально переобладнані для руху на лінії BRT, зокрема, мають двері збільшеної ширини, що розташовуються з лівої сторони кузова.

Нерідким є використання триланкових зчленованих автобусів довжиною до 30 м та загальною пасажиромісткістю до 300 чол. Проте, вони потребують перебудови транспортної інфраструктури (розширення доріг, будівництва спеціальних естакад для розвороту) внаслідок гіршої маневреності та стійкості руху.

Іншим можливим способом підвищення пасажиромісткості рухомого складу BRT систем є використання причіпного автобусного поїзда, в якому окремі одиничні автобуси знаходяться в зчипці. Подібне рішення дозволяє гнучко змінювати пасажиромісткість в залежності від пасажиропотоку. Наприклад, у години-пік використовувати три одиночних автобуси у зчипці, а у міжпікові години – від'єднувати один або два автобуси. В результаті чого пасажиромісткість такого автобусного поїзда при умові використання міських автобусів середнього класу довжиною близько 8 м (наприклад, MA3-206) може змінюватись в межах 72-216 чол. Автобуси, які будуть вивільнятися можуть використовуватися на інших маршрутах або для надання додаткових послуг з

перевезення пасажирів.

Подібний підхід буде доцільний і з економічної точки зору, адже вартість спеціалізованих автобусів для BRT ліній буде вищою ніж серійних. Крім того, внаслідок наявності двигуна у кожній з ланок причіпного автобусного поїзда можна регулювати їх потужність у широких межах та відключати непотрібні двигуни у даних умовах руху, а отже поліпшувати паливну економічність та зменшити забруднення навколишнього середовища.

Література

1. Global BRT Data [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://brtdata.org/>.

Леонт'єв Дмитро Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dima.a3alij@gmail.com, +380959036888

Куріпка Олександр Володимирович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kuripkas199721@gmail.com, +380508456529

Рижих Леонід Олександрович к.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет ntc.khadi@gmail.com, +380689643564

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РУХУ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПІД ЧАС ГАЛЬМУВАННЯ

Дослідження процесу динаміки гальмування колісного транспортного засобу є однією з складних задач в теорії автомобіля, оскільки необхідно врахувати багато чинників, які впливають на реалізацію зчіпних властивостей пневматичних шин автомобільних коліс при їх взаємодії з поверхнею дорожнього покриття. Сучасне програмне забезпечення дозволяє підвищити точність результатів імітаційного моделювання динаміки гальмування транспортного засобу за рахунок впровадження нових методів та підходів, що враховують особливості визначення ефективності гальмування колісного транспортного засобу, навіть на стадії його проектування. Одним з таких програмних продуктів є *MatLAB* з його додатковими пакетами (наприклад *Simulink*).

Використовуючи пакет *Simulink* не складно створити універсальну модель руху колісного транспортного засобу у режимі гальмування, якщо в її основу покласти блок-схему компонентів (рис. 1), що імітують елементи гальмової системи автомобіля [1-3] та динаміку його гальмування.

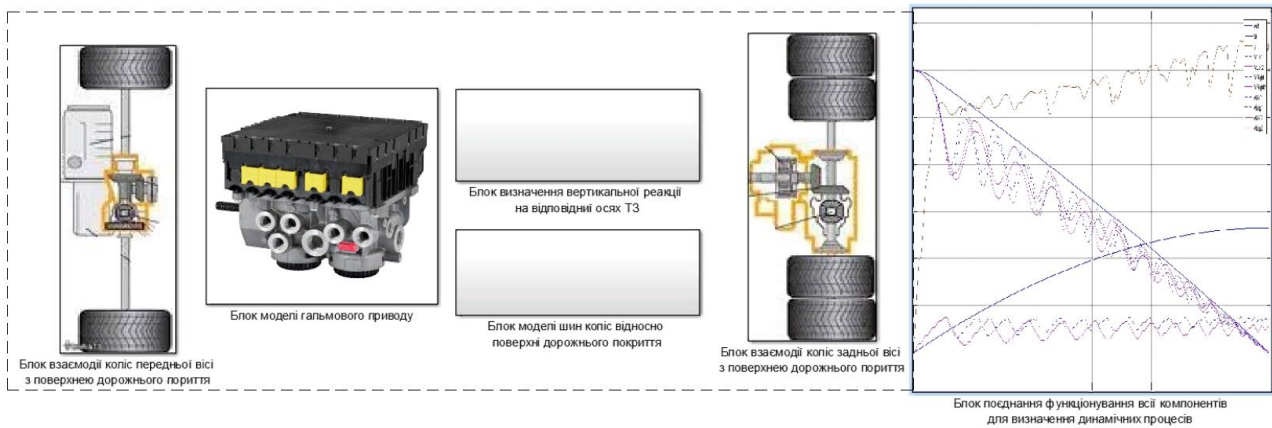


Рисунок 1 – Блок-схема компонентів, які дозволяють зімітувати рух колісного транспортного засобу в режимі гальмування

Отримані в графічному вигляді результати імітаційного моделювання динаміки гальмування колісного транспортного засобу, на прикладі двовісного автобуса МАЗ – 256200, показали добру збіжність результатів моделювання з експериментальними даними процесу гальмування автобуса (рис. 2). Експериментальні дослідження проводилися в умовах: сухе асфальтове покриття, завантажений стан автобуса, початкова швидкість гальмування автобуса - 16.7 м/с (60 км/год), колеса автобуса рухаються на межі зчіпних властивостей пневматичних шин з поверхнею дорожнього покриття.

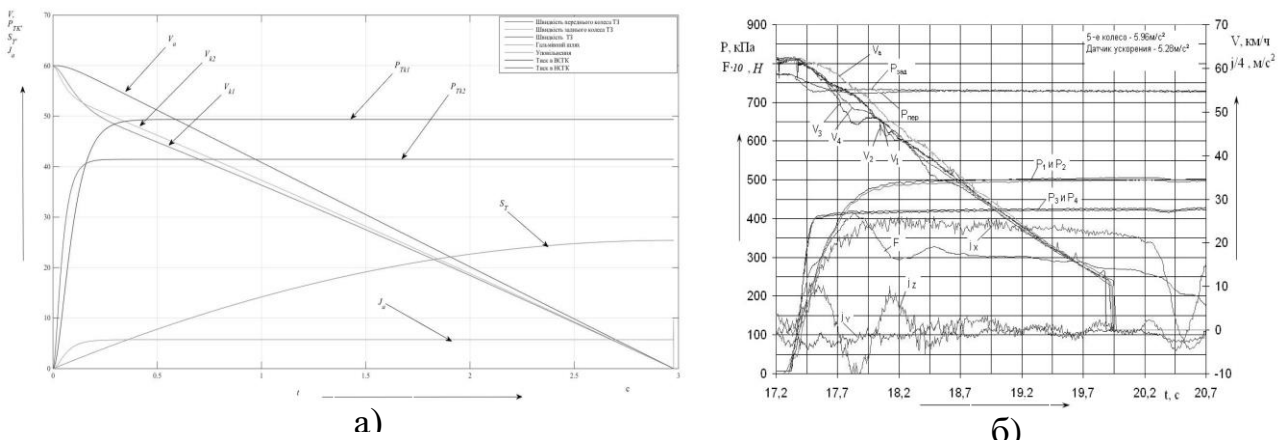


Рисунок 2 – Порівняння результатів імітаційного моделювання завантаженого автобуса МАЗ-256200 з експериментальними дослідженнями

Аналіз імітаційного моделювання динаміки гальмування автобуса МАЗ – 256200 показав, що похибка результатів моделювання у відповідності з експериментальними даними становить: гальмовий шлях 17.6%, Час гальмування 0%, уповільнення 3.7%.

Перелік літератури

- 1 Леонтьев Д.Н. Системный подход к созданию автоматизированного тормозного управления транспортных средств категорий М3 и N3: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Дмитрий Николаевич
- 2 Леонтьев.— Х., 2011.— 241 с. Клименко В.І. Визначення тангенціальних властивостей одинарної пневматичної шини у режимі гальмування транспортного засобу / В.І. Клименко, Д.В. Капский, Д.М. Леонтьев, О.В. Куріпка, А.А. Фролов // Автомобіль і електроніка. 2021. №19. С. 28–34.
- 3 Леонтьев Д.М., Рижих Л.О., Бикадоров О.В. Методи розрахунку коефіцієнту зчеплення, що реалізується при коченні колеса в гальмівному режимі / Д.М. Леонтьев, Л.О.

Леонтьев Дмитро Миколайович, к.т.н., доц., доцент кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dima.a3alij@gmail.com

Фролов Андрій Анатолійович, судовий експерт, науковий співробітник, Національний науковий центр «Інститут судових експертиз ім. Засл. проф. М.С. Бокариуса», frolov.andrey.5120@gmail.com

Федорченко Владислав Ігорович, судовий експерт, науковий співробітник, Національний науковий центр «Інститут судових експертиз ім. Засл. проф. М.С. Бокариуса», fedorchenko94@ukr.net

Сухомлін Олександр Вячеславович, аспірант кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, suholm.in.alexandr@gmail.com

ОСОБЛИВОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ БАГАТОВІСНИХ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Процес гальмування багатовісних колісних транспортних засобів впливає на безпеку дорожнього руху, оскільки їх все частіше викорстовують на дорогах загального користування, тому дослідження ефективності їх гальмування є актуальним завданням. Аналіз теоретичних досліджень, щодо визначення величини уповільнення колісних транспортних засобів, показав, що уповільнення транспортного засобу залежить не тільки від величини реалізованого зчеплення, що реалізується між шиною (подвійними шинами) та поверхнею дорожнього покриття, координат розташування центру тяжіння транспортного засобу відносно його мостів, а також положення мостів відносно один одного.

Фундаментальною основою активної безпеки транспортного засобу є його гальмові властивості, а характер гальмування залежить від збіжності різних факторів, тому процес гальмування колісних транспортних засобів характеризується величиною коефіцієнта гальмування, що визначається

складною математичною залежністю, результат вирішення якої змінюється в залежності від режиму руху транспортного засобу. А саме:

– ведений режим руху

$$j_x = g \cdot z = g \cdot f(f_0); \quad (1)$$

– гальмовий режим (за умови ковзання коліс $s < 100 \%$)

$$j_x = g \cdot z = g \cdot f(f_x); \quad (2)$$

– гальмовий режим (за умови ковзання коліс $s = 100 \%$)

$$j_x = g \cdot z = g \cdot f(f_{\text{тр}}). \quad (3)$$

Відомо, що в веденому режимі руху коефіцієнт гальмування транспортного засобу практично дорівнює коефіцієнту опору коченню ($z \cong f_0$) автомобільних коліс.

В гальмовому режимі за умови повного ковзання коліс транспортного засобу ($s = 100 \%$), коефіцієнт гальмування транспортного засобу за величиною дорівнює реалізованому зчепленню заблокованого колеса (в різній науково-технічній літературі його ще називають коефіцієнт зчеплення заблокованого колеса або коефіцієнт тертя ковзання) $z \cong f_{\text{тр}}$.

В гальмовому режимі, оскільки практично завжди виконується нерівність $z \neq f_i \neq f_{00}$ за умови ковзання коліс транспортного засобу $s < 100 \%$, коефіцієнт гальмування транспортного засобу визначається реалізованим зчепленням відповідних вісей колісного транспортного засобу і геометричним розташуванням його центра тяжіння у вертикальній площині відносно дорожнього покриття і горизонтальній площині відносно точок контакту шин автомобільних коліс з опорною поверхнею.

Аналіз науково-технічної літератури [1-9] показав, що коефіцієнт гальмування для кожного типу транспортного засобу визначається по окремим залежностям. З роботи [9] встановлено, що коефіцієнт гальмування колісного транспортного засобу, не залежно від кількості осей встановлених на ньому, може бути визначений розрахунковим шляхом на основі розподілу маси автомобіля між його передніми та задніми осями в статичному стані шляхом зважування відповідних осей КТЗ на ваговимірювальному комплексі.

Величина сили реалізованого зчеплення між шинами здвоєного колеса та поверхнею дорожнього покриття залежить від характеру зміни кутової жорсткості шин. При наявності різниці між відстанями, що пов'язані з віссю

симетрії колеса та віссю симетрії відповідної шини спостерігається зменшення кутової жорсткості шини при інших рівних умовах її експлуатації.

Теоретичний аналіз динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів, які обладнуються здвоєними автомобільними колесами показав, що на величину уповільнення транспортного засобу, окрім реалізованого зчеплення, впливає також характер розподілу ваги між осями автомобіля, тому нехтування вагово-геометричними параметрами транспортного засобу, наприклад під час дослідження обставин дорожньо-транспортної події, може призводити до похибок при складанні автотехнічних експертиз.

Література

1. Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс [The method for determining the deceleration of a multi-axle vehicle on the basis of realized adhesions of its wheels and the location of the coordinate of the center of mass] / Д.Н. Леонтьев, А.Н. Туренко, В.А. Богомолов // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Вып. 75, 2016. – С. 13–17
2. В.И. Кнороз, Е.В. Кленников. Работа автомобильной шины. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
3. Л.С. Стецюк, М.А. Паршин, И.М. Карпинская, А.Т. Епифанцев. Сцепление колеса с дорогой и безопасность движения.. М., Автоиздат, 1963. 66 с.
4. Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 272 с.
5. Иларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий: Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1989. – 255 с.
6. Иларионов В. А. Теория автомобиля : учебное пособие / В. А. Иларионов, М. М. Морин, А. И. Шейн. – Москва : научно-техническое издательство, 1960. – 191 с.
7. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.
8. Сцепление колеса автомобиля с дорогой и безопасность движения. Перевод с французского Г.И. Мачковского и Г.П. Гербурт-Гейбович. Под редакцией канд. техн. наук А.А. Малышева. Научно-техническое издательство министерства автомобильного транспорта и шоссейных дорог РСФСР. Москва 1959 – 158 с.
9. Леонтьев Д.М. Теоретичні основи гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою / дис. на здобуття ступеня докт. техн. наук. Леонтьев Дмитро Миколайович // – Харків : ХНАДУ. – 2021. – 355 с.

Лиходій Олександр Сергійович, к.т.н., доцент, завідувач кафедри експлуатації та ремонту машин, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», lykhodii.oleksandr@pgasa.dp.ua, +380(97)267-34-24.

Богомолів Віталій Віленович, старший викладач кафедри експлуатації та ремонту машин, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», bohomolov.vitalii@pgasa.dp.ua, +380(96)945-65-59.

Чабан Олег Павлович, студент II курсу освітнього рівня магістра спеціальності 274 «Автомобільний транспорт», ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», oleg.chaban96@gmail.com, +380(50)102-34-48.

ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ПІДВІСКИ ДЛЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ (4×4)

Вступ. Підвіска, автомобіля необхідна в першу чергу для зменшення динамічних впливів, що передаються від дорожніх нерівностей підресореній масі автомобіля, водію, пасажиром та вантажу. Для підвищення комфорту в автомобілі, який рухається, достатньо зменшити твердість пружних елементів підвіски, і плавність ходу буде забезпечена, принаймні, на рівних дорогах з твердим покриттям і невеликих швидкостях. Однак таке рішення неминуче веде до того, що кузов автомобіля на певних режимах його руху (розгін, гальмування, проходження повороту) починає переміщатися і розгойдуватися відносно горизонтальної або вертикальної осей зі значною амплітудою. Для цих режимів руху бажано жорсткість пружних елементів підвіски збільшувати. Це означає, що підвіска повинна бути активної, тобто самостійно змінювати свої робочі характеристики в залежності від дорожніх умов.

Постановка задачі. Виконати аналіз існуючих типів підвіски, та здійснити обґрунтований вибір для повнопривідного легкового автомобіля.

Основний матеріал. Обґрунтований вибір типу підвіски для повнопривідного легкового автомобіля виконаємо за критеріями зміни колії коліс, кутів між площиною обертання відповідного колеса та опорною поверхнею та відстані від центра крену та центра мас автомобіля в процесі роботи підвіски (рис. 1) [1, 2].

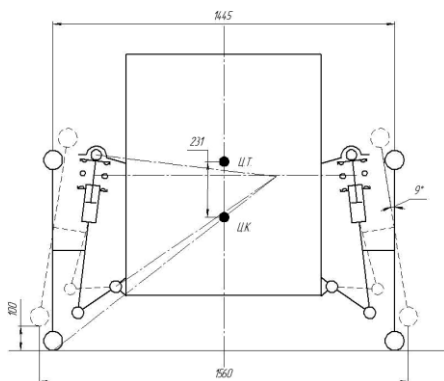


Рисунок 1 – Підвіска на несучих пружних стійках

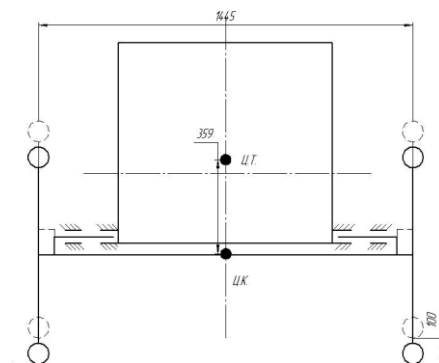


Рисунок 2 – Підвіска на поздовжніх важелях

Таким чином, в результаті проведеного дослідження для повнопривідного легкового автомобіля УАЗ-31514 за встановленими критеріями зупинили свій вибір на трьох варіантах: підвіска на подовжніх важелях, підвіска на подовжніх малолистових ресорах, а також підвіска на направляючих несучих пружних стійках.

Для остаточного вибору найкращого варіанту підвіски додатково визначені для зазначеного автомобіля техніко-економічні показники (маса підвіски та річний економічний ефект за результатом впровадження відповідного типу підвіски).

В результаті розрахунків за критеріями зменшення маси, втрат енергії в процесі роботи підвіски (тертя), а також зменшення часу і трудомісткості робіт, пов'язаних із розбиранням та складанням підвіски в процесі поточного ремонту отримали найбільший річний економічний ефект від застосування підвіски на подовжніх важелях з пружинами в середньому до 5500 грн, що надасть змогу окупити капіталовкладення за 0,5 року у порівнянні з іншими двома варіантами підвісок.

Висновки. Одним із важливих етапів проектування нового або переобладнання існуючих автомобілів є обґрунтований попередній вибір типу агрегатів для різних його частин. На прикладі вибору підвіски для повнопривідного легкового автомобіля доведена необхідність у комплексному підході до цього процесу, а саме визначення доцільності типу підвіски за критеріями плавності ходу [3], стійкості руху та техніко-економічними показниками.

Література

1. «Шасси автомобиля и элементы подвески» Й. Рампель. Пер. с нем. А. Л. Карпухина. М. : Машиностроение, 1987. – 108с.
2. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
3. Дячук М. В., Волчок Д. Л. Оценка вибронагруженности легкового автомобиля // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури / Збірник наукових статей. – Дніпропетровськ: ПДАБтаА, 2001. – Вип. 6. – С. 16-20.

Марченко Андрій Петрович, доктор техн. наук, проф., проректор з наукової роботи, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Міщенко Світлана Григорівна, кандидат пед. наук, заст. директора, Харківський машинобудівний коледж

Міщенко Микита Тимофійович, аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛІВ В НАПРЯМІ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ

На сучасному етапі перетворення техногенного світу головними факторами, які формують тенденції розвитку конструкцій автомобілів постають економічні, що зумовлюють підвищення паливної економічності як легкових, так і вантажних автомобілів та соціальні – підвищення комфорту і безпеки. Автомобільний транспорт постає одним із суттєвих джерел забруднення навколишнього середовища, так окис вуглецю (CO), окисли азоту (NO_x) і з'єднання свинцю (P_b) є основними забруднювачами від роботи бензинових двигунів, а в той же час для дизелів це вміст окислів азоту й сажі (C). Зазначені фактори формують безперервне підвищення вимог до екологічної безпеки автомобіля.

На даний час для автомобільного транспорту основними видами палива є ті, що не виготовляються з відновлювальних джерел, головним з яких є нафта. Враховуючи швидку вичерпність її запасів, постійне зростання попиту, і як наслідок, цін на неї, виникла необхідність скорочення споживання нафти та пошуку переходу на інші види палива.

Доволі перспективним є застосування природних газів. В Україні виявлено значні запаси метану, яких, за попередніми прогнозами, на підставах геологічних дослідженнях, вистачить більш ніж на 200 років. Масове ж виробництво і використання метану може стати одним з напрямів вирішення екологічності авто порівняно з бензином та дизельним паливом. Основні технічні переваги авто на метані полягають по-перше в стабільно високому октановому числі 110-125, по-друге у відсутності нагару на поршнях, клапанах і свічках і зниження навантаження на елементи і вузли циліндропоршневої групи, по-третє метанові ГБО відносно прості в обслуговуванні, а двигун працює довше і ефективніше, зберігаючи потужність. І головна перевага – метан відповідає стандарту Євро 5, при його використанні обсяг шкідливих викидів скорочується в кілька разів. У порівнянні з бензином у відпрацьованих газах метанового двигуна міститься в 2-3 рази менше оксиду вуглецю, в 2 рази менше окису азоту, задимленість знижується в 9 разів, відсутні сполуки сірки і свинцю [1].

Широке використання в Україні отримали авто, які працюють на пропан-бутановому, скрапленому вуглеводневому газі, який використовують в якості автомобільного палива. Газоподібне паливо горить повільніше, ніж бензин,

завдяки чому знижуються динамічні властивості й спостерігається зменшення потужності двигуна на 5 – 20%. Пропан-бутанову суміш отримують на нафтопереробних заводах, тобто фактично за джерелом утворення вона є продуктом переробки нафти, тим самим не є екологічним паливом.

Віддаленою, але на даний час застосованою перспективою є використання як палива для двигунів внутрішнього згоряння водню, запаси якого практично необмежені. В результаті згоряння водню утворюється вода, тому при роботі на водневому паливі може бути вирішена проблема токсичності відпрацьованих газів. Канадська асоціація водню та паливних елементів опублікувала звіт про переваги водневих транспортних засобів. Серед інших пунктів було сказано, що вуглецевий слід таких автомобілів на порядок нижчий, ніж у електромобілів: 2,7 г CO₂ на кілометр, порівняно з 20,9 г. Однак не вирішеними лишаються питання одержання водню оскільки це пов'язано зі значними енергетичними витратами, також зберігання й транспортування водню є проблематичним, і нарешті сама конструкція автомобіля потребує нових технічних рішень.

Електромобілі останнім часом одержали широке застосування, особливо при експлуатації в умовах міста. Їх основними перевагами постають безшумність і висока експлуатаційна екологічність. Однак, існують проблеми малої ергономічності акумуляторних батарей, їх громіздкості та складності створення і реалізації системи утилізації відпрацьованих акумуляторів, оскільки Україна значно відстає від європейських країн в цьому питанні, що, безумовно, створює велику потенційну загрозу для довкілля. Слід враховувати й інші умови безпеки, а саме: у найчастіше використовуваних літієво-іонних (Li-ion) батарей, в електромобілях, існує загроза вибуху внаслідок подачі на неї надмірно високого навантаження або від виробничого браку, і це, в свою чергу, може призвести до запалення суміші газів і самозаймання автомобіля [2]. Окрім того, виробництво електричної енергії, яка живить електродвигун в Україні переважним чином відбувається за рахунок атомної енергетики та ТЕС. Як свідчать прогнозовані обсяги виробництва електроенергії на 2021 рік зазначені Міністерством енергетики України, виробництво АЕС займає традиційно панівну частку в ОЕС України – 50%; ТЕС – на рівні 27%; ТЕЦ та когенераційні установки – близько 8%; ГЕС та ГАЕС (включно з ГЕС за "зеленим" тарифом) – близько 5%; обсяги виробництва електроенергії з альтернативних джерел (ВДЕ) – близько 9%; блок-станції – близько 1% від загального обсягу [3]. Таким чином екологічний електромобіль споживає електроенергію, яка виробляється здебільшого з не відновлювальних джерел енергії з використанням екологічно небезпечних технологій.

На даний час проводяться роботи по створенню двигунів нових типів – адіабатний керамічний двигун, який повинен забезпечувати високий термічний ККД завдяки температурі робочого процесу через мале випромінювання теплоти в навколишнє середовище, тобто пропонується знизити теплопередачу через стінки і головки циліндрів шляхом застосування матеріалів з низькими коефіцієнтами теплопровідності (кераміка, двоокис цирконію, окис титану). У

цьому випадку процеси в циліндрі наближаються до адіабатних. Такий двигун може працювати без спеціальної системи охолодження, що дає додатковий приріст енергетичних показників, поліпшення економічності та зменшення маси і габаритів дизеля, хоча в цьому випадку істотно ускладнюється змащення деталей, що працюють при високих температурах. Дослідження токсичності адіабатних дизелів показали, що має місце зменшення викидів CO і C_mH_n та, хоча кількість NO_x дещо збільшується. На цей час недоліком адіабатних двигунів є їх малий строк служби, що пов'язано з недосконалістю керамічних матеріалів.

Набирає обертів застосування гібридних силових установок на базі двигунів внутрішнього згорання, як більш екологічної конструкції порівняно з класичними ДВС. Головний пріоритет гібридного автомобіля – зниження витрати палива, а також зниження шкідливих викидів в атмосферу. Електродвигун компенсує нерівномірності роботи ДВС і недоліки моменту, забезпечуючи плавність ходу і економію палива за рахунок енергії накопичувача, отриманої при рекуперативному гальмуванні.

Plug-in гібрид – потужна комбінація бензинового двигуна та електромотора може забезпечити нульовий рівень викидів в чистому електричному режимі та економічне і комфортне водіння на великі відстані у гібридному режимі. «Повна» версія гібриду, на відміну від електромобіля, не вимагає підзарядки від електричної мережі, оскільки акумуляторна батарея автоматично заряджається завдяки використанню надлишкової кінетичної енергії транспортного засобу. Завдяки помірному споживанню пального - при пересуванні містом до 80% шляху авто долає на електричній енергії без участі ДВЗ. Під час руху на електричній тязі містом гібридне авто не створює шуму.

Беручи до уваги особливості в експлуатації усіх вище зазначених типів приводу автомобіля з умов екологічності та економічності, вважаємо, що гібридні автомобілі, які об'єднують позитивні якості ДВЗ та тягових електричних двигунів на даний час, в сучасних умовах енергозабезпечення в Україні є вирішенням питань екологічності і технологічності і потребують подальшого розвитку та вдосконалення конструкції.

Література

1. Альтернативна Україна: авто на метані як приклад енергонезалежності країни / Електронний ресурс/ <https://economistua.com/avto-na-metani-yak-priklad-energonezalezhnosti-krayini/>.
2. Міщенко М. Т. Особливості експлуатації автомобілів з електроприводом в сучасних умовах розвитку енергетичної галузі в Україні / Марченко А. П., Міщенко М. Т., Будьонний М. М. // Матеріали III Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету, квітень 2021. – Х.: Видавництво Іванченка І. С., 2021. – с.346 -352.
3. Прогнозовані обсяги виробництва електроенергії на 2021 рік. Міністерство енергетики України / Електронний ресурс / http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/publish/article?art_id=245487451.

Михалевич Микола Григорович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, mkolyag@gmail.com

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

СПРОЩЕННЯ ПРОЦЕСУ ВИПРОБУВАННЯ АГРЕГАТІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ КІБЕРФІЗИЧНИХ СИСТЕМ

Створення агрегатів та систем транспортних засобів слід розглядати як комплекс послідовних логічних дій, починаючи від появи ідеї до випуску готового продукту. Одним із завершальних етапів у цьому переліку найчастіше виступає випробування дослідного зразка, а потім і серійного продукту. В ході випробування можна отримати інформацію стосовно основних експлуатаційних характеристик агрегату, стабільності його роботи, впливу умов експлуатації на ресурс та інше. Однак випробування агрегатів та систем транспортних засобів є достатньо складним, коштовним та довготривалим процесом. Одним із шляхів його спрощення є використання кіберфізичних систем.

Застосування кіберфізичної системи для випробування електропневматичного приводу зчеплення виглядає наступним чином. Завданням кіберфізичної системи є поєднання виконаного на фізичному рівні електропневматичного механізму керування зчепленням та моделі елементів трансмісії автомобіля (рис. 1). Це дозволить відпрацьовувати алгоритми керування зчепленням в різних умовах експлуатації. При цьому не буде необхідності встановлення дослідного зразка на реальний транспортний засіб, що значно здешевить та прискорить випробування.

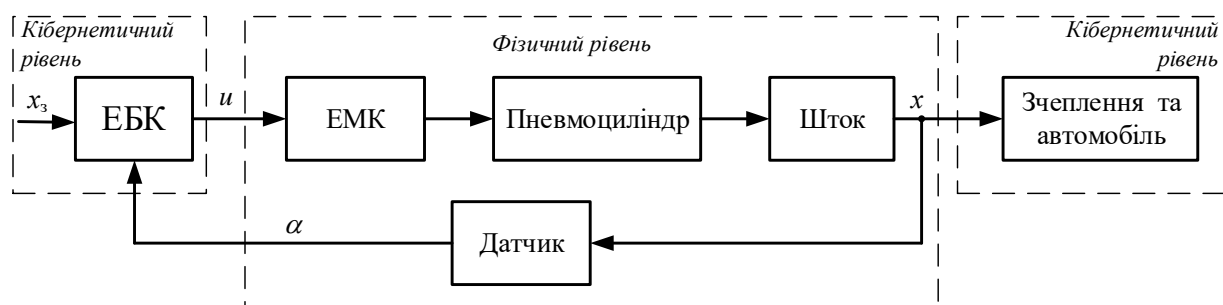


Рисунок 1 – Структура кіберфізичної системи керування зчепленням

У якості об'єкта дослідження виокремимо електропневматичний підсилювач зчеплення (ЕППЗ), що включає в себе систему електромагнітний клапан (ЕМК) – пневматичний циліндр – шток, якою керує електромагнітний клапан [1]. Лінійне переміщення штока за допомогою додаткового вузла перетворюється на поворот валу потенціометричного датчика. Таким чином,

кожному переміщенню штока відповідає певне значення кута, що визначається датчиком.

Під кіберфізичною системою мається на увазі поєднання модельного рівня, що реалізовано за допомогою ЕОМ, із фізичним рівнем. На модельному рівні, як правило, реалізуються моделі складних об'єктів керування для відпрацювання та вдосконалення алгоритмів керування, що розробляються [2]. У разі досягнення алгоритмом поставленого завдання виконується автоматична генерація програмного коду для цільової платформи.

Частіше за все таке проектування проводять в середовищах LabVIEW компанії National Instruments і MATLAB/Simulink компанії Mathworks, у яких передбачені комунікаційні функції. Різні датчики і виконавчі пристрої можуть підключатися через COM порт або USB. Це дозволяє перейти від імітаційних моделей до гібридних, в яких поєднуються як моделі складних об'єктів, так і реальні фізичні пристрої. Однак використання зазначених функцій при необхідності реалізації протоколів обміну викликає певні труднощі, тому до недавнього часу зустрічалося досить рідко, адже виконувалося лише дослідниками високої кваліфікації.

Більш доцільно використовувати певну проміжну ланку між ЕОМ та апаратурою фізичного світу системи. Така проміжна ланка є мікропроцесорним пристроєм, що приймає сигнали від різноманітних датчиків, перетворює їх у цифровий код та передає до ЕОМ для подальшої обробки. У якості такого мікропроцесорного пристрою у даній роботі рекомендується використовувати Arduino.

Arduino – це мікропроцесорна платформа для проектування електронних пристроїв, що включає в себе як безпосередньо плати Arduino, так і програмне забезпечення для ЕОМ, а також периферійні плати, які можна підключати до основної плати Arduino. Особливістю плати є можливість її безпосереднього програмування, без застосування спеціальних програматорів.

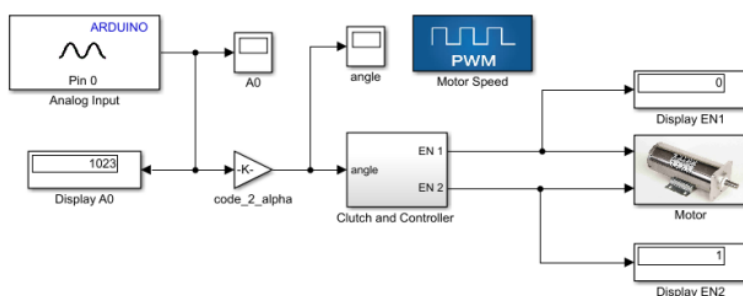
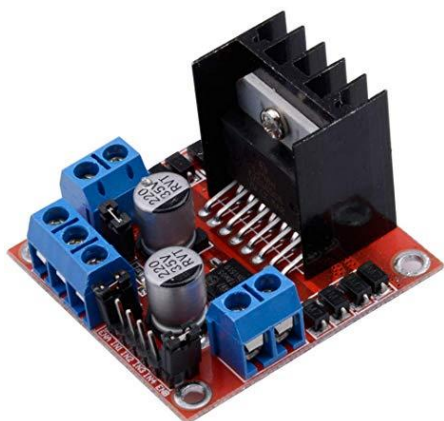
При виконанні роботи зв'язок між переміщенням штока віртуального пневматичного циліндра та кутом повороту вала датчика реалізується за допомогою двигуна постійного струму (ДПС), кут повороту якого вимірюється потенціометричним датчиком. Безпосередньо керування ДПС, так само як і реєстрацію результатів виміру від потенціометричного датчика, здійснюватиме мікропроцесорна платформа Arduino.

Зазвичай ДПС споживають струм більше ніж може видати Arduino. Також вони створюють небезпечні викиди напруги, тому необхідно ізолювати ДПС від плати Arduino і живити його через окремий блок живлення. Також безпечно керувати ДПС за допомогою ШІМ дозволяє використання транзистора. Він працює як простий перемикач з електронним керуванням. Недоліком використання транзистора для керування ДПС є неможливість зміни напрямку його обертання, тобто керувати напрямком обертання ДПС без зміни підключення живлення до його виводів.

Для вирішення даної задачі можна використовувати Н-міст. Н-міст є логічною схемою, що складається з чотирьох логічних елементів релейного або

напівпровідникового типу та має два стани – відкритий та закритий. Попарною зміною станів цих елементів, можна змінювати напрямок руху струму а, отже, напрямок обертання вала ДПС. Н-міст можна зібрати, наприклад, за допомогою, MOSFET транзисторів, однак на ринку існують спеціалізовані мікросхеми Н-мостів. З плином часу вони стають все дешевше і безпечніше, а також отримують більше можливостей. Однією з таких мікросхем Н-моста є мікросхема L298 (рис. 2 а).

Програма для реалізації кібернетичного рівня системи реалізована у пакеті Simulink програмного комплексу MATLAB (рис. 2 б).



а) Модуль для керування на базі мікросхеми L298N

б) Програмна частина системи

Рисунок 2 – Реалізація фізичного та кібернетичного рівня системи для дослідження ЕППЗ

Програма складається з наступних елементів:

- блок «Analog Input» – забезпечує прийом коду з аналогового виходу A0 мікропроцесорної платформи Arduino у діапазоні від 0 до 1023, які відповідають крайнім положенням вала потенціометричного датчика;

- блок «code_2_alpha» – забезпечує пере-рахунок коду, отриманого з потенціометричного датчика в кут повороту вала двигуна;

- блок «Clutch and Controller» – містить в собі модель системи ЕМК – пневматичний циліндр – шток, реалізованої за формулою (1) та П-регулятор, що забезпечує керування кутом повороту вала ДПС;

- блок «Motor» – забезпечує передачу керуючих впливів на цифрові виводи 9 та 10 Arduino.

- блок «Motor Speed» – встановлює швидкість обертання ДПС за допомогою ШІМ-сигналу. У нашому випадку швидкість задається постійною.

Запропонований підхід під час дослідження системи дозволяє поєднати фізичний (експериментальний) рівень з роботою математичної моделі. По-перше вказаний підхід дозволяє значно спростити процес дослідження, порівняно з експериментальним, по-друге – отримати результати роботи

системи в більш різноманітних умовах і з урахуванням більшої кількості факторів.

Приведений у роботі підхід та описана матеріальна база дозволяють досліджувати будь-які системи, які мають фізично відтворені прототипи або їх складові.

Література

1. Богомолів В. А. Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления / В. А. Богомолів, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вестник ХНТУСГ имени Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – Выпуск №155. – С. 14-20.

2. Гурко А.Г. Повышение точности оценки состояния динамических объектов комплексом MATLAB-Arduino при проектировании киберфизических систем / А.Г. Гурко, А.П. Плахтеев, П.А. Плахтеев // Радиоэлектроника, информатика, управление. – 2016 – №1. – С. 84–91.

Подригало Михайло Абович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com

Тарасов Юрій Володимирович, д.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yuriy.ledd@gmail.com

Ткаченко Іван Володимирович, аспірант Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, tkch.ivan1995@gmail.com

Драгун Олександр Сергійович, аспірант Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Alexnomou96@gmail.com

Радченко І.А., к.в.н., доцент, Національна академія національної гвардії України, radik19702603@gmail.com

Лукашенко Сергій Сергійович, старший викладач кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України, Lukash88888@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ МЕТОДОМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ

Гальмівні механізми є найбільш навантаженими елементами гальмівного керування, в яких накопичується та розсіюється більша частина кінетичної та потенціальної енергії автомобіля, що виділяється під час гальмування.

Проведений аналіз літератури показав, що відомі результати, які свідчать про реальне розподілення енергії автотранспортного засобу, що гальмує, за

видами опору руху визначені [1] тільки для початкової швидкості руху $V_a = 50$ км/год (13,9 м/с), конкретної моделі машини і мають оцінний (приблизний) характер. Вказане ускладнює проведення сертифікаційних гальмівних випробувань автотранспортних засобів, враховуючи відсутність у відомій літературі [1, 2] опису відповідних методів теоретичного або експериментального отримання необхідних результатів. Це не дає змоги провести точно визначення енергонавантаження гальмівних механізмів автомобілів.

У роботах авторів [3, 4] були пропозиції застосовувати для оцінки енергонагруженості гальмівних механізмів метод порціальних прискорень. Визначення енергетичного балансу автомобіля дозволяє точніше оцінити енергонавантаження гальмівних механізмів при гальмуванні.

Рівняння парціальних прискорень має вигляд

$$\dot{V}_a = -\frac{P_\tau / m_a}{\delta_{об} - S_{хкр}} - \frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_\partial) + g \cdot t}{\delta_{об} - S_{хкр}} - \frac{K_1 / (m_a \cdot r_\partial)}{\delta_{об} - S_{хкр}} \cdot V_a - \frac{kF / m_a}{\delta_{об} - S_{хкр}} \cdot V_a^2. \quad (1)$$

Вимірюючи за допомогою бортового вимірювального реєстраційного комплексу ХНАДУ [210] значення лінійних прискорення \dot{V}_a та швидкості V_a з проміжками, що дорівнюють часу Δt .

Для визначення парціального прискорення $\frac{P_r}{m_a}$ (питомої гальмівної сили),

що створюється фрикційними парами гальмівних механізмів необхідно визначити коефіцієнт

$$l_0 = x - l_1. \quad (2)$$

Для визначення коефіцієнта l_1 необхідно додаткове випробування – вибіг (рух накатом) автомобіля.

Рівняння вибігу автомобіля має вигляд

$$\dot{V}_a = -l_1' - l_2' \cdot V_a - l_3' \cdot V_a^2, \quad (3)$$

де l_1' , l_2' , l_3' , – коефіцієнти регресії степеневого ряду у рівнянні парціальних прискорень при вибігу автомобіля

Питома потужність тертя в розрахунковій точці \bar{t}_i процесу

$$N_{\tau_{num_i}} = \frac{N_{\tau_i}}{m_a} = \frac{P_{\tau_i}}{m_a} \cdot \bar{V}_{a_i}. \quad (4)$$

Питома потужність приймається постійною для кожного кроку вимірювання ΔT_i . Питома робота тертя в гальмівних механізмах, виконана за час ΔT ,

$$\Delta A_{\tau_{num_i}} = N_{\tau_{num_i}} \cdot \Delta T. \quad (5)$$

де $N_{\tau_{num_i}}$ – питома потужність тертя в гальмівних механізмах, виконана на i -ому кроці вимірювання ΔT_i .

Знаючи масу автомобіля m_a та помножуючи питомі показники $\frac{P_r}{m_a}$, $N_{\tau_{num_i}}$, $A_{\tau_{num}}$ на її величину, можна в подальшому перейти до абсолютних показників енергонавантаження гальмівних механізмів.

Є цікавим визначення сумарної роботи тертя, що здійснюється фрикційними парами гальмівними механізмів при багатократних (циклічних) гальмуваннях. У цьому випадку сумарна робота, що здійснюється гальмівними механізмами, може бути визначена як

$$A_{\tau_{\Sigma}} = \Delta T \cdot m_a \sum_{j=1}^l \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\tau_{num_{ij}}}, \quad (6)$$

де l – число j -их гальмувань, що складають досліджуваний цикл.

Запропонована методика дозволить більш точний визначити енергонавантаження гальмівних механізмів під час динамічних випробувань автотранспортних засобів.

Література

1. Бухарин, Н.А. Автомобили/ Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – М.-Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
2. Гуревич, Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.
3. Тарасов Ю.В. Застосування методу парціальних прискорень для визначення енергонавантаження автомобіля, що гальмує / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеїн // Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. – 2012. – №1. – С. 59–64.
4. Шеїн В.С. Удосконалення методів і засобів сертифікаційних випробувань фрикційних пар гальмівних механізмів автомобілів : дис. канд. техн. наук: спец. 05.01.02 / Шеїн Віталій Сергійович. – Х., 2017. – 195 с.
5. Подригало М.А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец, В.І. Гацько // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2009. – Вип. 89. – С. 87–89.

Подригало М.А., д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com

Холодов М.П., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, michaelkholodov@gmail.com

Потапов М.М. к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, potapovnik1983@gmail.com.

ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ККД АВТОМОБІЛІВ З ІНЕРЦІЙНИХ РУШІЯМИ

Конструкція машини з інерційним рушієм (інерцоїда) була запропонована В. Н. Толчиним в 1936 році [1–2]. Твердження автора роботи [1] про те, що сили інерції є джерелом поступального руху машини, не витримує критики. Сили інерції є фіктивними реактивними силами й бути рушійними (тяговими) ніяк не можуть. Це твердження суперечить законам класичної механіки. Але є питання що до підвищення ККД таких машин.

Для підвищення ККД автомобілів з інерційних рушіями необхідно отримати максимум імпульсу тягової сили за один цикл (оборот вала провідної ланки). Імпульс тягової сили

$$S = \int_0^{T_1/2} P_0 dt, \quad (1)$$

де T_1 – час одного циклу коливань вхідної ланки.

Тягова сила машини з інерціальним рушієм

$$P_0 = (m_1 + m_2) \cdot r (\omega_2^2 \sin \psi_2 - \varepsilon_2 \cos \psi_2), \quad (2)$$

де $m_1; m_2$ – маси грузів ($m_1 = m_2$);

r – радіус обертання центрів мас грузів m_1 і m_2 ;

$\omega_2; \varepsilon_2$ – кутова швидкість і прискорення вихідної ланки 2;

ψ_2 – кут між напрямками осі важеля 2 і напрямком руху автомобіля.

$$\psi_2 = \int \omega_2 dt; \quad (3)$$

де t – час.

Цільова функція оптимізації має для розглянутого випадку вид

$$\max [S = (m_1 + m_2) \cdot r \int_0^{T_1/2} (\omega_2^2 \sin \psi_2 - \varepsilon_2 \cos \psi_2) dt]. \quad (4)$$

Зробимо допущення того, що кутова швидкість вихідної ланки (рис. 1) змінюється за синусоїдальним законом

$$\omega_2 = A_{\omega_2} \sin(\omega_1 t), \quad (5)$$

де A_{ω_2} – амплітуда коливання кутової швидкості вихідної ланки;
 ω_1 – кутова швидкість вхідної ланки.

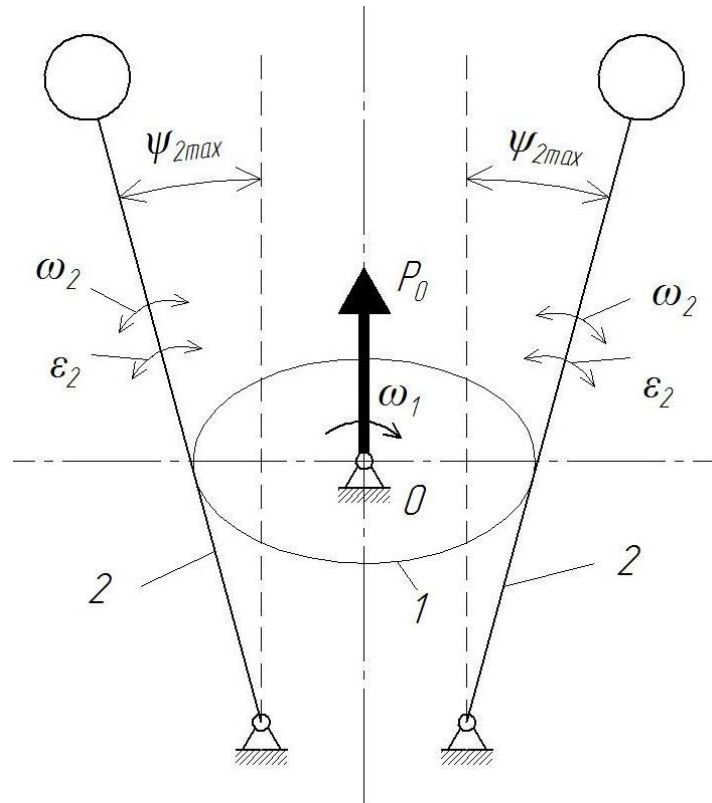


Рисунок 1 - Кінематична схема механізму

Кут повороту ланки 2

$$\psi_2 = \int \omega_2 dt = A_{\omega_2} \int \sin(\omega_1 t) dt = c - A_{\omega_2} / \omega_1 \cdot \cos(\omega_1 t), \quad (6)$$

де c – постійна інтегрування.

При $t=0$ $\psi_2 = 0$ та

$$c = \frac{A_{\omega_2}}{\omega_1}. \quad (7)$$

Таким чином

$$\psi_2 = \frac{A_{\omega_2}}{\omega_1} [1 - \cos(\omega_1 t)]. \quad (8)$$

Кутове прискорення вихідної ланки

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = A_{\omega_2} \cdot \omega_1 \cdot \cos(\omega_1 t). \quad (9)$$

Цільова функція (4) з урахуванням (5), (9) набуде вигляду

$$\begin{aligned} \max [S = (m_1 + m_2) \times \\ \times r \int_0^{T_1/2} [A_{\omega_2}^2 \sin(\omega_1 t) \sin \psi_2 - A_{\omega_2} \omega_1 \cos(\omega_1 t) \cos \psi_2] dt. \end{aligned} \quad (10)$$

або

$$\begin{aligned} \max \left\{ S = (m_1 + m_2) \times \right. \\ \left. \times r \cdot A_{\omega_2}^2 \left[\int_0^{T_1/2} \sin(\omega_1 t) \sin \psi_2 dt - \frac{\omega_1}{A_{\omega_2}} \int_0^{T_1/2} \cos(\omega_1 t) \cos \psi_2 dt \right] \right\}. \end{aligned} \quad (11)$$

Оскільки кут $\psi_{2\max}$ має відносно невеликі значення, то приймаючи допущення того, що $\sin \psi_2 \approx \psi_2$ і $\cos \psi_2 \approx 1$, перетворимо вираз (11) з урахуванням співвідношення (8) до виду

$$\begin{aligned} \max \left\{ S = (m_1 + m_2) \times \right. \\ \left. \times r \cdot A_{\omega_2}^2 \left[\int_0^{T_1/2} \sin(\omega_1 t) \frac{A_{\omega_2}}{\omega_1} [1 - \cos(\omega_1 t)] dt - \frac{\omega_1}{A_{\omega_2}} \int_0^{T_1/2} \cos(\omega_1 t) dt \right] \right\}. \end{aligned} \quad (12)$$

Період коливань вхідного ланки

$$T_1 = 2\pi/\omega_1. \quad (13)$$

Вираз (12) ще раз перетворимо до виду

$$\max \left\{ S = (m_1 + m_2) \cdot r \cdot A_{\omega_2}^2 \left[\frac{A_{\omega_2}}{\omega_1} \int_0^{T_1/2} \sin(\omega_1 t) dt - \frac{A_{\omega_2}}{\omega_1} \int_0^{T_1/2} \sin(\omega_1 t) \cos(\omega_1 t) dt - \frac{\omega_1}{A_{\omega_2}} \int_0^{T_1/2} \cos(\omega_1 t) dt \right] \right\}. \quad (14)$$

Вираз (14) можна представити як

$$\max \{ S = (m_1 + m_2) \cdot r \cdot A_{\omega_2}^2 \cdot X, \quad (15)$$

де X – являє собою функцію

$$\begin{aligned} X &= \frac{A_{\omega_2}}{\omega_1} \int_0^{T_1/2} \sin(\omega_1 t) dt - \frac{A_{\omega_2}}{\omega_1} \int_0^{T_1/2} \sin(\omega_1 t) \cos(\omega_1 t) dt - \frac{\omega_1}{A_{\omega_2}} \int_0^{T_1/2} \cos(\omega_1 t) dt = \\ &= -\frac{A_{\omega_2}}{\omega_1^2} \cos(\omega_1 t) - \frac{A_{\omega_2}}{2\omega_1^2} \sin^2(\omega_1 t) - \frac{\sin(\omega_1 t)}{A_{\omega_2}} \Big|_0^{T_1/2} \end{aligned}$$

Після підстановки меж інтегрування отримаємо

$$X = \frac{2A_{\omega_2}}{\omega_1^2}. \quad (17)$$

Після підстановки (17) в (15) цільова функція оптимізації прийме наступний вигляд

$$\max \left[S = 2(m_1 + m_2) \cdot r \cdot \frac{A_{\omega_2}^3}{\omega_1^2} \right]. \quad (18)$$

З виразу (18) видно, що зі збільшенням параметрів $m_1 + m_2$, r , $\frac{A_{\omega_2}^3}{\omega_1^2}$ забезпечується отримання максимуму імпульсу тягової сили. Для раціонального вибору конструктивних параметрів механізму, представленого на рисунку 1 необхідно визначити співвідношення $\frac{A_{\omega_2}^3}{\omega_1^2}$.

З виразу (5) визначимо $\omega_{2\max} = A\omega_2$. Частота коливань ν_2 коромисла 2 може бути виражена через частоту коливань (обертання) ν_1 кулачка 1 (рис. 1) наступним виразом

$$\nu_2 = 2 \cdot \nu_1. \quad (19)$$

Враховуючи що

$$\nu_1 = \frac{2\pi}{\omega_1}. \quad (20)$$

та

$$\nu_2 = \frac{2\pi}{\omega_2}, \quad (21)$$

Визначимо після підстановки (20) і (21) в (19)

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{2}. \quad (22)$$

Умовно (для попереднього розрахунку) приймаючи

$$\omega_2 \cong \omega_{2\max} = A\omega_1, \quad (23)$$

Після підстановки (23) в (18), отримаємо

$$\max \left[S = (m_1 + m_2) \cdot r \cdot \frac{\omega_1}{4} \right]. \quad (24)$$

Таким чином отримання $S = S_{\max}$ можливо при максимальних значеннях m_1 ; m_2 ; r ; ω_1 .

ЛІТЕРАТУРА

- 1 В.Н Толчин. Инерцид. Силы инерции как источник поступательного движения. Пермь: Пермское книжное издательство, 1977. 99 с.
- 2 В.Н. Толчин Искусственная точка опоры и однотоктный инерцид. НТО СССР, 1969. №12. С. 22–24.

Rynkevich Sergey Anatolyevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Belarusian National Technical University, rynkev@tut.by

TRENDS IN THE CREATION OF MODERN AUTOMATED TRANSMISSIONS OF HEAVY CARS

Automatic and automated transmissions are widely used on a number of mobile vehicles, in particular, on vehicles equipped with hydromechanical transmissions (GMT). GMT is much easier to automate than mechanical transmissions, while this type of transmission can significantly improve the traction and speed properties of the vehicle, increase its cross-country ability, increase the service life of the transmission, as well as increase safety and facilitate the operator's working conditions [1, 2]. The technical level and efficiency of using modern heavy-duty vehicles largely depend on the type of transmission, the number of gears, the difference in the gear ratios of adjacent gears, the number of ranges, the method of gear shifting, reliability and their cost. At the same time, such transmissions must provide not only good dynamic characteristics of the vehicle movement, but also the performance of a large number of technological operations in a wide range of speed and load modes. Therefore, when creating new attractors, it is necessary to correctly synthesize the structure of the transmission and select its rational design parameters that provide high functionality at low costs for manufacturing and operation.

Modern equipment, which is operated at mining and processing enterprises (mining dump trucks, mine land trucks, road construction machines), is equipped with electronic on-board diagnostic, monitoring and control systems that allow to quickly (in real time) assess the technical condition of the engine, transmission and other mechanisms mobile machine.

Previously, the analysis of the technical condition of complex vehicle mechanisms was carried out through scheduled preventive work, which provided for periodic disassembly of mechanisms and parts after the vehicle had worked out a certain period of operation or passed a given mileage. However, this type of work is very expensive, time consuming and often economically unprofitable.

When creating modern heavy vehicles, they try to provide equal strength elements of mechanisms and parts. However, the operating conditions of these mobile machines are so diverse, changeable and ambiguous that the values of many parameters during operation changed in very wide ranges, often reaching and exceeding the maximum permissible values.

As a result, the system of planned preventive works has outlived its usefulness. has become ineffective. It does not allow timely identification of dangerous deviations of parameters, detecting failures and hidden defects, preventing the occurrence of malfunctions and predicting the residual life of a car, tractor, road construction machine, etc.

In modern market conditions, new innovative approaches to the processes of technical diagnostics are needed. Such an innovative approach was developed at the Department of Automobiles of BNTU and tested in relation to the diagnosis of

complex mechanical (MT) and hydromechanical transmission (GMT) cars. This approach provides for a complex of research and a number of scientific and technical stages [3, 4].

The innovativeness and novelty of approaches to the automation of control and diagnostics of automobile transmissions lies in the fact that here, at the theoretical and experimental levels of research, it is assumed that there will be widespread use of simulation of the physical properties of elements and the use of forced bench and factory tests aimed at obtaining the necessary information, as well as the use of information and intelligent technologies, which together will make it possible to develop adaptive algorithms for their subsequent implementation in on-board automotive electronic control and monitoring systems.

Analysis of the development of designs for automated transmissions of heavy vehicles and other mobile machines, both domestic and leading foreign firms (Komatsu, Caterpillar, BelAZ, Clarc, Volvo, Terex, Liebherr) shows that there is an active use of intelligent technologies in the production of modern mining equipment. In addition, a number of firms have developed an interest in all-electric dump trucks. For example, by order of Ciments Vigier SA, two companies – Kuhn Schweiz AG and Lithium Storage GmbH, based on the Japanese Komatsu HD605-7 dump truck, developed the E-Dumper dump truck, which runs on an electric engine with a power of 590 kW. The use of hydromechanical transmission limits the carrying capacity of vehicles, and modern technological processes of open pit mining require dump trucks of higher carrying capacity. The electric transmission helps to lift it. Komatsu mining dump trucks with electric transmission are identified by the letter E. In this type of dump truck, the engine is aggregated with a generator, which generates electricity to feed the traction wheel motors mounted in the rear axle hubs.

As a result of the comprehensive research carried out, the following trends in the creation of transmissions have been established.

1. Symbiosis of the process of hybridization of transmissions and the creation of cars with hybrid power plants.
2. Creation of robotic cars based on new information and intelligent technologies.
3. Creation of automatic transmissions adapted to unmanned vehicle control.

Literature

1. Rynkevich, S.A. Design, operation and diagnostics of mobile machines / S.A. Rynkevich, V.V. Kutuzov. - Mogilev: Belorus.-Ross. un-t, 2016 .-- 223 p. : ill.

2. Rynkevich, S.A. Automation of transmissions of hydraulic mobile machines / S.A. Rynkevich // Bulletin of the Belarusian-Russian University. - 2015. - No. 4 (45). - S. 68–78.

3. Rynkevich, S.A. Automation of diagnostics of mechanical and hydromechanical transmissions / S.A. Rynkevich // Auto-tractor construction and road transport: collection of scientific papers in 2 volumes / Belarusian National Technical University; editorial board: otv. ed. DV Kapsky [and others]. - Minsk: BNTU, 2020. - T. 1. - P. 46–50.

4. Skoybeda A.T. Improvement of algorithms for assessing the technical condition of hydromechanical transmissions / A.T. Skoybeda, S.A. Rynkevich // Automobile and

Савченко Є.Л., аспірант, Михалевич М.Г., д.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОСОБЛИВОСТІ ЛАБОРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОЮ ПІДВІСКОЮ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ N₃, M₃

Проведення експериментальних досліджень обумовлено необхідністю створення нових систем керування рівнем підлоги колісних транспортних засобів (КТЗ) з пневматичною підвіскою відповідно до вимог Правил Європейської економічної комісії Організації Об'єднаних Націй (ЄЕК ООН). Зокрема, при проектуванні нових КТЗ категорії M₃ для міських та приміських маршрутів, функція керування нахилом кузова КТЗ для полегшення посадки та висадки пасажирів на зупинках є обов'язковою для застосування в системі керування пневматичною підвіскою [1, 2].

Технічна ідея, покладена в основу при розробці нової лабораторної установки полягає в фізичному розділенні сили навантаження P_6 на частину системи підресорювання КТЗ, що моделюється, на дві складові: силу навантаження P_H , еквівалентну силі навантаження від маси M в сталому стані системи, та інерційну складову P_J , яка виникає в процесі руху маси M при її переміщенні під час зміни значення висоти H – рівня кузова КТЗ відносно опорної поверхні. Складова P_J має бути еквівалентною силі навантаження P_H від маси M .

Підхід до розділення сили навантаження на дві складові ілюструє кінематична схема стендового комплексу, наведена на Рис. 2.

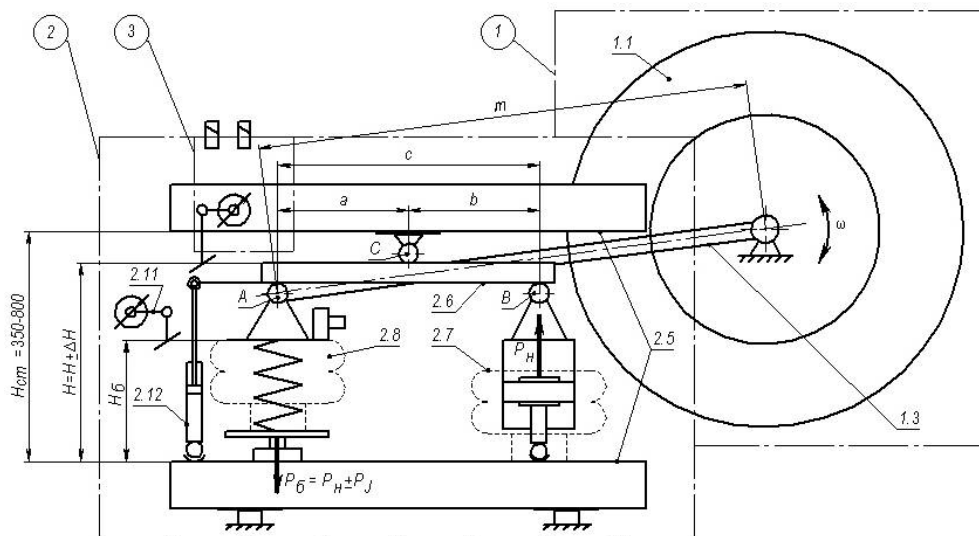


Рис. 2. Кінематична схема стендового комплексу: 1 – великий інерційний стенд; 2 – лабораторна установка; 3 – виконавчий пристрій;

Практична реалізація цієї ідеї дозволила відмовитися від розміщення фізичного вантажу, який імітує частину підресореної маси M над елементами підвіски КТЗ, що досліджуються, та розробити достатньо компактну лабораторну установку.

Масу фізичного вантажу замінено еквівалентною силою навантаження, яка створюється окремим пристроєм. Інерція фізичного вантажу імітується еквівалентною інерцією маси деталей, що обертаються, великого інерційного стенду [3] для досліджень елементів гальмового керування.

Сила інерції P_I , яка створюється рухомими частинами великого інерційного стенду (1) і має бути еквівалентною силі P_H , через важіль (1.3) приводиться в точку прикладення сили навантаження P_H – до шарніру (А). Встановлення значення сили P_I відбувається шляхом переміщення всієї лабораторної установки (2) відносно вісі обертання рухомих частин великого інерційного стенду (1) та зміни абсолютної відстані m від вісі маховика (1.1) до центру шарніру (А).

Таким чином, створена лабораторна установка (2), побудована на основі застосування ідеї розділення сили навантаження на дві складові, в поєднанні з існуючим великим інерційним стендом (1), увійшла до складу нового стендового комплексу.

Висновки

1. Новизна лабораторної установки полягає в розділенні статичного та інерційного навантаження на пружний елемент КТЗ, що досліджується.
2. Статичне навантаження відтворюється тиском в балоні (2.7) і може бути змінено завдяки зміні цього тиску.
3. Інерційне навантаження відтворюється маховою масою (1.1) деталей, що обертаються і може бути узгоджена із статичним навантаженням шляхом корегування довжини важеля (1.3).

Література

1. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських транспортних засобів великої місткості стосовно загальної конструкції (Правила ЕЭК ООН № 36-03:1999, IDT; Добавление 35: Правила № 36 Пересмотр 3): ДСТУ UN/ECE R 36-03:2008 – [Чинний від 25.12.2002]. – К.: Державтотранс НДІпроект, 2002. – (Національний стандарт України).
2. Regulation No 107 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of category M2 or M3 vehicles with regard to their general construction [2018/237]: on condition 2018.02.23 – Official Journal of the European Union – UN/ECE, 2018. – 137p. URL: <https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/51888617-1872-11e8-ac73-01aa75ed71a1/> (дата звернення 10.10.2021).
3. Туренко А.Н. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев, Н.Г. Михалевич, А.Н. Красюк. – Х.: ХНАДУ, 2-е издание, дополненное, 2015. – 450 с.

Сахно Володимир Прохорович, д.т.н., професор, Національний транспортний університет, svp_40@ukr.net

Поляков Віктор Михайлович, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет, poljakov_2006@ukr.net

Шарай Світлана Михайлівна, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет, svetasharai@gmail.com

Човча Ірина Василівна, аспірантка, Національний транспортний університет, 0980478368@ukr.net

ДО ПОРІВНЯЛЬНОЇ ОЦІНКИ МЕТРОБУСІВ РІЗНИХ КОМПУНУВАЛЬНИХ СХЕМ

Безпечні системи громадського транспорту все більше розглядаються як важливий засіб безпечного підвищення мобільності населення, особливо в міських районах, які страждають від зростаючих транспортних заторів. У багатьох містах з високими доходами особливо акцентується політика скорочення використання особистого автомобільного транспорту за допомогою інвестицій в розвиток мереж громадського транспорту. Інвестиції в безпечний громадський транспорт розглядаються також як механізм, що стимулює зростання фізичної активності і, отже, сприяє зміцненню здоров'я населення.

Метробус або нова система автобусного руху «Швидкісний автобусний транспорт» (Bus Rapid Transport, BRT) є результатом розвитку мережі автобусного суспільного транспорту. В порівнянні з метро цей проект має певні явні переваги: менша вартість створення мережі, менша вартість рухомого складу, мобільність та ін.

Зручність, безпека і покращена організація дорожнього руху – це далеко не все, що зможе дати пасажиром система швидкісного автобусного транспорту. У цій системі пасажирські швидкісні автобуси пересуваються по спеціально виділених смугах. Вони відокремлені від проїжджої частини і обладнані закритими пасажирськими станціями з платформами на одному рівні і підземними переходами.

Рухомий склад, що використовується в системі BRT, двох видів: перший - класичний, дволанковий метробус з двигуном, що працює як на дизельному, так і на газовому паливі; другий варіант - триланковий метробус нового покоління з гібридним електро-газовим двигуном. Ці два варіанти притаманні зчленованим автобусам, 18-ти і 24-х метрової довжини.

Поряд з незаперечними перевагами триланкових зчленованих автобусів і тролейбусів їм притаманні і недоліки – гірші маневреність і стійкість руху у порівнянні з дволанковими. Крім того, ефективність експлуатації таких машин тісно пов'язана з пасажиропотоком, який протягом дня може змінюватися в рази. Тому перспективним може стати автопоїзд у складі двох (або трьох) автобусів чи тролейбусів, що працюють у зчіпці, пасажиромісткість яких аналогічна зчленованим автобусам і тролейбусам. У години пік працює

автобусний поїзд, а у міжпіковий період – кожен автобус окремо (можлива стоянка одного автобуса на виділеному майданчику).

Ще у 1993 р. інститутом «ДержавтотрансНДІпроект» разом з Київським автомобільно-дорожнім інститутом була розроблена конструкція автопоїзда, якій складався з двох автобусів ЛАЗ-695, що працювали в зчипці. Дослідна експлуатація такого автопоїзда на одному з маршрутів м. Києва показала його життєздатність. Проте, поява у м. Києві у цей же час шарнірно-зчленованих автобусів Ikarus-180 стала причиною припинення їх експлуатації. Однак, такі причіпні автопоїзди можуть знайти своє застосування в системі BRT.

Особливістю проектування функціональних систем, що забезпечують маневреність та стійкість автопоїздів і метробусів (у подальшому автотранспортних засобів - АТЗ), є паралельні процеси їх конструювання, оптимізації і моделювання динаміки транспортного засобу в цілому при багатокритерійних інколи суперечливих задачах.

Характеристики маневреності і стійкості, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів модулів АТЗ. У загальному випадку бажані сполучення вказаних параметрів з точки зору стійкості та маневреності навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як, наслідок, є складність отримання на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями маневреності та стійкості руху. Успіх у рішенні подібних задач залежить від того, наскільки вдало обрана математична модель і її істотні параметри, що описують поведінку динамічної системи у різних режимах руху.

Диференціальні рівняння руху триланкового метробуса, що складається із двовісного автобуса і двох причепів (або напівпричепів) були отримані на основі загальних теорем механіки про зміну головного вектора і головного моменту кількості руху. За допомогою розробленої математичної моделі триланкового метробуса визначені показники маневреності і стійкості руху. Зокрема, встановлено, що габаритна смуга руху при русі коловою траєкторією автопоїзда з керованим другим причепом складає 6,78 м, а з некерованим – 7,43 м, що на 7,65% і 5,21% відповідно менше, чим для метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах.

При виконанні маневру ISO за швидкості руху автопоїздів 5 м/с як метробус з некерованим, так і керованим другим причепом вписуються у нормований коридор руху. При швидкості 10 м/с уже спостерігаються коливання керованого другого причепа, а відповідно і метробуса, які перевищують допустимі, а при швидкості 15 м/с це явище має місце і для метробуса з некерованим другим причепом.

Отримана система рівнянь дозволяє досліджувати поведінку триланкового (дволанкового) метробуса як у стаціонарних, так і нестаціонарних рухах, а також визначати критичну швидкість $v_{кр}$ автопоїзда, яка має два

підходи до своєї кількісної оцінки: перший, зв'язаний з дослідженням характеристичних рівнянь (1-й метод Ляпунова) чи функції Ляпунова (2-й метод Ляпунова), другий – з виходом параметрів руху за припустиму область. Критерій $v_{кр}$ зв'язує конструктивні й експлуатаційні параметри автопоїзда та його швидкість і дозволяє знайти її верхню межу, перевищення якої приводить до втрати стійкості руху.

Визначена критична швидкість руху триланкових метробусів з керованим і некерованим другим причепом (напівпричепом) та проаналізовані фактори, що впливають на її чисельне значення. За обраних вихідних даних критична швидкість руху для причіпної і напівпричіпної компоувальної схеми автопоїзда відповідно склала 29,83 м/с і 32,44 м/с.

Встановлено, що на підвищення критичної швидкості руху метробуса позитивно позначається зменшення коефіцієнта опору відведенню коліс керованих осей автобуса і другого причепа (наприклад, зменшенням тиску повітря в шинах коліс цих осей). Аналогічно до збільшення критичної швидкості руху призводить і підвищення коефіцієнта опору відведення коліс некерованих осей причепа, зменшення відстані між центром мас автобуса і точкою його зчипки з першим причепом. Збільшення маси автобуса і першого причепа при незмінній загальній масі метробуса призводить до збільшення критичної швидкості руху автопоїзда, у той час як збільшення маси останнього причепа призводить до її зменшення. При цьому встановлено, що швидкість появи коливальної нестійкості метробуса, що відповідала появі першого додатного кореня при розв'язку характеристичного рівняння, менша його критичної швидкості. За величиною цієї швидкості перевагу слід віддати автопоїзду з некерованим другим причепом.

Про стійкість метробуса у перехідних режимах руху можна судити по кутовій швидкості рискання окремих ланок метробуса і величині бічних прискорень при виконанні ним різних маневрів, зокрема «ривок рульового колеса» і «переставка». На основі проведених розрахунків встановлено, що для дволанкового метробуса кутова швидкість рискання автобуса на 25% менша у порівнянні з триланковим, а причепа – залишається майже незмінною у порівнянні з першим причепом і зменшується у 2,3 рази у порівнянні з другим причепом. Однак, про стійкість руху також можна судити по величині бічних прискорень, що діють у центрі мас окремих ланок. За величиною прискорень визначався режим руху. Режим руху вважався стійким, якщо прискорення будь-якої ланки метробуса не перевищували $4,5 \text{ м/с}^2$. Встановлено, що за швидкості 10 м/с бічні прискорення, що діють на окремі ланки метробуса з некерованим другим причепом при виконанні маневру «поворот», менші у порівнянні з керованим метробусом на 22...29%. При виконанні маневру «ривок рульового колеса» за швидкості 10 м/с обидва варіанти метробуса не забезпечують стійкість руху, бо максимальні бічні прискорення у центрі мас другого причепа перевищують порогове значення – $4,5 \text{ м/с}^2$.

Проведеними дослідженнями виявлені переваги і недоліки метробусів різних компоновальних схем, які можуть стати в нагоді при розробці конструкцій таких автопоїздів і подальшій їх експлуатації.

Sevruk Victor Sergeevich, design engineer of the 1st category, Minsk Wheel Tractor Plant, Minsk, Belarus, viktr-sevruk@tut.by

Ruckteschell Oleg Stepanovich, Doctor of technical Sciences, Professor, Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

ANALYSIS OF SCHEMES OF RETARDER CONTROL SYSTEMS PRODUCED BY DOMESTIC AND FOREIGN MANUFACTURERS

The results of the study of retarder control systems of the main manufacturers are presented. The principles of their operation and their application features are described, advantages and disadvantages are noted. Based on the collected information, a conclusion is made about the basic principles of regulating the braking torque created by the retarder.

Literature

1. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть : Учеб. пособие для вузов / А. И. Гришкевич [и др.] ; под ред. А. И. Гришкевича. – Мн. : Выш. шк., 1987. – 200 с.

2. Нарбут, А. Н. Гидротрансформаторы / А. Н. Нарбут. – М. : Машиностроение, 1966. – 216 с.

3. Стесин, С. П. Лопастные машины и гидродинамические передачи : Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / С. П. Стесин, Е. А. Яковенко. – М. : Машиностроение, 1990. – 240 с.

4. Алексапольский, Д. Я. Гидродинамические передачи / Д. Я. Алексапольский. – М. : Машгиз, 1963. – 271 с.

5. Трансмиссии Allison [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.allisontransmission.com/ru-ru/transmissions>. Дата доступа: 07.07.2021.

6. Voith retarders – for greater safety, cost-effectiveness, and sustainability [Electronic resource]. – Mode of access: <https://voith.com/uk-en/braking-systems/retarders-trucks.html>. Date of access: 07.07.2021.

7. Troubleshooting Manual. Allison Transmission. MD/HD/B Series Transmissions. WTEC II Controls. (Pre-TransID and TID 1). Revision 1, 199910. – Allison Transmission, 1998. – 396 p.

8. АКП Allison 3000 серии [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ndgs.ru/katalog/allison/new/3k/>. Дата доступа: 07.07.2021.

9. Сервисная инструкция Тормоз-замедлитель Voith VR 115 TMZ. – Voith Turbo, 2012. – 109 с.

10. Гавриленко, Б. А. Гидравлические тормоза / Б. А. Гавриленко, В. А. Минин, Л. С. Оловников. – М. : Машгиз, 1961. – 244 с.

Топалиди Валерий Анатольевич, к.т.н., профессор, Ташкентский государственный транспортный университет, vat051246@gmail.com
Фатхуллаев Санжар Алишерович, Камалов Дамир Асадович, УНЦ «BILMINTERTRANS» АСМАП РУз.

КОНТРОЛЬ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ ОТДЕЛЬНЫХ ЗВЕНЬЕВ АВТОПОЕЗДОВ

В настоящий момент активно внедряются на современных автопоездах бортовые интеллектуальные транспортные системы (БИТС), которые реально с помощью своих датчиков и механизмов исключают аварийную ситуацию, в которой оказалось автотранспортное средство /1/. Но, как ни странно, ни одна из систем БИТС не отвечает на вопрос исправна ли тормозная система автопоезда в целом, обеспечивает ли она нормативную эффективность торможения. Отдельные контрольные датчики фиксируют исправность различных видов БИТС.

При проведении дорожных испытаний определяется лишь эффективность всего автопоезда, с помощью переносного прибора. До сих пор с помощью дорожных испытаний невозможно было в эксплуатационных условиях определить какое звено автопоезда, тягач, прицеп или полуприцеп не отвечают нормативным требованиям по эффективности торможения.

С целью выявления эффективности торможения прицепного звена, в седельном автопоезде полуприцепа, в прицепном прицепа предлагается использовать способ затормаживания прицепа (полуприцепа) специальным дополнительным тормозом прицепа. Водители называют его «парашютом». Он служит для растяжения автопоезда, используется редко, в основном при гололёде. При включении рычага данного тормоза срабатывает только тормозная система прицепа (полуприцепа) в составе автопоезда. Предлагаемый метод определения эффективности торможения автопоезда в целом и его звеньев заключается в следующем:

а) Дорожные испытания эффективности автопоезда при торможении проводятся на не большом ровном участке дороги с небольшой начальной скоростью 25-30 км/час. Для измерения замедления автопоезда можно использовать встроенные колесные датчики АБС или продольного замедления. При испытаниях был использован переносной прибор «Мета эффект», измеряющий установившееся замедление, время срабатывания тормозной системы. Производится полное торможение всеми осями автопоезда.

б) Дорожные испытания эффективности торможения прицепа (полуприцепа) проводятся по той же методике, измерение тем же прибором, но торможение всего автопоезда осуществляется только тормозной системой прицепа (полуприцепа).

в) Для того, чтобы узнать с какой эффективностью проходило торможение прицепа (полуприцепа) определялось замедление прицепа или полуприцепа

путем расчета по методике, приведенной в Правилах 13 ЕЭК ООН /2/, Приложение 4 п. 1.4.4.3

$$j_n = (j_{an} - R) * \frac{P_m + P_n}{P_n} + R, \quad \text{где}$$

j_n – замедление прицепа

j_{an} – замедление автопоезда путём торможения только колесами прицепа

R – величина сопротивления качению = 0,01

P_m – общее обычное статистическое взаимодействие между поверхностью дороги и колесами транспортного средства, буксирующего прицеп (полуприцеп)

P_n – общее обычное статистическое взаимодействие между поверхностью дороги и колесами прицепа (полуприцепа).

С целью апробации предложенного метода были проведены дорожные тормозные испытания 10 седельно-прицепных шести осных автопоездов для перевозки жидких грузов, полная масса которых была в пределах 42,9 – 43,1 тонны, нагрузка на 3 задние оси полуприцепа в пределах 24,0 тонны.

Прибор МЕТА был установлен на стекле правой двери тягача. Испытания проводились в два этапа. На первом этапе (1 заезд), на педаль тормоза установили датчик – отмечик начало торможения, торможение автопоезда осуществлялось тормозами всех колес автопоезда.

На втором этапе (второй заезд), торможение всего автопоезда осуществлялось дополнительным тормозом полуприцепа (парашютом), т.е. тормозились только оси полуприцепа. В этом случае датчик-отмечик начала торможения включался одновременно с резким перемещением рычага дополнительного тормоза, что обеспечивало экстренное торможение автопоезда.

В таблице указаны результаты тормозных испытаний автопоездов, а также результаты расчета замедления полуприцепов. Время срабатывание тормозной системы (τ_{cp}) прибор «МЕТА - эффект» фиксирует до достижения максимального замедления автопоезда (J_{max}). Так предусмотрено в техническом регламенте РФ о безопасности колесных ТС, приложения №7 «Требования к АТС находящимся в эксплуатации».

Норма 0,8 сек. установлена до достижения 0,75 J_{max} , что совершенно правильно. Аналогичный подход к замеру быстродействия срабатывания тормозного привода автотранспортных средств, а соответственно и тормозной системы в целом, установлен в Правилах №13 ЕЭКООН.

Анализ полученных параметров замедления при торможении всеми колесами автопоезда и расчетными параметрами замедления $J_{п/п}$ указывает, что только у троих полуприцепов тормозные системы исправны № 5, 9 и 10, замедление выше нормативного значения (4,5 м/сек²). Результаты испытаний также показывают, что если приводить оценку эффективности торможения автопоездов дорожными испытаниями, замеряя замедление автопоезда при торможении рабочей тормозной системой всех колес, можно сделать вывод, что

на 9 автопоездах, кроме первого, тормозные системы отвечают нормативным параметрам. Это происходило за счет мощной тормозной системы тягачей MAN TGS 26.400, где на их трех осях установлены дисковые тормозные механизмы и электронная система управления.

№ п/п	Тип автопоезда	Экспериментальные данные			Расчетные данные J п/п, м/сек ²
		J _{ап} , м/сек ² торможение всеми колесами	J _{ап} , м/сек ² торможение колесами п/п	τ _{ср} , с тормозной системы автопоезда	
1	MAN TGS 26.400 + п/п встроенная цистерна Фрейхауф гараж № 118	4,03	1,6	0,67	2,86
2	-- П-- Гараж № 422	5,5	1,79	0,74	3,2
3	-- П-- Гараж № 135	4,6	1,28	0,82	2,29
4	-- П-- Гараж № 146	5,3	1,08	0,94	1,93
5	-- П-- Гараж № 148	4,76	2,56	0,76	4,58
6	MAN TGS 26.400 + п/п контейнеровоз WIELTON NS3 P40 с 2-мя контейнерами для жидких грузов гараж № 216	4,8	1,98	0,6	3,55
7	-- П-- Гараж № 521	5,76	2,11	0,9	3,78
8	-- П-- Гараж № 336	4,8	2,17	0,52	3,89
9	-- П-- Гараж № 436	5,46	2,52	0,76	4,52
10	-- П-- Гараж № 461	5,2	2,61	0,64	4,66

Проведенные экспериментальные исследования показали, что предложенный метод достоверно оценивает эффективность тормозов отдельно каждого транспортного звена автопоезда. В нашем случае предложенный метод позволил выявить, что у семи автопоездов тормозные механизмы полуприцепов требуют срочного ремонта.

Литература:

1. Топалиди В.А. Бортовые интеллектуальные транспортные системы./ АП, 2011, №6, стр.21-23
2. Правила 13 ЕЭК ООН «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения». www.unecce.org/trans/main/welcwp29.htm

Шаповалов Олександр Ігорович, к.т.н., старший викладач кафедри автобронетанкової техніки, Національна академія Національної гвардії України, halex1702@gmail.com, 0977811872

Кудімов Сергій Анатолійович, викладач кафедри автобронетанкової техніки, Національна академія Національної гвардії України, kudimov81@ukr.net, 0500459531

ПІДВИЩЕННЯ ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛІВ БАГАТОЦІЛЬОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ШЛЯХОМ РЕГУЛЮВАННЯ ТИСКУ ПОВІТРЯ В ШИНАХ

Автомобілі є наймасовішим транспортним засобом, широко використовуваним як в економічному секторі країни, так і в структурних підрозділах державних органів виконавчої влади, що здійснюють свою діяльність в інтересах оборони і безпеки держави, забезпечення законності і правопорядку.

Значну частину парку автомобільної техніки Національної гвардії України складають повнопривідні автомобілі різних модифікацій – автомобілі багатоцільового призначення. У повсякденній діяльності вони призначені для експлуатації по дорогах усіх типів, а також і поза дорогами при виконанні службово-бойових завдань. При цьому базові моделі автомобілі багатоцільового призначення використовуються для транспортування вантажів різного характеру та перевезення до місця призначення особового складу. Їх модифікації використовуються під монтаж спеціальних засобів, озброєння, устаткування різного призначення та ін. для виконання свого функціонального призначення.

В той же час сфера застосування автомобільної техніки в Національній гвардії України та силових відомствах безперервно розширюється. Це пояснюється рядом специфічних властивостей цього виду техніки. Автомобільна техніка менш пов'язана транспортною інфраструктурою, чим інші види транспорту, мобільніша і оперативна, дозволяє здійснювати швидко пересування військових формувань, перевезення вантажів і військової техніки по обхідних дорогах і колонних шляхах.

Автомобілі багатоцільового призначення мають досить високий рівень рухливості і пристосованості до екстремальних умов експлуатації, використовуються в різних природно-кліматичних умовах, беруть участь у бойових діях, збройних конфліктах, миротворчих місіях, розвідувальних операціях та ін. Для виконання поставлених завдань вони мають високі показники прохідності, надійності, комфортабельності, безпеки руху, паливної економічності і так далі.

В доповіді зазначається, що основний параметр, що обмежує рівень рухливості автомобілів багатоцільового призначення – опорна прохідність, визначальними чинниками якої є тягові і швидкісні можливості повнопривідних автомобілів.

При збільшенні вантажопідйомності автомобілів і при русі по опорних поверхнях, що деформуються, очевидні проблеми з рівнем опорної прохідності. Прохідність автомобілів завжди тим вище, чим менше тиск, що робиться колесами на ґрунт, і чим менше внутрішній тиск повітря в шинах. Отже, для підвищення прохідності автомобіля при русі слід знижувати тиск повітря в шинах, для чого використовується штатна система регулювання тиску повітря в шинах, яка підвищує здатність автомобіля до руху залежно від дорожніх умов, типу ґрунту і природно-кліматичних умов.

Проведений аналіз наукових досліджень, патентних винаходів автомобільної техніки показав, що зарубіжними і вітчизняними виробниками вживаються активні заходи по вдосконаленню процесу регулювання тиску повітря в шинах і використанню його позитивних якостей для підвищення прохідності автомобілів, за рахунок автоматизації процесу і оперативної адаптації до дорожніх умов.

В доповіді запропонована математична модель, яка дозволяє розрахунковим шляхом визначити показники характеристик прямолінійного руху багатовісного автомобіля по опорній поверхні, що деформується, з урахуванням функціональної залежності коефіцієнта опору руху коліс автомобіля від навантаження, що доводиться на колеса, їх конструктивного розташування в колісній формулі автомобіля і встановленого тиску повітря в шинах.

Результати проведеного дослідження можуть бути застосовні в проектно-конструкторських і науково-дослідних організаціях, що проводять дослідження по модернізації та розробці перспективних зразків автомобілів багатоцільового призначення і їх модифікацій з урахуванням умов їх експлуатації.

Шуклінов Сергій Миколайович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, schuklinovsn@gmail.com

Альокса Миколай Миколайович, к.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

Ужва Анатолій Вікторович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет;

Лукашов Іван Володимирович, завідувач навчально-науково-випробувальній лабораторії швидкісних автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

ВИЗНАЧЕННЯ МОЖЛИВОСТІ БУКСУВАННЯ ВЕДУЧИХ КОЛІС ПІД ЧАС РОЗГОНУ АВТОМОБІЛЯ

Рівняння руху автомобіля дозволяє визначити можливість та характер руху в даних дорожніх умовах. Безперервний рух можливий за умови [1 – 3]

$$P_k \geq P_\psi + P_v, \quad (1)$$

де P_k – повна сили тяги на ведучих колесах;

P_{\square} , P_v – сили опору, відповідно дороги та повітря.

Нерівність (1) пов'язує конструктивні фактори автомобіля з факторами, що зумовлюють опір руху. Виконання умови (1) необхідно, але недостатньо для невинного руху автомобіля, так як останній можливий лише за відсутності буксування ведучих коліс. З огляду на це безперервний рух можливо при виконанні умови [1 – 3]

$$P_{\varphi} \geq P_k \geq P_{\psi} + P_v, \quad (2)$$

де P_{\square} – сила зчеплення ведучих коліс автомобіля з опорною поверхнею.

Умова рівномірного руху автомобіля без буксування ведучих коліс [1 – 3]

$$P_{\varphi} \geq P_k = P_{\psi} + P_v. \quad (3)$$

Якщо збільшити силу P_k в порівнянні з сумою $P_{\square} + P_v$, то це призведе до розгону автомобіля. Прискорення автомобіля буде тривати до тих пір, поки тягова сила не виявиться рівною силі зчеплення P_{\square} . Подальше збільшення P_k викличе лише прискорене буксування коліс, не змінюючи параметрів руху автомобіля.

Якщо виконується умова

$$P_k \geq P_{\varphi} > P_{\psi} + P_v, \quad (4)$$

автомобіль буде рухатися с прискоренням з буксуванням ведучих коліс. Зі зростанням швидкості автомобіля збільшується опір його руху. Тому прискорення автомобіля з буксуванням ведучих коліс відбувається до швидкості при якій наступить умова (5) та рух автомобіля набуде сталий характер.

$$P_k \geq P_{\varphi} = P_{\psi} + P_v, \quad (5)$$

Слід зазначити умовність, яка прийнята при виводі рівняння руху – сила на ведучих колесах P_k відноситься до сталого руху автомобіля. Тому при аналізі розгону автомобіля умова (4) не є коректною, тому що не враховує втрати на збільшення енергії обертових мас. Для урахування витрат потужності на зміну енергії обертових деталей при передачі крутного моменту до ведучих коліс, величину P_k треба зменшувати відповідно коефіцієнта обертових мас $\delta_{вр}$.

У зв'язку зі зазначеним умова можливості руху без буксування коліс при розгоні автомобіля прийме вид

$$P_{\varphi} \geq \frac{P_k}{\delta_{вр}} \geq \frac{P_{\psi} + P_v}{\delta_{вр}}. \quad (6)$$

Умова можливості розгону автомобіля з буксуванням ведучих коліс зазначається нерівністю

$$\frac{P_k}{\delta_{вр}} \geq P_{\phi} \geq \frac{P_{\psi} + P_B}{\delta_{вр}}. \quad (7)$$

Рівномірний рух автомобіля з буксуванням ведучих коліс можливий при виконанні умови

$$\frac{P_k}{\delta_{вр}} \geq P_{\phi} = \frac{P_{\psi} + P_B}{\delta_{вр}}. \quad (8)$$

Визначення можливості буксування ведучих коліс при сталому русі автомобіля з різними значеннями швидкості виконують за графіком тягового балансу (рис. 1) [1 – 3]. Характер руху ведучих коліс при рівномірному руху автомобіля визначають за умовами:

$$P_{\phi} < P_k - \text{колеса буксують}; \quad (9)$$

$$P_{\phi} \geq P_k - \text{колеса не буксують}. \quad (10)$$

Як видно з рисунку 1 сталий рух автомобіля відбувається без буксування ведучих коліс при швидкості менше ніж v_1 . Але на ділянці від v_1 по v_2 сила P_k перевищує силу P_{ϕ} , тому при сталому русі автомобіля ведучі колеса буксують. В такому разі раціонально знизити подачу палива так, щоби зменшити силу тяги P_k до рівня сили зчеплення P_{ϕ} .

Зі рисунку 1 видно що, повна сила тяги P_k и сила зчеплення $P_{\phi 1}$ перевищують сумарну силу опору руху $P_{\psi} + P_B$ тому автомобіль буде рухатися с прискоренням. В такому випадку визначення можливості буксування ведучих коліс за графіком $P_k=f(v_a)$ є коректним тільки як що $P_{\phi 1}=P_{\psi} + P_B$, тобто при сталому русі автомобіля відповідно з умовою (5).

Під час прискорення автомобіля сила тяги що підведена до ведучих коліс зменшиться відповідно витратам енергії на прискорення обертових мас. Тому для врахування цього на тяговій характеристиці (рис. 1) додана залежність

$$\frac{P_k}{\delta_{вр}} = f(v_a). \text{ Як видно з рисунку 1 при розгоні автомобіля при том же значенні}$$

сили зчеплення $P_{\phi 1}$ ведучих коліс з опорною поверхнею, на відміну від сталого руху, буксування коліс не відбувається у всьому швидкісному діапазоні.

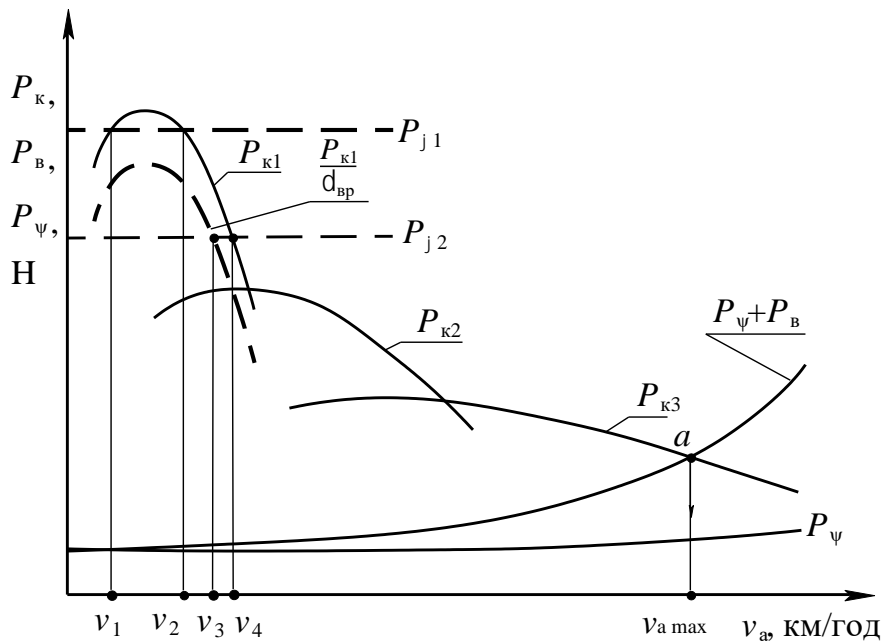


Рис. 1. Визначення буксування ведучих коліс автомобіля

Якщо сила зчеплення P_{ψ} ведучих коліс з опорною поверхнею зменшиться до P_{ψ} , то сталий рух автомобіля з буксуванням ведучих коліс відбуватиметься до швидкості v_4 , а прискорений рух до швидкості v_3 .

ЛІТЕРАТУРА

- 1 Теория автомобиля: Учеб. пособие / И.С. Туревский. – М.: Высш. шк., 2005. – 240 с.
- 2 Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / В.К. Вахламов, М.Г. Шатров, А.А. Юрчевский; Под ред. А.А. Юрчевского. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 816 с.
- 3 Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. 240 с.

Безрідний Володимир Володимирович, ст. викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, rostik405220@gmail.com
 Безрідна Олександра Володимирівна, студент

ВПЛИВ ПРИСАДОК НА ЗМІНУ ОКТАНОВОГО ЧИСЛА БЕНЗИНУ

Використання ароматичних амінів у техніці відоме давно. У більшості випадків вони застосовуються, як основний компонент реактивних палив. Країни СНД ідуть по шляху скорочення ракетного озброєння, у результаті чого виникає необхідність утилізації ракетного палива. Держкомісія по випробуванню палив, масел, змащень і спеціальних рідин при Держстандарті України (рішення 540/1-131 від 31.07.91р.) дозволила утилізацію некондиційних ксілідіна й саміна у складі бензинів [1].

Ксілідін в концентрації до 3% використовувався в багатьох країнах (США, Великобританія й інші) як присадка в авіаційні бензини для підвищення октанового числа [2].

Присадки на базі ароматичних амінів токсичні, але менше, ніж сполуки свинцю. Вони відносяться до 3 класу небезпеки за ГОСТ 12.001.7-72, а етилові рідини - до 1 класу. Найбільше поширення одержали присадки на основі N-метиланіліна і його композиції - екстралін, АДА, ДАКС, Автозем, МАФ і Феррада.

Азотвмісні присадки, крім того, що мають високі антидетонаційні властивості, мають досить високі антиокисні, стабілізуючі й антикорозійні властивості. У зв'язку із цим триває пошук і використання нових азотвмісних присадок як у чистому виді, так й у сполученні з іншими антидетонаційними присадками й добавками.

При дослідженні антидетонаційних властивостей амінів різних класів, автори роботи [3] розташували їх у порядку зростання антидетонаційної ефективності: циклогексанові, аліфатичні, гетероциклічні, первинні й вторинні ароматичні аміни. З виконаних досліджень було встановлено, що кращим антидетонатором з випробуваних амінів є вторинний алкілароматичний амін (N-метиланілін). На рис.1 представлена залежність зміни октанового числа бензинів А-80 різних нафтопереробних заводів від концентрації N-метиланіліна.

Аналізуючи графіки зміни октанового числа бензину А-80 по моторному методу, можна сказати, що при однаковому додаванні присадки в бензини різних виробників, октанові числа збільшуються майже на одне й теж значення. При розгляді зміни октанових чисел бензинів А-80 по дослідницькому методі спостерігається значна розбіжність значень октанових чисел. Так, при додаванні 1% присадки відмінність становить 1,5%.

На рис.2 представлена залежність зміни октанових чисел по дослідницькому методу високооктанових бензинів різних нафтопереробних заводів.

Із графіків видно, що при додаванні N-метиланіліну і ксілідіну в бензин А-92 спостері

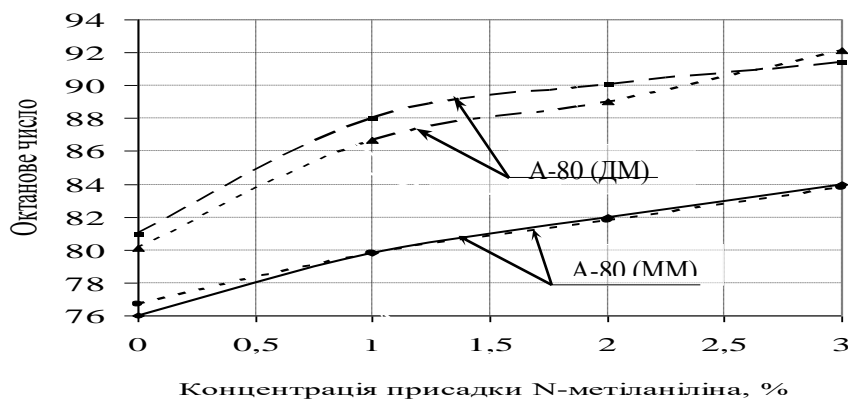
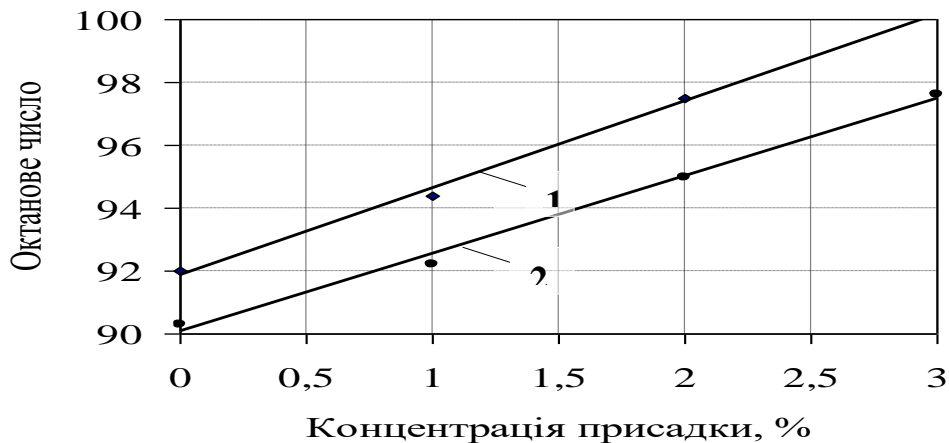


Рисунок 1 - Залежність зміни октанового числа бензинів від концентрації N-метиланіліна



1 - бензин А-92 + N-метиланілін; 2 - бензин А-92 + ксілідінова присадка

Рисунок 2 - Залежність зміни октанового числа бензинів по дослідницькому методі від концентрації присадки

Зміна показників фракційної сполуки і густини бензину А-92 при додаванні ксілідінової присадки представлені в табл.1.

Аналізуючи результати показників фракційного складу й щільності можна відзначити, що додавання ксілідінової присадки в бензин приводить до збільшення температури перегонки бензину й щільності. Була помічена зміна первісних ясно-жовтих кольорів бензину в жовтий. Перевірка наявності водорозчинних кислот і лугів, вмісту механічних домішок і води показала їхню відсутність. Всі проби витримали випробування на мідній пластинці.

Недоліком ароматичних амінів є підвищена схильність до смолоутворення й збільшення зношування деталей ЦПГ, через що їхня концентрація в бензинах обмежується 1-1,5%.

Таблиця 1 - Зміна показників якості бензину при додаванні ксілідінової присадки

Показники якості бензину	А-92	А-92 + 1%	А-92 + 2%	А-92 + 3%
1. Фракційний склад				
- температура початку кипіння, °С	38	38	38	38
- температура перегонки 10%, °С	52	53	54	55
- температура перегонки 50%, °С	102	104	107	109
- температура перегонки 90%, °С	187	188	190	191
- температура кінця кипіння бензину (96%), °С	205	206	205	207
- залишок у колбі, мм	1,2	1,3	1,4	1,5
- залишок і втрати, %	4	4	4	4
2. Густина палива при 20°С, кг/м³				
	737	741	744	746

Дослідження впливу бензину із ксілідінової присадкою (А-92 + 1%) на зміну складу відпрацьованих газів ДВЗ проводилися на автомобілі ВАЗ-2107.

При порівняльних випробуваннях роботи двигуна на бензині А-92 й А-92 + 1% присадки істотного впливу на зміну компонентів СО і C_mH_n не було.

Випробування автомобіля на роликівому інерційному стенді при зміні швидкості руху від 40 до 70 км/год і потужності на колесах від 6 до 7 кВт об'ємна частка компонентів NO_x у відпрацьованих газів, при роботі на бензині А-92 й А-92 + 1% змінювалася в межах погрішності приладу. Робота двигуна на всіх режимах випробувань була стійка.

Список літератури

1. *Данилов А.М.* Применение присадок в топливах для автомобилей: Справ. Изд. – М.: Химия, 2000. - 232 с.
2. *Папок К.К., Рагозин Н.А.* Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям (химмотологический словарь). – Изд. 4-е пер. и доп. – М.: Химия, 1975.
3. *Батрин Ю.Д., Старовойтов М.К., Якушин М.И.* Изучение антидетонационных свойств аминов различных классов применительно к прямогонным и товарным бензинам А-76 и АИ-92. Выбор лучшей антидетонационной присадки и разработка экономичного способа её производства. // Новые топлива с присадками. Сборник трудов конференции. – Санкт-Петербург: –Академия прикладных исследований, 2000. – С.61-68.

Борисюк Дмитро Вікторович, к.т.н., старший викладач, Вінницький національний технічний університет, e-mail: bddv@ukr.net
Зелінський Вячеслав Йосипович, асистент, Вінницький національний технічний університет, e-mail: zelinskiy.slava@gmail.com

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТУВАННЯ СИСТЕМИ УПРИСКУВАННЯ ПАЛИВА ДВИГУНІВ «MONO-JETRONIC»

Досить часто водієві автомобіля, особливо ненового, доводиться стикатися з несправностями системи уприскування палива.

Несправності в системі уприскування палива з'являються в силу різних причин. Разом з тим, можна виділити наступні основні причини несправностей: граничний термін служби конструктивних елементів системи, технічні дефекти конструктивних елементів, порушення правил експлуатації (застосування неякісного бензину, забруднення в системі тощо), зовнішні впливи на конструктивні елементи (окислення контактів, механічні пошкодження, попадання вологи в електронні компоненти тощо).

Найбільш надійним способом встановлення несправностей системи уприскування палива є комп'ютерне діагностування. Даний вид діагностування

заснований на автоматичному фіксуванні відхилень параметрів системи від стандартних значень (режим самодіагностування).

Метою дослідження є підвищення надійності функціонування такого важливого функціонального блоку двигуна внутрішнього згорання автомобіля, яким є система уприскування палива «Mono-Jetronic», за рахунок створення математичної моделі автоматизації процесу діагностування її вузлів, яка пов'язує несправності та ознаки несправностей.

Основна частина. Рішення задачі автоматизації логічного процесу постановки діагнозу вимагає розробки моделей агрегатів і систем автомобіля як об'єктів діагностування, що описують на одному математичному рівні взаємозв'язки між безліччю можливих несправностей і безліччю значень діагностичних параметрів.

Найбільш універсальною моделлю об'єкта діагностування є представлення його у вигляді «чорного ящика», вхідні і вихідні параметри якого мають кінцеву множину значень. Передбачається, що всі можливі стани об'єкта утворюють кінцеву множину станів. В даному випадку об'єкт є «чорним ящиком» не тому, що його внутрішня структура і параметри повністю невідомі, а тому, що накладається заборона на доступ до них і стан об'єкта можна визначати, тільки досліджуючи його вихідні параметри (без розбирання).

Для представлення об'єкта діагностування у вигляді «чорного ящика» необхідно задати (рис. 1) [1-6]: кількість всіх вхідних дій Y від стимулюючих пристроїв і зовнішнього середовища; кількість всіх вихідних ознак несправності S ; кількість всіх несправностей об'єкта діагностування X ; оператор A , який перетворює кількості X та Y в кількість S :

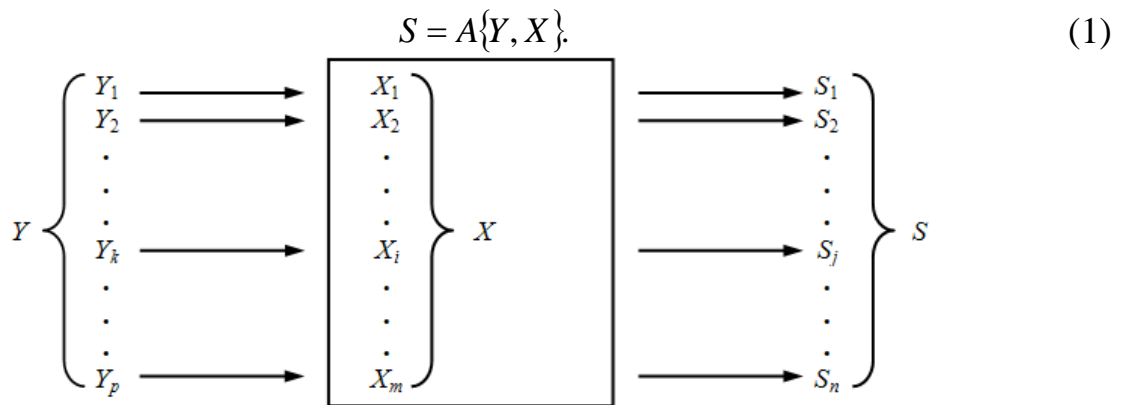


Рисунок 1 – Представлення об'єкта діагностування у вигляді «чорного ящика»

Враховуючи, що при діагностуванні елементи кількості Y стабілізуються (або змінюються по заданому закону), вираз (1) перетвориться у вид

$$S = A\{X\} \quad (2)$$

Іншими словами, будь-який вихідний параметр об'єкта діагностування є функцією його технічного стану при даному стані входів.

Якщо несправність об'єкта діагностування $\{X_i\}$ віднести до вихідних параметрів автоматизованої системи, то діагностична задача формулюється наступним чином: по відомим ознакам несправності $\{S_j\}$ визначити невідомі несправності об'єкта діагностування $\{X_i\}$.

Для успішного вирішення цього завдання необхідно знати вид оператора A , іншими словами, необхідний вичерпний опис зв'язків між усіма вихідними параметрами і всіма можливими станами (несправностями) об'єкта.

Нижче описується ряд моделей об'єктів діагностування (агрегатів і систем автомобіля), що відрізняються один від одного різними формами опису зазначених зв'язків.

При наявності аналітичної моделі об'єкта діагностування завдання постановки діагнозу в загальному вигляді формулюється таким чином.

За даними ознаками несправності S_1, S_2, \dots, S_n , отриманих в результаті відповідних вимірювань, визначити технічний стан (несправності) об'єкта діагностування X_1, X_2, \dots, X_m , якщо відомі функціональні залежності між кожним діагностичним сигналом і структурними параметрами:

$$\begin{cases} S_1 = \varphi_1(x_1, x_2, \dots, x_m); \\ S_2 = \varphi_2(x_1, x_2, \dots, x_m); \\ \dots\dots\dots \\ S_j = \varphi_j(x_1, x_2, \dots, x_m); \\ \dots\dots\dots \\ S_n = \varphi_n(x_1, x_2, \dots, x_m) \end{cases} \quad (3)$$

Система рівнянь (3) є математичною моделлю об'єкта діагностування, що має m структурних параметрів і n діагностичних сигналів.

Очевидною перевагою постановки діагнозу з використанням аналітичної моделі є можливість отримання конкретної несправності об'єкта діагностування, що дозволяє визначити технічний стан об'єкта не тільки в момент діагностування, але і, накопичуючи інформацію, отриману за кілька діагностичних обстежень об'єкта, аналізувати зміну структурних параметрів з метою прогнозування його технічного стану.

Однак практичне використання такої аналітичної моделі поки обмежено в силу наступних обставин:

- вид функцій φ_j для більшості агрегатів і вузлів автомобіля поки не встановлений;
- якщо функція φ_j не задовольняє умовам безперервності і диференціювання по кожному з своїх аргументів, що зазвичай має місце в реальних моделях, то рішення системи рівнянь (3) пов'язано з великими математичними труднощами;
- більшість діагностичних параметрів, в принципі не можуть бути виражені у вигляді аналітичних функцій структурних параметрів.

У ряді робіт з технічного діагностування автомобілів взаємозв'язок між можливими технічними станами (несправностями) агрегатів і систем автомобіля та ознаками цих несправностей описується у вигляді так званих діагностичних матриць [5, 6].

З досвіду багаторічної експлуатації автомобілів Volkswagen Golf II, Volkswagen Jetta II, Volkswagen [Passat B3](#), Volkswagen Passat B4, Audi 80 B3, Fiat Tipo та Fiat Tempra в табл. 1 представлена матриця діагностування системи уприскування палива «Mono-Jetronic» [7].

В матриці (див. табл. 1) позначимо наступні несправності системи уприскування палива двигунів «Mono-Jetronic»: x_1 – несправність регулятора тиску; x_2 – несправність блоку управління; x_3 – несправність датчика положення дросельної заслінки; x_4 – несправність датчика температури охолоджуючої рідини; x_5 – підсмоктування повітря в системі; x_6 – несправності паливної системи; x_7 – негерметичність центральної форсунки уприскування; x_8 – несправність електросервопривода дросельної заслінки; x_9 – несправність кисневого датчика; x_{10} – несправність дросельної заслінки.

Також в матриці (див. табл. 1) вводимо ознаки вище вказаних несправностей: S_1 – холодний двигун не запускається або важко запускається; S_2 – прогрітий двигун не запускається або важко запускається; S_3 – двигун запускається і глухне; S_4 – нестійка робота двигуна на холостому ході; S_5 – двигун працює з перебоями при розгоні; S_6 – двигун працює з перебоями при постійній частоті обертання; S_7 – двигун не розвиває номінальної потужності; S_8 – зворотні спалахи в випускному колекторі; S_9 – підвищена витрата палива.

Як видно з табл. 1, кожна несправність характеризується певною комбінацією значень її ознак, які можуть приймати два умовних значення «0» і «1».

На перетині i -го рядка і j -го стовпця ставиться «1», якщо при наявності i -ої несправності спостерігається вихід j -ої ознаки з області її допустимих значень, в протилежному випадку ставиться «0».

Для синтезу такої матриці необхідно нескінченну кількість технічних станів об'єкта замінити кінцевою множиною технічних станів, кожне з яких пов'язано з певною несправністю (або їх комбінацією) або з працездатним станом (рис. 2) [3, 4].

Таблиця 1 – Матриця діагностування системи уприскування палива двигунів «Mono-Jetronic»

Несправність	Ознака несправності								
	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6	S_7	S_8	S_9
x_1	1	1	0	0	0	0	0	1	0
x_2	1	1	0	0	0	0	0	0	0
x_3	1	1	1	0	0	1	1	0	0
x_4	1	1	0	1	1	0	0	0	1
x_5	1	1	0	0	0	0	1	0	0
x_6	1	1	0	0	1	0	1	0	0
x_7	0	1	0	0	1	0	0	0	0
x_8	0	0	1	1	0	0	0	0	0
x_9	0	0	1	0	1	0	1	1	1
x_{10}	0	0	0	0	0	0	1	0	0

Таке перетворення може бути записано у вигляді

$$\{x_i\}_\kappa = F_x \{x_i\}, \quad (4)$$

де $\{x_i\}$ - множина ознак технічних станів об'єкта діагностування, кожна з яких може приймати в загальному випадку нескінченну кількість значень;

$\{x_i\}_\kappa$ - кінцева множина ознак технічних станів об'єкта діагностування, кожна з яких може приймати лише два умовних значення «0» і «1», які відповідають відсутності та наявності i -ої несправності;

$i = 1, 2, \dots, m$;

F_x - оператор, який перетворює кількість $\{x_i\}$ в кількість $\{x_i\}_\kappa$ наступним чином: для будь-якого i -го параметру x_i присвоюється значення «0», якщо величина лежить в області допустимих значень, в протилежному випадку присвоюється значення «1».

Перетворення нескінченної кількості значень параметрів вихідних процесів в кінцеву кількість значень діагностичних параметрів може бути записано у вигляді

$$\{s_j\}_\kappa = F_s \{s_j\}, \quad (5)$$

де $\{s_j\}$ - кількість ознак вихідних процесів, кожна з яких може приймати в загальному випадку нескінченну кількість значень в певному інтервалі;

$\{s_j\}_\kappa$ - кінцева кількість діагностичних ознак, кожна з яких може приймати тільки два умовних значення «0» і «1»;

$j = 1, 2, \dots, n$;

F_s - оператор, що перетворює кількість $\{s_j\}$ в кількість $\{s_j\}_\kappa$ наступним чином: будь-якій j -ій ознаці s_j присвоюється умовне значення «0», якщо величина лежить в області значень, що відповідають справному стану об'єкта діагностування, в протилежному випадку присвоюється значення «1».

В результаті проведених перетворень отримано два кінцевих значення $\{x_i\}_\kappa$ і $\{s_j\}_\kappa$, елементи яких певним чином пов'язані один з одним.

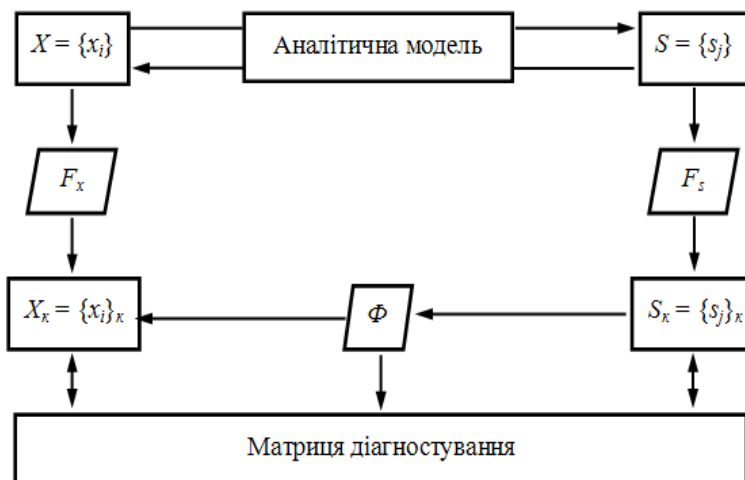


Рисунок 2 – Блок-схема синтезу матриці діагностування:

$X = \{x_i\}$ - нескінченна кількість технічних станів об'єкта;

$X_\kappa = \{x_i\}_\kappa$ - кінцева кількість технічних станів;

$S = \{s_j\}$ - нескінченна множина ознак технічних станів об'єкта;

$S_\kappa = \{s_j\}_\kappa$ - кінцева множина ознак технічних станів об'єкта

F_x - оператор, перетворюючий кількість $\{x_i\}$ в кількість $\{x_i\}_\kappa$;

F_s - оператор, що перетворює кількість $\{s_j\}$ в кількість $\{s_j\}_\kappa$;

Φ - оператор, що перетворює кількість технічних станів об'єкта в кількість діагностичних параметрів

У загальному вигляді цей зв'язок може бути виражений у вигляді

$$\{s_j\}_\kappa = \Phi\{x_i\}_\kappa \quad (6)$$

де Φ - оператор, що перетворює кількість технічних станів об'єкта в кількість діагностичних параметрів.

Перетворення (6) відображає функціонування будь-якого технічного об'єкта як перетворювача кількості структурних параметрів у кількість діагностичних параметрів і є модифікацією моделі (1).

Перетворення (6) можна розгорнути за допомогою системи (3).

Система рівнянь (3) пов'язує кожну ознаку несправності S_j з усіма структурними параметрами об'єкта діагностування, що відображає зв'язки між структурними параметрами і діагностичними сигналами.

Матриця діагностування, як модель об'єкта діагностування, показує, що вона є по суті справи табличною формою запису системи рівнянь (1).

Параметр S_1 в матриці діагностування системи уприскування палива «Mono-Jetronic» можна розглядати як двозначну булеву функцію, яка залежить від аргументів $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6$. Булева функція залежить від аргумента x_1 , якщо має місце співвідношення

$$\varphi(x_1, x_2, \dots, x_{i-1}, 0, x_{i+1}, \dots, x_m) \neq \varphi(x_1, x_2, \dots, x_{i-1}, 1, x_{i+1}, \dots, x_m)$$

Як впливає з цього визначення та табл. 1, S_1 істотно залежить тільки від $x_1, x_4, x_5, x_{11}, x_{12}$.

Залежність $S_1 = \varphi_1(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)$ виражається в даному випадку в вигляді функції логічного додавання (диз'юнкція):

$$S_1 = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6.$$

Відповідний аналіз інших ознак несправностей дозволяє записати систему рівнянь (3) для даної матриці діагностування системи уприскування палива «Mono-Jetronic» у вигляді:

$$\begin{cases} S_1 = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6; & S_4 = x_4 + x_8; & S_7 = x_3 + x_5 + x_6 + x_9 + x_{10}; \\ S_2 = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6 + x_7; & S_5 = x_6 + x_7 + x_9; & S_8 = x_1 + x_9; \\ S_3 = x_3 + x_8 + x_9; & S_6 = x_3; & S_9 = x_3 + x_4 + x_9. \end{cases} \quad (7)$$

Всі послідовні перетворення, що призводять до синтезу моделі об'єкта діагностування у вигляді діагностичної матриці, наочно представлені на блок-схемі (див. рис. 2). У тому випадку, коли модель об'єкта діагностування представлена у вигляді діагностичної матриці, діагностична задача формується наступним чином.

За даними ознаками несправностей S_1, S_2, \dots, S_n отриманими при діагностичному обстеженні, потрібно визначити несправності x_1, x_2, \dots, x_m в момент перевірки, якщо відомі функціональні залежності між діагностичними параметрами і всіма структурними параметрами, що задані у вигляді діагностичної матриці або системи рівнянь типу (7). Кожен структурний параметр і кожен діагностичний параметр приймає тільки два значення: «0» і «1».

Очевидно що для вирішення діагностичної задачі необхідне зворотне перетворення кількості діагностичних параметрів в кількість структурних параметрів, тому що при постановці діагнозу відомими є саме значення діагностичних параметрів.

У загальному вигляді зворотне перетворення можна представити виразом

$$\{x_i\}_k = \Phi^{-1}\{s_j\}_k,$$

або в розгорнутому вигляді

$$\begin{cases} x_1 = f_1(S_1, S_2, \dots, S_n) \\ x_2 = f_2(S_1, S_2, \dots, S_n) \\ x_m = f_m(S_1, S_2, \dots, S_n) \end{cases} \quad (8)$$

Вид функцій f_m неважко встановити в кожному конкретному випадку на основі наступних міркувань.

У діагностичній матриці (див. табл. 1) розглянемо окремо один із стовбців, наприклад, перший. З матриці видно, що наявність несправності x_1 викликає одночасно вихід трьох її ознак S_1, S_2 та S_8 з області їх допустимих значень. Значення інших діагностичних параметрів при наявності тільки несправності x_1 залишаються в межах норми. Значить x_1 є булевою функцією, в даному випадку кон'юнкція (або функцією логічного множення):

$$x_1 = S_1 S_2 S_8.$$

Відповідний аналіз всіх інших стовпців розглянутої матриці дозволяє зворотне перетворення (3) записати в вигляді системи булевих функцій:

$$\begin{cases} x_1 = S_1 S_2 S_8; & x_3 = S_1 S_2 S_3 S_6 S_7 S_9; & x_5 = S_1 S_2 S_7; & x_7 = S_2 S_5; & x_9 = S_3 S_5 S_8 S_9; \\ x_2 = S_1 S_2; & x_4 = S_1 S_2 S_4 S_9; & x_6 = S_1 S_2 S_5 S_7; & x_8 = S_3 S_4; & x_{10} = S_7. \end{cases} \quad (9)$$

Як видно з цього прикладу, процес постановки діагнозу на основі моделі об'єкта діагностування, вираженої у вигляді діагностичної матриці, складається з наступних етапів:

- шляхом відповідних вимірювань і перетворень (5) встановлюються ознаки всіх несправностей S_1, S_2, \dots, S_n ;

- значення діагностичних параметрів підставляються в систему булевих функцій (8);

- обчислюються значення всіх мулевих функцій несправностей x_i ($i = 1, 2, \dots, m$) причому якщо $x_i = 1$, то в об'єкті є i -та несправність.

Виходячи з того, що об'єкт діагностування є працездатним лише у випадку відсутності всіх несправностей, то функція його роботоздатності набуде вигляду:

$$F_p = \overline{x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_{10}}. \quad (10)$$

Повертаючись до блок-схеми синтезу матриці діагностування (див. рис. 2), можна сформулювати в загальному вигляді умову здійснення діагностування наступним чином: для здійснення діагностування достатньо, щоб зворотне перетворення кількості ознак несправностей у кількість структурних параметрів (несправностей) об'єкта було однозначним.

Якщо при синтезі діагностичної матриці не виконана ця умова і в системі (8) є дві або більше рівних функцій, то перелік діагностичних параметрів необхідно доповнити новим параметром, який увійшов би в якості додаткового аргументу тільки в одну з розглянутих рівних функцій.

Висновок. Розроблена математична модель автоматизації процесу діагностування системи уприскування палива двигунів «Mono-Jetronic» дозволить виявляти її несправності в залежності від їх ознак, що значно підвищить термін експлуатації паливної системи і системи запалювання.

Література

1. Малкин В. С. Техническая диагностика / В. С. Малкин. — СПб.: Издательство «Лань», 2013. — 272 с.

2. Ананьин А. Д. Диагностика и техническое обслуживание машин / А. Д. Ананьин, В. М. Михлин, И. И. Габитов. — М.: Издательский центр «Академия», 2008. — 432 с.

3. Сырбаков А. П. Диагностика и техническое обслуживание / А. П. Сырбаков. — Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. — 220 с.

4. Яхьяев Н. Я. Основы теории надежности и диагностика / Н. Я. Яхьяев, А. В. Кораблин. — М.: Издательский центр «Академия», 2009. — 256 с.

5. Мирошников Л. В. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях / Л. В. Мирошников, А. П. Болдин, В. И. Пал. — М.: Транспорт, 1977. — 263 с.

6. Барановський В. М. Математична модель діагностування системи уприскування палива «Mono-Jetronic» / В. М. Барановський, А. В. Спирін, В. Й. Зелінський, В. С. Наляжний // Вісник машинобудування та транспорту. — 2018. — Вип. 1 (7). — С. 10-17.

7. Лудченко О.А. *Технічне обслуговування і ремонт автомобілів* / О.А. Лудченко. — К.: Знання, 2003. — 511 с.

Булгаков Микола Петрович, к.т.н., доцент, Херсонська державна морська академія npbulgakov2@gmail.com

Сатулов Анатолій Іванович, ст. викладач, Херсонська державна морська академія satulov.anatolij@ksma.ks.ua

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ФІЛЬТРАЦІЇ МАСЛА ЗАСТОСУВАННЯМ ПОРОВИХ МАТЕРІАЛІВ

Розвиток двигунобудування й нафтохімії висуває нові вимоги до сучасних маслоочисників у двигунах внутрішнього згорання. Форсування дизелів по наддуву й частоті обертання, використання в підшипниках тонкостінних вкладишів, зниження маслообміну масла з одночасним збільшенням строку його служби, застосування моторних масел з високими диспергуючими властивостями – от ті умови, у яких треба працювати засобом очищення.

Більшість використовуваних на морському флоті швидкохідних та середнеоборотних дизелів має застарілі системи маслоочистки. Так, наприклад, більш 82 % усього парку допоміжних суднових дизелів оснащені тільки фільтрами грубого очищення. На інші ж, крім зазначених, установлені ще фільтри тонкого очищення, в основному, застарілих конструкцій.

Тільки окремі двигуни мають цілком сучасні фільтруючі установки з можливістю самоочистки або зі змінними елементами з волокнистих поверхневих і об'ємних фільтрувальних матеріалів.

Повнопоточна система тонкого очищення масла має наступну особливість: через фільтр, встановлений у нагнітальній магістралі системи мащення перед маслоохолоджувачем, проходить увесь потік масла, що йде на змащення деталей дизеля. Вихідна тонкість відсівання застосовуваних фільтрувальних матеріалів зазвичай становить 15...40 мкм. Це значить, що в пари тертя частки, з розмірами вище зазначених, практично не попадають. За кордоном така система очищення одержала найбільш широке поширення – більш 14 фірм, що випускають тронкові дизелі різного, у тому числі й судового, призначення, використовують повнопоточні фільтри тонкого очищення масла (ПФТО). Спеціалізоване виробництво елементів таких фільтрів

освоєно багатьма фірмами, у тому числі 6 з них випускає більш 2 млн фільтруючих елементів на рік.

Як видно з рис. 1, найменше зношування основних деталей дизелів спостерігається при використанні тонкого очищення масла. Найбільший вплив даний маслоочисник виявляє на стан вкладишів мотильового підшипника й відповідних шийок колінчастого вала. Представлені дані узагальнені по дев'яти типам дизелів за період наробітку 6...12 тис. моточасів [1].

Циркуляція абразивних часток через підшипникові вузли більш інтенсивна, чим через сполучення «поршневе кільце – циліндрова втулка». Так, швидкість зношування вкладишів і шийок при застосуванні ПФТО в 1,85 рази менше в порівнянні з умовами використання частковопоточної системи тонкого очищення в комбінації з фільтрами грубого очищення різного типу [2]. Якщо ж у дизелі здійснюється тільки грубе очищення, то різниця в зношуванні буде ще помітніше – в 2,44 рази.

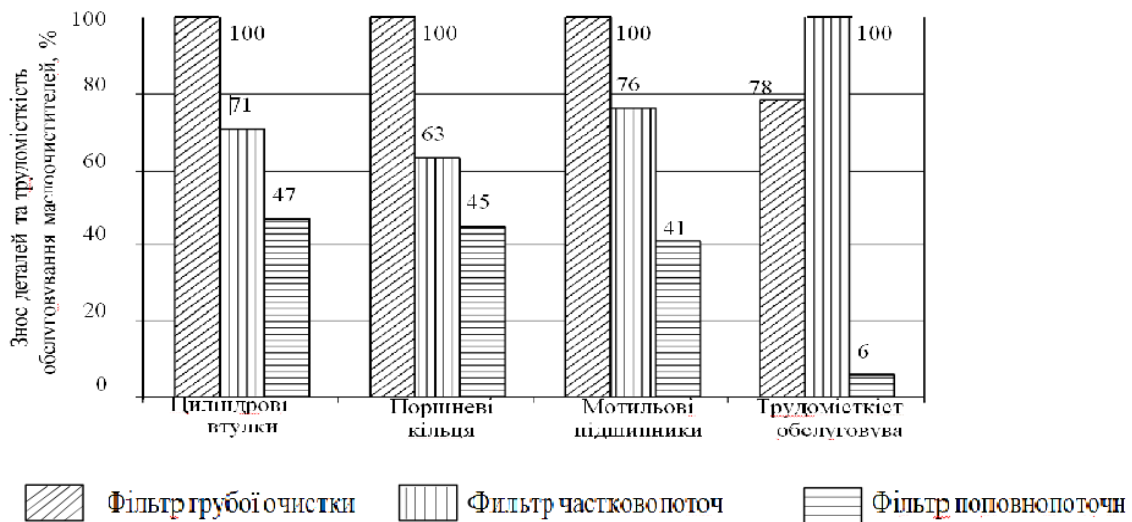


Рисунок 1 – Знос основних деталей дизелів і трудомісткість обслуговування маслоочисників при очищенні масла фільтрами

Ефект від дії повнопоточного фільтра, зафіксований у зниженні зношування поршневих кілець, особливо в порівнянні із частковопоточною системою тонкого очищення, виражений не так сильно – зношування знижується всього лише в 1,4 рази. У порівнянні із грубим очищенням додаткове підключення частковопоточних фільтрів знижує зношування цих деталей на 37 %, а повна модернізація системи маслоочистки із застосуванням ПФТО – на 55 %.

Більшість автомобільних двигунів і транспортних дизелів працюють із фільтрами, у яких навантаження на елементи дуже велика. Швидкість фільтрування в них становить 2...4 м³/год. Це приводить до зниження терміну служби елементів в 2...5 раз більше, чим у судових ДВС, у яких особливих обмежень на розміри фільтрів немає. За кордоном повнопоточні фільтри тонкого очищення масла працюють зі швидкістю фільтрації 1...6 м³/год.

Таким чином, порові матеріали показали свою високу ефективність на швидкохідних та середньообертових дизелях, але до кожного дизеля повинен бути індивідуальний підхід при виборі типорозміру фільтра з урахуванням ресурсу двигуна, режимів його обслуговування, швидкості забруднення масла, типу й параметрів системи змащення, умов роботи й вимог до якості очищення.

Література

1. Маницын В. В., Соболенко А. Н. Анализ поврежденных рамовых подшипников двигателей 8NVD48A-2U на промысловых судах// Вести. Гос. ун-та мор. и реч. флота им. адм. С. О. Макарова. 2016. Вып. 6. С. 150-155.

2. Г. П. Кича, А. В. Надежкин, Л. А. Семенюк Пути повышения эффективности тонкой очистки моторного масла совершенствованием фильтровальных нетканых материалов в маслоочистителях судовых дизелей // Вестник АГГУ Сер.: Морская техника и технология. 2018. № 4, С. 31-41

Володарець Микита Віталійович, к.т.н., доцент, Приазовський державний технічний університет, volodarets.nikita@gmail.com

ЩОДО ПИТАННЯ ПОКРАЩЕННЯ ПРОЦЕСІВ УПРАВЛІННЯ УМОВАМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В ІНФОРМАЦІЙНО-АНАЛІТИЧНІЙ СИСТЕМІ V2I

Інформаційно-аналітична система V2I моніторингу та управління транспортними засобами [1] в умовах експлуатації є органічне поєднання інформаційної та аналітичної складової.

Інформаційна частина системи являє собою з'єднання бортової системи моніторингу транспортного засобу з усіма своїми складовими і інформаційних засобів інфраструктури з приймально-передавальними інформаційними, аналітичними і керуючими елементами і системами.

Аналітична частина являє собою програмні, логічні, апаратні засоби бортової частини транспортного засобу та інфраструктури.

Обов'язковим елементом системи є робоче місце оператора інформаційно-аналітичної системи V2I моніторингу та управління транспортними засобами [1-3] в умовах експлуатації. Детально складові системи, загальне її пристрій, робота і результати обробки інформації в ній описані в [1-4].

Умови експлуатації включають в себе атмосферно-кліматичні, дорожні, транспортні умови і культуру експлуатації транспортних засобів [1].

Інформаційна частина системи V2I забезпечує інформацією її від транспортного засобу та інфраструктури [1-4].

Аналітична частина V2I обробляє інформацію і керує транспортним засобом в умовах експлуатації. Одним з компонентів аналітичної частини є аналіз інформації в частині зміни умов експлуатації, а саме атмосферно-кліматичних, дорожніх, транспортних умов.

Для забезпечення системної взаємодії умов експлуатації та транспортного засобу в описаній системі V2I авторами пропонується метод адаптації розрахункових методів обробки інформації та управління транспортними потоками за допомогою імітаційного моделювання. Найбільш добре він підходить для дослідження і управління дорожніми і транспортними умовами експлуатації. Також він може бути використаний для дослідження і управління транспортними засобами при зміні атмосферно-кліматичних умов експлуатації та культури експлуатації. Зупинимося на особливостях процесів дослідження та управління умовами експлуатації транспортних засобів в інформаційно-аналітичній системі V2I з використанням імітаційного моделювання.

Транспортна система є складною системою, яка характеризується стохастичністю, а саме: випадковою величиною транспортного попиту, атмосферно-кліматичними факторами, зміною характеристик вулично-дорожньої мережі, аварійними ситуаціями і зносом дорожнього покриття [1]. Тому найбільш адекватним засобом опису і прогнозування поведінки зазначеного об'єкта представляється моделювання, суть якого полягає в заміні реального об'єкта управління його моделлю. В якості моделі може виступати будь-який об'єкт, з достатньою для цілей користувача точністю відтворює властивості реальної системи.

Останнім часом активно розвиваються інформаційні системи на транспорті. У зв'язку з цим виникає необхідність інтеграції транспортних засобів, інфраструктури і людини в єдину інформаційну систему. Одним із кроків для вирішення даного питання є моделювання умов експлуатації транспортних засобів і їх оптимізація. Це дозволить поліпшити процеси управління умовами експлуатації транспортних засобів в інформаційно-аналітичній системі V2I. Особливо актуально це в умовах активного розвитку інтелектуальних транспортних систем.

Тому була створена імітаційна модель вибору оптимальних умов експлуатації транспортних засобів з урахуванням особливостей руху громадського транспорту, яку можна використовувати для вирішення завдань оптимізації руху транспортних засобів. Модель випробувана на ділянці транспортної мережі. Її адекватність підтверджена відповідними розрахунками. В результаті оптимізації середній час проїзду через розглянутий транспортний вузол і кількість машин, що знаходяться в заторах, було зменшено. Створені імітаційні моделі можуть бути використані в процесі перебудови транспортного вузла, для моделювання дорожнього руху при зміні умов експлуатації транспортних засобів і їх прогнозуванні.

Література

1. Gritsuk, I. V., Volkov, V., Mateichyk, V., Grytsuk, Y., Nikitchenko, Y., Klets, D. et. al. (2018). Information Model of V2I System of the Vehicle Technical

Condition Remote Monitoring and Control in Operation Conditions. SAE Technical Paper Series. doi: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0024>.

2. Володарець, Н.В. Разработка и создание имитационной модели для оптимизации дорожного движения в транспортном узле с учетом условий эксплуатации / Н.В. Володарець // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: XVIII Международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых, Гомель, 26–27 апреля 2018 г.: материалы конференции – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2018. – С. 557-559.

3. Володарець, М.В. До питання оптимізації параметрів робочих процесів в транспортному вузлі за допомогою AnyLogic / М.В. Володарець // Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту: VI Міжнародна науково-практична інтернет-конференція, Вінниця, 12-13 квітня 2018 р.: збірник наукових праць. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – С. 45-47.

4. Volodarets M., Gritsuk I., Ukrainskyi Ye., Shein V. et al., "Development of the analytical system for vehicle operating conditions management in the V2I information complex using simulation modeling", Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Ukraine, № 3 (107), p. 6-16, 2020, <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.215006>.

Горбик Юрий Васильевич, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yuragorbik@gmail.com

ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ З ГІБРИДНИМИ СИЛОВИМИ УСТАНОВКАМИ

Сьогодні, коли автомобілі традиційної конструкції з двигуном внутрішнього згоряння і трансмісією закінчують своє існування, їм на зміну приходять більш досконалі енергетично ефективні гібридні автомобілі. В останні роки їх число в нашій країні помітно збільшилася. Тенденція до підвищення виробництва таких автомобілів у всьому світі обумовлена зростаючими вимогами до екологічної безпеки і збільшенням попиту на автомобілі з економічним двигуном. В Євросоюзі розглядається проект закону до 2050 року ввести заборону на продаж бензину і експлуатацію автомобілів з традиційним бензиновим або дизельним двигуном в великих містах. У найближчі роки очікується значне збільшення пропонованих споживачеві марок гібридних автомобілів з боку європейських, китайських, корейських, японських, американських [1].

У тлумачних словниках «гібрид» відноситься до рослин і тварин, отриманим в результаті схрещування декількох видів з різними властивостями. Гібрид означає поєднує в собі ознаки різних предметів, явищ. Англ. «Hybrid»

застосовується в техніці, біології, музики, друку, до транспортних засобів, ігор. Наприклад: «Biology Hybrid означає потомство, що з'являється в результаті метизації», «Electronics Hybrid означає комп'ютер, що поєднує аналогові і цифрові функції», «Vehicles Hybrid означає транспортний засіб, що використовує більш ніж одне джерело енергії для руху».

В існуючих гібридних автомобілях передача енергії від первинного двигуна на провідний вал коліс автомобіля реалізована через одну з таких схем: послідовна, паралельна або змішана. Деякими компаніями прийнято розділяти гібриди на «м'які» (mild hybrids), де допоміжне джерело енергії виступає тільки в ролі асистента, «повні» (full hybrids), здатні деякий час рухатися тільки на допоміжному джерелі енергії, і «підзаряджатися» (plug-in hybrids).

Будь який гібридний автомобіль містить первинне джерело енергії, найчастіше це ДВЗ і вторинне джерело енергії, наприклад акумуляторну батарею, в цьому випадку гібридний автомобіль називають «електричним» (hybrid electric vehicle). Існують і інші типи гібридних автомобілів: «пневматичний» (pneumatic hybrid vehicle), «маховикові» (flywheel hybrid vehicle), «гідрравлічний» (hydraulic hybrid vehicle), однак масової популярності серед класу легкових автомобілів вони не отримали.

У легковому автопарку країни присутня частка автомобілів з гібридними силовими установками. За результатами інформаційного пошуку автопарку автомобілів з ГСУ України та інших країн встановлено наступне: їх кількість щороку зростає більш ніж на 40%, велике число вживаних автомобілів з ГСУ доставляється в Україну з Європи і США.

Конструкція ГСУ автомобілів значно відрізняється від традиційної схеми з ДВС, що призводить до додаткових складнощів при експлуатації і обслуговуванні. В результаті аналізу встановлено: найбільш поширеним типом ГСУ є змішана схема розташування елементів. Найбільш поширена модель автомобіля з ГСУ - Toyota Prius.

Діагностування, ремонт автомобілів з електромеханічними гібридними силовими установками (ГСУ) є проблемою. ГСУ в сукупності з бортовим комп'ютером автомобіля і іншими його вузлами є складною системою, що вимагає спеціальних підходів при визначенні технічного стану та ремонті. Саме така проблема може виникнути при експлуатації подібних автомобілів. Зокрема гібридних автомобілів Toyota, Lexus, Honda, Ford – найбільш поширених в Україні. У свою чергу від технічного стану автомобіля на дорозі безпосередньо залежить безпека учасників дорожнього руху.

У чинному в Україні Положенні з технічного обслуговування [2] відсутня нормативна інформація по автомобілям з ГСУ, а також не містить інформації ДСТУ 3649: 2010 [6] за визначенням справного стану силових агрегатів з електрифікованої трансмісією. При проектуванні станцій технічного обслуговування і організації проведення ремонтних робіт використовується нормативно-довідкова література [2, 3, 4], проте відсутня можливість застосовувати цю літературу до електрифікованих транспортних засобів, методи проведення робіт дещо інші.

Провідні виробники гібридних автомобілів на даний момент мало зацікавлені в організації якісного обслуговування і надання інформації за умовами визначення технічної справності і нормативним параметрам ГСУ. Обслуговуючий персонал станцій технічного обслуговування не має достатньої кваліфікації для проведення діагностики та ремонту подібних автомобілів.

В процесі експлуатації погіршення ефективних показників елементів ГСУ може бути викликано нормальним зносом деталей, відсутністю необхідного технічного обслуговування, іншими взаємопов'язаними причинами. У той же час несправності можуть бути не явними, тобто виникаючими тільки в певних умовах, не завжди визначаються або не визначеними статичними вимірами.

Сьогодні актуальним завданням є розробка методик, обладнання та рекомендацій, що дозволяють спростити процес діагностування, апріорно оцінити технічний стан гібридного двигуна автомобіля, а також методи навчання фахівців пристрою і принципам роботи гібридних систем.

Основними нормативними документами, що регламентують експлуатацію і обслуговування рухомого складу в Україні, на даний момент є:

- Закон України про автомобільний транспорт
- Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. Затверджено наказом Мінтрансу України 30.03.98 № 102;
- ДСТУ 3649: 2010 Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки технічного стану та методи контролю.

У даних нормативних документах відсутня інформація про безпечну експлуатацію, обслуговування транспортних засобів з ГСУ або з високовольтним електроприводом. У зв'язку з цим необхідна розробка відповідних рекомендацій, що відповідають вимогам заводу – виробника, вимогам існуючих нормативних документів і безпечної та надійної експлуатації ТЗ.

Відповідно до існуючих в Україні вимог з електробезпеки [4] весь технічний персонал, що працює з електроустановками максимальною напругою до 1000 В, повинен мати 3-ю групу допуску. Виконання цієї вимоги має бути відображено в нормативних документах. В даний час ремонт високовольтної частини ГСУ виконується з рекомендаціями, зазначеними в керівництві по ремонту автомобіля [5]. Порухення даних вимог може створити небезпеку для життя обслуговуючого персоналу. Таким чином, допуск до ремонту високовольтної частини на автотранспортних підприємствах повинен здійснюватися після перевірки знань щодо безпечного виконання робіт під розпис. А відповідно до діючих правил з електробезпеки роботи повинні виконуватися не менше ніж двома працівниками. Обслуговування автомобілів Toyota Prius здійснюється відповідно до сервісного бюлетеня, розробленим компанією Toyota [5].

Для збільшення моменту досягнення граничного стану елементів ГСУ, тобто збільшення ресурсу передбачені наступні рекомендації заводу:

- при тривалому зберіганні автомобіля необхідно запускати двигун хоча б один раз на місяць на 30 хвилин;
- не рекомендується їздити на автомобілі без бензину;
- не рекомендується намагатися заряджати ВВБ самостійно.

При проведенні контрольно-діагностичних, дефектувальних, розбірних, складальних, слюсарних, механічних робіт, що проводяться з ГСУ автомобіля Prius, використовується керівництво по експлуатації на автомобіль [5].

Найбільш дорогим і важко діагностуються елементом силового електроприводу є накопичувач електричної енергії – високовольтна акумуляторна батарея (ВВБ) Toyota Prius. У ГСУ автомобіля Prius застосовується нікель-металогідридні високовольтна акумуляторна батарея (Ni-MH ВВБ) компанії Панасонік. Підтримання необхідного рівня заряду ВВБ, захист від перезаряду, розряду, перевантаження здійснює ЕБУ ГСУ. Основними причинами несправності або пошкодження ВВБ є: порушення рекомендацій по експлуатації автомобіля, пошкодження при виконанні ремонту.

В результаті проведеного аналізу сервісних послуг на ринку з'ясовано, що існуюча інфраструктура переживає нестачу можливостей виконувати завдання підтримки технічно справного стану автопарку автомобілів з ГСУ. Найбільш значимі причини цього наступні: великі витрати на придбання дорогого діагностичного обладнання; відсутність кваліфікованих інженерів зі знаннями в області ГСУ; в рекомендованому заводом бюлетені на сервісне обслуговування не враховані важчі умови експлуатації. Нові підходи до проведення технічного обслуговування вимагають спеціальної підготовки персоналу. Початкові знання в області електрифікованих ТЗ можуть бути дані в вузах на базі спеціальності «Автомобільний транспорт», шляхом оновлення існуючих дисциплін, додавання курсу лекцій з комбінованим приводом, а також створення експериментальної лабораторної бази.

З урахуванням певних проблем і виходячи з поставлених цілей можна сформулювати завдання які потребують вирішення:

- розробка методики оцінки технічного стану ГСУ автомобіля;
- дослідження факторів, що впливають на періодичність виконання ТО і Р ГСУ автомобіля;
- розробка методів експериментальної оцінки технічного стану ГСУ.

Підсумував вище сказане можна зробити наступні висновки, що основними проблемами при експлуатації і обслуговуванні гібридних автомобілів є наступне:

1. Відсутність можливості діагностування елементів ГСУ на нерухомому автомобілі, тому що існують методики не можуть бути застосовані в повному обсязі;
2. Взаємовплив несправностей одних елементів ГСУ на працездатність інших;
3. Існує взаємозв'язок між кліматичними умовами, що виникають відмовами і несправностями, в зв'язку з чим необхідне коригування періодичності ТО;

4. Відсутні необхідні знання у обслуговуючого інженерно-технічного персоналу, а також обладнання для оцінки технічного стану і ремонту ГСУ.

Литература

1. Раков, В.А. Развитие парка гибридных автомобилей / В.А. Раков // Мир транспорта. – 2013. – №1 – С. 52-59.
2. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / Министерство транспорта Украины. – К., 1994. – 36 с.
3. Техническая эксплуатация автомобилей : учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомоб. хоз-во" / под ред. Е. С. Кузнецова . – 4-е изд., пе-рераб. и доп. - М. : Наука , 2004 . - 535 с. : ил.
4. Правила охорони праці на автомобільному транспорті. [Затверджено Наказ МНС України 09.07.2012 № 964]. – Київ: 2012. – 69 с.
5. Toyota Prius: модели 2003-2009 г.в.: устройство, техническое обслуживание и ремонт. – М.: Легион-Автодата, 2009. – 568 с.
6. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю: ДСТУ 3649-2010 – [Чиний від 2011-01-07]. – К.: Вид-во стандартів, 2010. – 28 с. (Національний стандарт України).

Грицюк Олександр Васильович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Левченко Денис Вадимович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ ЯКОСТІ ХОЛОДНОГО ПУСКУ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Розробники сучасних автомобілів орієнтуються на мінімізацію участі водія в контролі процесу роботи агрегатів і вузлів. Вимоги підвищення показників експлуатаційної якості силових установок передбачають автоматизацію систем управління всіх складних процесів згідно певних відпрацьованих алгоритмів, що проходять етап попередніх дослідних випробувань і оптимізації. Це забезпечує надійність роботи окремих систем та двигуна в цілому, а також дозволяє знизити кваліфікаційні вимоги до водіїв автомобільного транспорту.

Одним із складних процесів, що характеризує надійність роботи двигуна та автомобіля в цілому за загальними показниками ефективності та готовності до початку експлуатації є пуск. Холодний пуск дизеля неможливий без виконання заходів з налаштування відповідних характеристик паливоподачі, забезпечення певних мінімальних обертів прокручування КВ та забезпечення достатньої температури в камері згоряння для випаровування крапель палива і спалаху паливо-повітряної суміші. Сучасні тенденції зниження ступеня

стиснення автомобільних дизелів до значень 17 і нижче [1,2] мають негативний вплив на пускові якості холодного двигуна. При цьому актуалізується задача збереження характеристик пуску без застосування засобів передпускового підігріву за рахунок встановлення вимог до характеристик елементів системи пуску, розробки ефективного алгоритму управління та реалізації автоматичного управління процесом пуску.

Розробка ефективного алгоритму управління процесом пуску вимагає проведення попереднього експериментально-розрахункового дослідження, що дозволить утворити розрахункову модель у вигляді регресійного рівняння. Сучасні вимоги щодо відпрацювання ефективного пуску, як комплексного перехідного процесу, вимагають багатофакторної оцінки щодо вагомих параметрів впливу, таких якими можливо керувати або які слід оцінювати для забезпечення надійного пуску. В поточному дослідженні кількість лінійно незалежних факторів, що розглядаються як найбільш впливові на якість пуску, складає шість. Їх найменування та описання наведені в роботі [3]. Проте важливу роль для оцінки якості пускових властивостей, їх оптимізації та подальшого формування ефективного алгоритму управління системою пуску та холостого ходу, займають критерії, за якими буде проведена оцінка досліджуваного процесу.

В Україні і досі немає жодного державного стандарту, що регламентує характеристики пуску ДВЗ, зокрема нових конструкцій малолітражних високооборотних транспортних дизелів. Але всі вимоги щодо створення систем пуску наведено у джерелі [4]. Згідно цих вимог, пускові властивості оцінюють за двома параметрами: граничною температурою надійного пуску холодного двигуна ($t_{пуск.min}$) та часом підготування двигуна до сприйняття навантаження. Проектування сучасного транспортного дизеля вимагає орієнтуватися так само на наявні в Україні вимоги щодо викидів шкідливих речовин згідно нормативу Євро-5, що не дозволяє оцінювати пускові властивості двигуна з умови забезпечення задовільних характеристик пуску дизеля, які спираються виключно на технічні вимоги транспортного засобу і гарантують холодний пуск при певних умовах.

Важливим параметром, який прийнято авторами при розробці методики дослідження процесу пуску дизеля є час, що відводиться для однієї окремої спроби пуску. За умови електростартерного пуску технічними умовами стартера нормується 15 с прокручування колінчастого валу (КВ) [4]. Такий час обраний в якості максимального часу прокручування КВ електростартером у випадку відсутності факту пуску дизеля. Таким чином проводиться ділення експериментальних холодних пусків при різних початкових умовах на ті, що забезпечують пуск дизеля і не забезпечують. Ті ж 15 с обрані верхньою межею часу прокручування в алгоритмі автоматичного управління.

Ще одним допоміжним критерієм є оцінка факту пуску двигуна. Запропонований в [5] критерій наявності 75% спалахів за 2 оберти КВ знайшов практичне підтвердження при проведенні даного експериментального дослідження і також прийнятий для проведення обробки експериментальних

даних. Так, враховуючи той факт, що вимогам проведення експериментального дослідження відповідає створена фізична модель сучасного дизеля, згідно розробленої методики дослідження пуску автомобільного дизеля, можна на практиці стверджувати, що пуск дизеля відбувається при умові появи трьох послідовних спалахів в циліндрах дизеля.

При встановленні меж варіювання значень незалежних керуючих факторів у план експерименту закладалась така мінімальна частота прокручування КВ, яка попередньо визначалась виключно можливістю створення умов для організації будь-якого робочого процесу в циліндрах дизеля. Таким чином, навіть миттєве прискорення КВ в процесі спроби пуску вважалось підставою продовження роботи стартера при наявності 15 с від його включення, або використовувалось для теоретичного прогнозу ймовірного часу пуску при умові його фактичної відсутності.

Таким чином, для вирішення задачі оптимізації процесу пуску запропоновані два основних комплексні показники якості пуску, що відповідають умовам дослідження і характеризують напрямки підвищення надійності пуску ДВЗ та мінімізації витрат енергії на цей процес:

1. Миттєве безперервне прискорення КВ у процесі спроби пуску, що відповідає часу, який витрачено на пуск ДВЗ при оптимальних параметрах системи пуску, та дає можливість, та дає можливість прогнозування цього показника при відсутності пуску.

2. Показник еквівалентної енергетичної складової пуску, що представлений інтегральною характеристикою еквіваленту витраченої енергії за час прокручування КВ зовнішнім джерелом енергії фактично у випадку пуску, або розрахункової при його відсутності.

Перший показник безпосередньо характеризує якість пуску і корелює із широко розповсюдженим показником – часом, витраченим на пуск ДВЗ. Необхідність такого показника в тому, що він дозволяє поєднати в одну групу досліди з різними наслідками, в тому числі без факту пуску на досліджуваному проміжку часу.

Виходячи з того, що запропонований показник якості пуску і традиційний показник часу, витраченого на пуск, є залежними, можна зробити висновок щодо впливу окремих факторів згідно попередніх досліджень. Так з [6, 7] видно, що принаймні один з використаних в дослідженні факторів, а саме кут випередження упорскування палива $\theta_{ВУП}$ має екстремальне значення всередині діапазону варіювання фактору і гарантовано може бути оптимізований. Стосовно інших факторів завчасно невідомо про їх характер впливу на функцію відгуку всередині прийнятих діапазонів варіювання, проте є підстави припускати нелінійний характер залежності від фактору циклової подачі палива [6].

Список використаних джерел

1. Pacaud P. Cold Start on Diesel Engine: Is Low Compression Ratio

Compatible with Cold Start Requirements? / P. Pacaud, H. Perrin, O. Laget // SAE International Journal of Engines. – 2009. – Vol. 1, № 1. – С. 831-849.

2. MacMillan D. J. Influences on the Cold Start Behaviour of a Diesel Engine at Reduced Compression Ratio : дис. ... PhD : утв. 05.2009 / David James MacMillan : University of Nottingham. – Nottingham, 2009. – 243 с.

3. Левченко Д.В. Вибір та обґрунтування математичного плану 6-ти факторного експерименту при дослідженні пускових якостей ДВЗ / Д. В. Левченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2021. – № 2'2021. – С. 86-92. DOI: 10.20998/0419-8719.2021.2.12, ISSN: 0419-8719

4. Грицюк О.В. Теоретичні основи та практичні методи створення високообертового малолітражного дизеля багатопільового призначення : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.03 / Грицюк Олександр Васильович ; Харків. НТУ «ХПІ». – Харків, 2010. – 39 с.

5. Назаров В.А., Пусковые процессы семейства перспективных дизелей / В.А. Назаров, Н.Н. Сметнев ; под ред. : В.И. Шаховцева. – М. : НИИНавтопром, 1967. – 104 с.

6. Половинка Э. М. Исследование пусковых режимов судового высокооборотного двигателя / Э.М. Половинка, Р.Я. Гарвалов, Д.С. Мазур, А.О. Рознатовский // Матеріали науково-технічної конференції «Річковий та морський флот:експлуатація і ремонт», 22.03.2018 – 23.03.2018.– Одеса : НУ "ОМА", 2018. – С. 10-14.

7. Грицюк А. В. Опыт применения метода планируемого эксперимента в исследованиях переходных процессов пуска дизельного двигателя / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2012. – № 2. – С. 53-59.

Грицюк Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор, Херсонська державна морська академія, gritsuk_iv@ukr.net

Худяков Ігор Валентинович, старший викладач, Херсонська державна морська академія, igor.khudiakov563@gmail.com

Погорлецкий Дмитро Сергійович, к.т.н., старший викладач, Херсонська державна морська академія, dimon150582@gmail.com

Агеєв Максим Сергійович, к.т.н., доцент, Херсонська державна морська академія, maxageev73-73@ukr.net

РОЗРОБКА МОДЕЛІ БАЗИ ДАНИХ ІНФОРМАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ,

Відомі системи моніторингу транспортних засобів, що були розроблені в ХНАДУ і НТУ під керівництвом докторів технічних наук Волкова В.П. [1] , Грищука І.В. [2] та Матейчика В.П. [1] дозволяють здійснювати ідентифікацію транспортного засобу (ТЗ), безперервне автоматичне вимірювання параметрів, що характеризують стан ТЗ, діагностування, а саме контроль справності ТЗ і

його складових елементів, розпізнавання і запобігання розвитку відмов у його роботі і в кінцевому рахунку – забезпечення функціонування системи технічного обслуговування і ремонту ТЗ за технічним станом [1, 2]. Означені системи являють собою складний комплекс бортових і стаціонарних технічних і програмних засобів.

Існуючі системи моніторингу ТЗ не враховують вплив режимів праці та відпочинку водія (РПВВ) на транспортний процес і можливість оперативного контролю руху транспортного засобу. Особливістю інформаційної системи моніторингу ТЗ оснащеною тахографом і трекером є те, що вона базується на системі запропонованій Волковим Ю.В. [2], але система з встановленим тахографом і трекером розглядає особливості дистанційної перевірки РПВВ в сучасному ІПК у процесі визначення параметрів технічного стану ТЗ.

Опис загальної інформаційної моделі предметної області системи моніторингу параметрів тахографа і трекера у взаємодії з описом технічного стану ТЗ.

Модель предметної області $M_{заг}$ системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ разом з тахографом і трекером представлена у вигляді наступної множини компонентів і складових системи інформації, а саме технічних параметрів стану двигуна ТЗ, технічних параметрів стану безпосередньо ТЗ МТЗ, режимів роботи та відпочинку водія M_{tg} , стану ТЗ і причепа (додаткове обладнання), екологічних показників ТЗ M_{tr} [3 - 7]. Формули представлені в загальному вигляді:

$$M_{заг} = M_{ТЗ} + M_{tg} + M_{tr}, \quad (1)$$

де $M_{ТЗ} = \langle O_{ТЗ}, V_{ТЗ\text{ вх.}}, V_{ТЗ\text{ вих.}}, F_{ТЗ}, H_{ТЗ}, P_{ТЗ}, R_{ТЗ}, \rangle$, у відповідності до [2]

$$M_{tg} = \langle O_{tg}, V_{tg\text{ вх.}}, V_{tg\text{ вих.}}, F_{tg}, H_{tg}, P_{tg}, R_{tg}, \rangle, \quad (2)$$

де $O_{tg} = \{o_{tgm} | m_{tg} = \overline{1, M_{tg}}\}$ – множина об'єктів автоматизації ТЗ, які можливо представити самостійними частинами для блоків збирання і передачі інформації: про ідентифікацію ТЗ, про стан ТЗ, про час роботи ТЗ, про швидкість ТЗ, про стан причепа (додаткове обладнання) ТЗ формування опису моделі бази даних інформаційної системи моніторингу параметрів тахографа в системі технічного стану ТЗ;

$V_{tg\text{ вх}} = \{v_{tql} | l \in L_{tg\text{ вх}}\}$ – множина вхідних інформаційних елементів;

$V_{tg\text{ вих}} = \{v_{tql} | l \in L_{tg\text{ вих}}\}$ – множина вихідних інформаційних елементів;

$V_{tg} = V_{tg\text{ вх}} \cup V_{tg\text{ вих}}$ – повна множина інформаційних елементів;

$F_{tg} = \{f_{tgi} | i_{tg} = \overline{1, I_{tg}}\}$ – множина функцій користування (функції автоматизації), що виконуються системою моніторингу параметрів тахографа в системі технічного стану ТЗ;

$H_{tg} = \{h_{tqj} | j_{tg} = \overline{1, J_{tg}}\}$ – множина завдань обробки даних системи моніторингу параметрів тахографа в системі технічного стану ТЗ;

$P_{tg} = \{p_{tgk} | k_{tg} = \overline{1, K_{tg}}\}$ – множина користувачів (кількість і склад персоналу), яка забезпечує роботу з системою моніторингу параметрів тахографа в системі технічного стану ТЗ;

$R_{tg} = \{r_{tgy} | y_{tg} = \overline{1, Y_{tg}}\}$ – множина відносин (взаємозв'язків) між компонентами M_{tg} предметної області (2) системи моніторингу параметрів тахографа в системі технічного стану ТЗ.

$$M_{tr} = \langle O_{tr}, V_{tr \text{ вх}}, V_{tr \text{ вих}}, F_{tr}, H_{tr}, P_{tr}, R_{tr} \rangle, \quad (3)$$

де $O_{tr} = \{o_{trm} | m_{tr} = \overline{1, M}\}$ – множина об'єктів автоматизації ТЗ, які можливо представити самостійними частинами для блоків збирання і передачі інформації: про стан ТЗ і причепа (додаткове обладнання), про екологічні показники ТЗ формування опису моделі бази даних інформаційної системи моніторингу параметрів трекера в системі технічного стану ТЗ;

$V_{tr \text{ вх}} = \{v_{trl} | l \in L_{tr \text{ вх}}\}$ – множина вхідних інформаційних елементів;

$V_{tr \text{ вих}} = \{v_{trl} | l \in L_{tr \text{ вих}}\}$ – множина вихідних інформаційних елементів;

$V_{tr} = V_{tr \text{ вх}} \cup V_{tr \text{ вих}}$ – повна множина інформаційних елементів;

$F_{tr} = \{f_{tri} | i_{tr} = \overline{1, I_{tr}}\}$ – множина функцій користування (функції автоматизації), що виконуються системою моніторингу параметрів трекера в системі технічного стану ТЗ;

$H_{tr} = \{h_{trj} | j_{tr} = \overline{1, J_{tr}}\}$ – множина завдань обробки даних системи моніторингу параметрів трекера в системі технічного стану ТЗ;

$P_{tr} = \{p_{trk} | k_{tr} = \overline{1, K_{tr}}\}$ – множина користувачів (кількість і склад персоналу), яка забезпечує роботу з системою моніторингу параметрів трекера в системі технічного стану ТЗ;

$R_{tr} = \{r_{try} | y_{tr} = \overline{1, Y_{tr}}\}$ – множина відносин (взаємозв'язків) між компонентами M_{tr} предметної області (3) системи моніторингу параметрів трекера в системі технічного стану ТЗ.

При необхідності мати сумісні бази даних і об'єднувати інформаційні системи, в залежності від вимог конкретного варіанту завдання на створення предметної області, всі функції в частині користування, завдання обробки даних, об'єктів і автоматизації і інформаційні елементи можуть бути як зменшені так і збільшені за обсягом[4-7].

Висновки.

В результаті формування опису моделі бази даних інформаційної системи моніторингу параметрів тахографа і трекера в системі технічного стану ТЗ визначено основні множини відносин (взаємозв'язків) між компонентами в межах інформаційної моделі предметної області транспортного засобу. Отримано інформаційні моделі, які забезпечують сталий однозначний зв'язок об'єктів системи з інформаційними елементами і з об'єктами автоматизації.

Література

1. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем: монография / Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я. и др; под. ред. Волкова В.П. - Донецк: Ноулидж. 2013. - 400 с.
2. Волков В.П. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів Монографія / Під редакцією Волкова В.П. / Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В., Володарець М.В. // Харків: Вид-во Панов А. М., 2018. - 298 с.
3. Волков, В.П. Особливості отримання інформації про параметри технічного стану двигуна і транспортного засобу в процесах формування інтелектуальної системи моніторингу в умовах ITS / В.П. Волков, І.В. Грицук, В.М. Павленко, Т.В. Волкова, М.В. Володарець, Ю.В. Волков, З.І. Краснокутська // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К., НТУ, 2016. - Вип.18 .Частина 1 Серія «Технічні науки», - С.11-23.
4. Тишковский, Д.В. Особенности методики создания информационной системы предприятий хлебопекарной промышленности [Электронный ресурс]/ Д.В. Тишковский // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 4. – Режим доступа: www.science-education.ru/104-6824 (дата обращения 13.09.2017 г.). – Название с экрана.
5. Атрощенко В.А. Технические возможности повышения ресурса автономных электростанций энергетических систем. Монография. / В.А. Атрощенко, Ю.Д. Шевцов, П.В. Яцынин, Р.А. Дьяченко, М.Н. Педько. - Краснодар: Издательский Дом - Юг, 2010. - 192 с.
6. Махаммад М.Д. Разработка информационной системы для дизельных электростанций с возможностями прогноза их технического состояния: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.13.01 / Махаммад Мааз Джасем Махаммад; ГОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет». – Краснодар, 2009. – 23 с.
7. Матейчик В. П. Особливості моніторингу стану транспортних засобів з використанням бортових діагностичних комплексів / В. П. Матейчик. В. П. Волков. П. Б. Комов. І. В. Грицук. А. П. Комов. Ю. В. Волков // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Технічна серія. - 2014. - Вип. 13(1).- С. 125-137.

Дитятьев Александр Васильевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, alex-dit@ukr.net

Белов Валентин Иванович, ст. преподаватель, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, below.valentin45@gmail.com

ОСОБЕННОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С СИСТЕМОЙ ОТКЛЮЧЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ

Двигатели с системами отключения цилиндров на частичных режимах позволяют экономить топливо до 7% [1] и снизить выбросы CO_2 на 10 г/км. В 2012 г. концерн VOLKSWAGEN впервые запустил в массовое производство двигатель 1,4 TSI - EA211 (СРТА) с системой отключения цилиндров АСТ (Active Cylinder Technology) [2]. Отключаются средние цилиндры, 2-й и 3-й, путём закрытия в них впускных и выпускных клапанов, при этом оставшийся в цилиндрах воздух сжимаясь-разжимаясь, действует как своего рода пружина с незначительными суммарными затратами энергии. Топливо и искра от системы зажигания в отключённые цилиндры не подаётся. В качестве условий отключения здесь принимаются ограничения по крутящему моменту, по частоте вращения вала и температуре масла двигателя. Рабочая зона системы отключения цилиндров по крутящему моменту - 32-35% от максимального, по частоте вращения - 20...70% от максимальной. Автоматический переход с режима на режим обеспечивает блок управления двигателем путём реализации последовательных шагов с учётом информации от привычных датчиков системы управления двигателем и подсистемы АСТ. К системе АСТ относятся исполнительные механизмы включения-выключения впускных и выпускных клапанов распределительных валов. Роль датчиков крайних положений кулачков выполняют сами исполнительные механизмы. Особо ответственными при эксплуатации являются переходные режимы. Особенности двигателей с системой АСТ необходимо учитывать при обслуживании и вождении автомобилей. В частности, повышенного внимания требуют гидравлические опоры двигателя, двухмассовый маховик со специальными настройками, настроенная выпускная система; также существуют ограничения при вождении.

Литература

1. Система непосредственного впрыска бензина Bosch Motronic MED 7 [Электронный ресурс] Режим доступа: dl.khadi.kharkov.ua/mod/resource/view.php?id=21901. – Назва з екрану.
2. Система отключения цилиндров (АСТ) на двигателе 1,4 л 103 кВт TSI. Устройство и принцип действия. Программа самообучения 510. [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://docplayer.com> > 48619127-Volkswagen-technical Site.

Зайченко Стефан Володимирович, д.т.н., професор, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", zstefv@gmail.com

Жукова Наталія Іванівна, к.т.н., доцент, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"

Стратила Богдан Валерійович, магістр, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"

Сорочинський Ярослав Захарович, магістр, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"

ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОННИХ ДАТЧИКІВ ГАЗІВ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ СТАНУ АВТОНОМНОГО ГЕНЕРАТОРА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ НА БАЗІ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Сучасний етап розвитку енергетики характеризується широким використанням альтернативних та відновлюваних джерел енергії, вітрогенератори сонячні панелі. Такі системи, як правило, мають надскладну структуру і мають високу питому вартість електроенергії. Наявність поновлюваних джерел енергії дозволяє використовувати їх як окремі, але ефективність та надійність повністю залежать від добових ритмів та пори року. Ці особливості істотно обмежують використання альтернативних джерел енергії як надійного автономного джерела енергії. Наявність надійного резервного джерела живлення на сучасному підприємстві - запорука безпечної та якісної роботи.

Єдиним надійним та економічно ефективним рішенням для резервних джерел живлення є електростанції на базі двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Використання цього типу обладнання для виробництва електроенергії військовими та судновими електростанціями є свідченням його найвищої надійності та безпеки серед можливих варіантів автономного електропостачання.

Частота використання резервного джерела живлення залежить від надійності основної системи електропостачання і може коливатися від одноразових запусків на рік до щоденного використання. Готовність обладнання значно знижується, як у першому випадку через інтенсивний режим роботи, так і у другому через старіння полімерних елементів системи та погіршення паливно-мастильних матеріалів, що призводить до відкладень у каналах електропостачання, розмагнічування ротора тощо. Ці процеси, які відбуваються в автономних джерелах живлення на базі двигунів внутрішнього згорання, вимагають постійного моніторингу, щоб мати можливість використовувати це обладнання як резервне джерело живлення. Вирішенням цієї проблеми є розробка системи діагностики автономних джерел енергії на основі двигунів внутрішнього згорання.

Вирішуючи проблему визначення технічного стану автономних джерел енергії на базі двигунів внутрішнього згорання, дослідники залежно від сфери своєї діяльності звертають увагу на механічну (двигун внутрішнього згорання) або електромеханічну частину (генератор) об'єкта [1-5]. При цьому використовуються різні датчики для контролю електричних, механічних і масових діагностичних параметрів. Розглядаючи лише частину об'єкта, виділяються можливі умови та діагностичні показники, які можуть визначити стан лише окремого компонента. Таким чином, для визначення стану об'єкта необхідно впровадити комплекс тестів для окремих за заздалегідь визначених компонентів, що значно збільшує час та вартість діагностики. Створення системи технічного діагностування стану автономного генератора електричної енергії на базі двигуна внутрішнього згорання з використанням нових типів датчиків, яка дозволяє з мінімальними витратами і високою надійністю визначити технічний стан об'єкта, що досліджується є актуальною науковою проблемою. Принципово новими датчиками, які з високою надійністю і швидкістю визначають діагностичні ознаки різних складних об'єктів, у тому числі, таких як людина, є електронні аналізатори газів(електронний ніс)[6-9]. Застосування електронних аналізатори газів давно стали нормою для гірничої промисловості, пожежної служби, таможні, правоохоронних органів. Широка сфера застосування зумовила появу цілого ряду, які розділяються за принципом дії на електрохімічні, каталітичні, фотоіонізаційні, інфрачервоні, напівпровідникові, ультразвукові, голографічні.

Особливістю роботи електричних машин є недосконалість перетворення енергії зі збільшенням ентропії системи, що супроводжується з виділенням теплоти. Виділення теплоти призводить до нагрівання елементів системи, які в свою чергу інтенсивно виділяють у атмосферу молекули верхніх шарів поверхонь. Визначення хімічного складу газового оточення обладнання дозволяє локалізувати місце дефекту.

Метою дослідження є розроблення концепції будови системи технічного діагностування автономного генератора електричної енергії на базі двигуна внутрішнього згорання з використанням електронних аналізаторів газів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- Визначити можливі стани автономного генератора електричної енергії на базі двигуна внутрішнього згорання(АГЕЕ);
- Для кожного стану автономного генератора електричної енергії визначити характерні газові випаровування;
- Підібрати комплект датчиків які з високою точністю визначають концентрацію компонентів у повітрі.
- Розробити алгоритм роботи комплексу обладнання технічного діагностування на оснвні роботи принципів нейронної системи і електронних газових датчиків;

- Перевірити розроблений діагностичний комплекс електронних аналізаторів газів для визначення стану автономного генератора електричної енергії на базі двигуна внутрішнього згорання.

Особливістю представленої системи діагностування стану автономного генератора електричної енергії на базі двигуна внутрішнього згорання є можливість проведення діагностичних робіт без виводу обладнання з роботи, що мінімізує втрати від простою. Також використання даної системи дозволяє виявити розвиток дефекту на ранніх стадіях розвитку, що перешкоджає і значно зменшує вартість ремонту енергетичного опри виході з справного стану.

Література

1. Denysiuk S. Assessment of consumers power consumption optimization based on demand side management //EUREKA: Physics and Engineering,(2). – 2021. – С. 19-31.
2. Зайченко С. Зменшення ступені невизначеності технічного стану автономного джерела живлення/ С. Зайченко, Р. Куліш// Прикладні науково-технічні дослідження : матеріали V міжнар. наук.-прак. конф., 5-7 квіт. 2021 р. – Академія технічних наук України. – Івано-Франківськ Том 1, С. 175-178.
3. Zaichenko S. Determination of autonomous electrical energy source technical condition based on an internal combustion engine //2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek). – IEEE, 2020. – С. 305-308.
4. Zaichenko S. Autonomous electric power source energy efficiency improvement by internal combustion engine gases distribution control //2020 IEEE 7th International Conference on Energy Smart Systems (ESS). – IEEE, 2020. – С. 262-265.
5. Zaichenko S. Substantiation of diagnostic parameters of autonomous sources of electric energy on the basis of the internal combustion engine at development of system of technical diagnostics //POWER ENGINEERING: economics, technique, ecology. – 2020. – №. 3. – С. 29-34.
6. Saraoğlu h. M. Elektronik burun teknolojisi ve uygulama alanları. – 2008.
7. Saraoğlu H.M., A.O. Selvi, İnsan Nefesinden Kandaki Glikoz ve HbA1c Değerlerinin Elektronik Burun Kullanılarak Belirlenmesi, 18. Biyomedikal Mühendisliği Ulusal Toplantısı (BİYOMUT 2014)
8. Saraoğlu H. M. ve Koçan M., “Diyabetli Kan Glukoz değerinin Nefes Kokusundan QCM Sensör Tabanlı Elektronik Burun Kullanılarak Belirlenmesi”, 15. Biyomedikal Mühendisliği Ulusal Toplantısı (BİYOMUT 2010)
9. Saraoğlu H. M., Selvi A. O. Determination of glucose and HbA1c values in blood from human breath by using radial basis function neural network via electronic nose //2014 18th National Biomedical Engineering Meeting. – IEEE, 2014. – С. 1-4.

Зыбцев Юрий Васильевич, старший преподаватель кафедры ТЭСА, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, dandz2805@gmail.com

РАЗВИТИЕ СТЕНДОВ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ХОДОВОЙ ЧАСТИ АВТОМОБИЛЕЙ

Анализ конструкций существующих стендов для диагностики ходовой части автомобилей показывает, что на сегодняшний день существует несколько типов.

Первый - стенд для диагностики и регулировки углов колес, второй - вибростенд и третий - стенд для проверки тормозных систем.

Также бывают комбинированные стенды, чаще всего это объединенный вибростенд и стенд проверки тормозных систем, но бывают и линии для проверки технического состояния ходовой части автомобилей.

Такие линии состоят из стендов проверки тормозных систем, затем вибростенд, а в конце подъемник четырехстоечный или ножницы, на которых устанавливается стенд для регулировки углов колес.

Такие линии бывают еще с двумя или большим количеством подъемников. Это используется на станциях, где высокий поток автомобилей, чтобы увеличить пропускную способность данного участка СТО.

Барабанный стенд. Диагностика тормозов имеет большое значение в процессе эксплуатации транспортного средства. Подручными средствами в гаражных условиях выполнить качественную проверку данной системы не получится в силу технических ограничений. Но грамотное использование тормозного стенда позволит не только выявить очевидные неисправности устройства, но и провести ремонт с заменой отдельных компонентов.

Большинство моделей данного оборудования выполняются в виде платформенной базы с функциональными компонентами, электротехнической основой и цифровыми средствами контроля рабочего процесса. Функциональные компоненты представляют собой стойку управления, светодор, комплекс датчиков, регулирующие положение штативы и программное обеспечение.

В качестве опционального дополнения некоторые производители предлагают обеспечивать тормозной стенд аппаратами для создания отчетов (печатающие устройства).

После установки автомобиля на площадке оператор запускает оборудование. Далее в процесс включаются тензорезисторные датчики, которые фиксируют показатели реактивных моментов торможения.

Регистрация усилия происходит на фоне поступления электрического сигнала возникает от мотора-редуктора.

В ходе скольжения шин по барабанам установок происходит отключение электропривода платформы, если момент противодействия колеса обеспечит нужное усилие.

Если диски покажут установленные ранее значения проскальзывания, оба ролика на оси отключатся. Важно отметить, что колеса могут проверяться в различных условиях.

Для каждого состояния роликовой поверхности присваиваются определенные показатели нормативов, при которых диски должны дать оптимальное тормозное усилие. Конкретные значения для гидравлических и пневматических систем фиксируются датчиками.

Кроме этого, стенд тормозной может замерять усилие при прокрутке незаторможенном колеса. Данный показатель позволяет оценить состояние подшипников, уровень сопротивления в трансмиссии и величину зазоров между дисками и колодками.

Отличаются старые и новые стенды точностью показаний проверки, что достигается благодаря использованию более точных датчиков и новому программному обеспечению. Если на старых стендах были только аналоговые приборы, то на новых - все выводится на экране компьютера, в некоторых даже указывается возможная неисправность.

Вибростенд. Различные неисправности в системах подвески автомобилей могут привести к неприятным последствиям. Автомобиль может занести при вхождении в поворот и тем самым спровоцирует серьезное ДТП.

Нужно понимать, что любые поломки в подвеске не возникают сразу же. Элементы подвески изнашиваются в процессе эксплуатации и в любой момент дадут автовладельцу знать о себе.

Но сегодня используют современные технологии. Сейчас используют вибростенд для диагностики подвески, на котором выполняют проверку ходовой части автомобилей.

Это специальная раскачивающаяся платформа. Она оборудована большим количеством датчиков и подключена к компьютеру со специальным программным обеспечением.

Процесс компьютерной диагностики – это достаточно сложная процедура. После того, как автомобиль заедет на платформу, вибростенд для диагностики подвески начнет раскачиваться. Таким образом, система создает условия, максимально приближенные к реальной езде по дорогам.

Стенд вибрирует в диапазоне от 0-25 Гц, при этом частота постепенно растет. Во время данного процесса, датчики постоянно измеряют динамический вес каждого из колес и сравнивают наименьшее значение со стандартными показателями. Меньше динамический или статический вес, сообщает о полной исправности подвески и ходовой части.

Также в ходе теста проверяют отдельно переднюю и заднюю подвеску. Ранее на таких стендах проверялись по большей части стойки автомобиля, а сейчас на более современных и дорогих стендах кроме вибраций, имитируются и боковые крены.

Так можно проверить ступичные подшипники, шаровые опоры.

В результате владелец узнает обо всех неисправностях в ходовой части. Но не все согласны с точностью показаний этих стендов, особенно более простых, которыми оснащены большинство станций, это те проверяющие по большей части амортизаторы автомобиля.

С этим не согласилась компания Monroe – один из крупнейших производителей амортизаторов. Прежде всего, то, что одни и те же симптомы нарушения работы подвески могут быть вызваны износом различных ее узлов.

Для амортизатора такой метод не целесообразен: слишком сложная процедура снятия и установки. По этой же причине не выгодно демонтировать амортизатор для более точной диагностики на специальной аппаратуре.

Другая сторона проблемы: на показания вибростенда влияют различные узлы автомобиля. Замена некоторых изношенных элементов подвески обычно ведет к изменению ее характеристик.

И третий вид стенда – это стенд по установке углов наклона колес. Существует несколько основных типов стендов, используемых для регулировки схождения и развала. Некоторые из них считаются устаревшими и используются редко. Другие появились совсем недавно и только набирают популярность. Наиболее известны такие виды этого оборудования.

Оптические. Для проведения измерений используется световой луч, который выходит из размещенных на ободах колес оптических трубок.

При измерении углов пучок света проецируется на экран с нанесенными шкалами (линейной, угловой). Используя эту технологию стенды могут выполнять измерения только для передней оси.

Такое оборудование появилось одним из первых и сейчас практически не используется по целому ряду причин: выполнять измерения с его помощью достаточно сложно, функциональность стендов серьезно ограничена, они не способны выполнять измерения для целого ряда параметров. На самом деле точность такого измерения имеет большую погрешность, что не позволяет установить положение колес точно, и всегда несколько градусов оказывались лишними. Кроме того, оптический стенд развала схождения дает возможность вычислить угол наклона только одной колесной пары - передней или задней. То есть установить все колеса машины под одинаковым углом практически невозможно.

Лазерные. Принцип работы аналогичен оптическим стендам, однако вместо пучка света используется лазерный луч. Это позволяет проводить измерения для передней и задней подвески, дает достаточно высокую точность, в целом упрощает работу с оборудованием. Однако, и лазерные стенды постепенно используются все реже по мере того, как на рынке появляется более точное и удобное оборудование.

Компьютерные. Компьютерные модели используют для измерений датчики, которые крепятся на измерительных головках оборудования. Размещая их на колесах автомобиля, можно получать точную информацию о

фактическом состоянии колес. Фиксируя свое положение с высокой точностью, датчики передают эти сведения на компьютер.

Далее информация обрабатывается специализированным ПО и выводится в виде графиков, диаграмм, отчетов.

Все современные стенды развал-схождения являются компьютерными. Они различаются между собой способом передачи информации и используемой для измерений электроникой. В свою очередь компьютерные стенды могут тоже эволюционировать. Компьютерные стенды можно разделить на несколько групп.

Стенды с измерительными блоками. На колеса автомобиля на специальных креплениях-захватах устанавливаются блоки, содержащие в себе датчики, которые вычисляют положение измерительных блоков относительно друг друга в пространстве и передают эту информацию на ПК для анализа.

На основе этих данных ПО вычисляет положение колес как по вертикали и горизонтали, так и относительно друг друга. После этого полученные данные сверяются с эталонными, хранящихся в БД стенда, выводятся рекомендации по регулированию подвески автомобиля.

В данных моделях стендов большая часть сложной дорогостоящей электроники располагается в измерительных блоках, а так как измерительные блоки перемещаются постоянно, то сложно уберечь их от ударов и поломок.

Стенды с использованием 3D технологии. Основой данных моделей является система машинного зрения, состоящая из видеокамер и плоских мишеней с градиентным рисунком. Цифровые камеры высокого разрешения определяют положение мишеней в пространстве, на основании этих данных ПО строит пространственную модель подвески автомобиля и вычисляет все необходимые параметры сход-развала.

Достоинство данных моделей - в отсутствии сложной (дорогой) электроники которую нужно перемещать - на колеса устанавливаются мишени, в которых отсутствует электроника.

Бесконтактные стенды - это перспективная разработка. Предполагается, что при использовании таких стендов размещать дополнительное оборудование (датчики, мишени) на колесах автомобиля не потребуется. Измерения будут проводиться автоматически, с использованием системы датчиков или камер, установленных рядом с автомобилем и измеряют углы установки колес в бесконтактном режиме.

Выводы. С усложнением конструкции автомобиля и с увеличением их количества на дорогах, увеличивается потребность в ремонте, и в пропускной способности постов диагностики. Поэтому стенды для диагностики тоже не стоят на месте, их постоянно унифицируют, улучшают, и подводят к тому, что бы большую часть работы выполнял компьютер. Благодаря этому увеличивается скорость работы с оборудованием, простота его эксплуатации и точность показаний, следовательно, и больше пропускная способность поста. Но все же не все новейшее и точное оборудование может заменить опыт и мастерство автослесаря, что изложено выше в статье.

Колодницька Руслана Віталіївна, к.т.н., доцент, Державний університет «Житомирська політехніка», ruslanakolod2017@gmail.com
Кравченко Олександр Петрович, д.т.н., професор, Державний університет «Житомирська політехніка»

МОДЕЛЮВАННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ МЕТОДОМ НЕЙРОННИХ МЕРЕЖ

Вступ

Автомобільний транспорт дає біля однієї п'ятої частини вуглекислого газу у світі [1]. Викиди вуглекислого газу можна зменшити, зменшивши витрату палива автомобілем. Більшість моделей (на прикладі моделі М.Я. Говорущенка) описують середнє значення витрати палива. Щоб мінімізувати шкідливі викиди і високий рівень забруднення атмосферного повітря в міських районах, спричинений у значній мірі автомобільним транспортом, необхідне впровадження методів безперервного та точного моніторингу.

Покращення балансу вуглекислого газу досягається використанням біопалива. Використовується воно у двигунах внутрішнього згоряння автотранспортних засобів, як правило, у суміші з дизельним паливом (біодизель). В зв'язку з підвищеними викидами оксидів азоту та сажі, що дає дизельне паливо [2, 3], на даний момент автомобілі, що працюють на дизельному паливі, мають обмеження в Європі.

Отже, метою даного дослідження - розвинути модель витрати дизельного біопалива, яка базується на миттєвих даних.

Основна частина

Метод нейронних мереж (Neurone Network, NN) представляє собою один із сучасних методів моделювання процесів у складних системах. В роботі [1] представлений метод визначення витрати палива на основі рекурентних нейронних мереж.

Вибір типу нейронної мережі

Основні нейронні мережі, які можуть використовуватися для досліджень витрати палива – це нелінійна авторегресійна мережа з екзогенними входами (NARX-RNN) та NN з довготерміноюю короткочасною пам'яттю (Long-Short-Term-Memory, LSTM). Оскільки відповідна архітектура NN не відома, в [1] був проведений параметричний аналіз цих мереж.

Характеристика мережі NARX-RNN

Прихований шар включав в себе функцію активації log-sigmoid, а вихідний шар лінійний. Кількість відставань (lag) коливалася від одного до шести. Кількість нейронів у кожному шарі було в діапазоні 27-62, з кроком

п'ять. Мережа NARX-RNN навчалася за методом Левенберга-Маркардта (Levenberg-Marquardt). Для отримання статистично значущих результатів кожна конфігурація була навчена тридцять незалежних разів. Критерієм припинення навчання було 1000 оцінок функцій. Використовувалась нелінійна активаційна функція: $\sigma = \frac{1}{1+e^{-a}}$.

Для мережі NARX-RNN було отримано мінімальне значення похибки (0,66) для п'яти входів затримки і 47 нейронів у кожному прихованому шарі.

Характеристика мережі LSTM

Датчик на основі мережі LSTM складався з одного прихованого шару, який йшов за регресійним шаром. Проведено параметричний аналіз зі 100, 200, 300, 400, 500 прихованих шарів. Стохастичний метод спуску градієнта (stochastic gradient descent method, SGD) і Адам-оптимізатор (ADAM) [1] були застосовані для навчання LSTM. Тридцять незалежних запусків були проведені для отримання статистично значущих результатів. Була використана така ж функція *fuel*, що і з методом NARX - RNN. Критерієм припинення навчання було 6000 проведено ітерацій. Дослідження показали, що найкращі результати з використанням SGD були одержані з 50 прихованими шарами, тоді як оптимізатор ADAM давав найкращий результат з 400 і 500 шарами.

Дослідження показали, що метод NARX-RNN показує кращі результати в порівнянні з LSTM, оскільки мінімальне значення помилки, отримане за допомогою останнього методу було меншим (0,97).

Як відомо, використання рециркуляції відпрацьованих газів дає меншу витрату палива для дизельного біопалива, ніж для дизельного палива. Для підтвердження цього, потрібно провести експериментальні дослідження, що плануються в «Житомирській політехніці» в рамках виконання проекту Еразмус разом з дослідниками з Coventry University.

Література

1. Kanarachos, S., Mathew, J., Fitzpatrick, M. (2019). Instantaneous vehicle fuel consumption estimation using smartphones and Recurrent Neural Networks Expert Systems with Applications, vol. 120, pp. 436-447.
2. Колодницька Р.В. Моделювання затримки займання дизельного біопалива в ДВЗ автомобільного транспорту / Р.В. Колодницька, О.П. Кравченко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету "Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування" (16-18 вересня 2020 р.). – Х.: ХНАДУ, 2020. - С. 239-241.
3. Колодницька Р.В. Процеси випаровування та згоряння дизельного біопалива у двигунах внутрішнього згоряння: монографія. / Р.В. Колодницька. – Житомир: ЖДТУ, 2018. – 192 с.

Кривошапов Сергей Иванович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, keat@khadi.kharkov.ua

КОРРЕКТИРОВАНИЕ РЕСУРСА И ПЕРИОДИЧНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

В процессе эксплуатации состояние подвижного состава изменяется: увеличивается износ деталей, накапливаются внутренние дефекты, нарушаются настройки и другие нарушения. Для поддержания работоспособного состояния необходимо периодически выполнять работы по техническому обслуживанию (ТО-1 и ТО-2), а для устранения отказов – производить текущий или капитальный ремонт.

Условия эксплуатации оказывают непосредственное влияние, как на объем работ, так и на периодичность технических обслуживаний. Сложные условия увеличивает нагрузку на основные узлы автомобиля, что приводит к возрастанию вероятности преждевременного возникновения отказа, а следовательно, обслуживать такой автомобиль необходимо чаще.

К сожалению, законодательство Украины [1] практически не предусматривает корректировку ресурса и периодичности технического обслуживания в зависимости от условий эксплуатации автомобиля. Объем работы (трудоемкость) также не зависит от срока службы автомобиля, нагрузочного и скоростного режимов движения, дорожных и атмосферно-климатических условий, оснащенности технологическим оборудованием и организации труда на предприятии, других факторов.

Определять когда автомобиль достиг момента, который необходим для проведения технических обслуживаний, по спидометру не достаточно. Пройденное расстояние не показывает условия, в которых находился автомобиль. Необходимо дополнительно регистрировать параметр, который был бы связан с нагрузочным и скоростным режимом движения автомобиля.

В работе [2] предложено корректировать периодичности и трудоемкость технических обслуживаний через изменение средней технической скорости или расход топлива. Если условия движения автомобиля по первой категории дороги принять за единицу, то, например, для пятой категории дорог скорость автомобиля составит 0.49, расход топлива - 1.70, пробег для капитального ремонта – 0.59. В сложных условиях пробег между техническими обслуживаниями (ТО-1 и ТО-2) может сократиться (трудоемкость возрасти) до 70 %, по сравнению с нормативными значениями.

Для регистрации условий эксплуатации дорожно-транспортного средства в работе [2] предложено механическое устройство, объединяющее спидометр и счетчик времени, который включается только во время движения автомобиля. Зная суммарный пробег и время движения автомобиля, можно определить его среднюю техническую скорость.

На колесах современных автомобилей установлены магнитные или оптические датчики оборотов, которые измеряют время между метками. Зная частоту вращения колеса (n) можно определить пройденный путь ($S = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot n$) и скорость автомобиля ($V = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot dn/dt$), где R - радиус колеса. Данные с датчика поступают в электронный блок управления. Для передачи данных между электронными модулями используется стандартизованный коммуникационный протокол SAE J1850.

Специальный разработанный модуль, построенный на базе микроконтроллера (PIC или Atmel), может прослушивать и получать данные из CAN-bus. Для связи модуля с шиной рекомендуется использовать схему подключения контроллера и трансивера, которые построены на чипах MCP2515 [3] и TJA1050 [4]. Данные от конвертора на микроконтроллер поступают по протоколу обмена SPI (Serial Peripheral Interface).

В программном обеспечении контроллера предусмотрена функция, которая получает данные о пробеге (S) и скорости автомобиля (V). Если ($V > 0$), то данные накапливаются в буфере. Через определенный интервал времени, который определяется по таймеру микроконтроллера, рассчитывается средняя техническая скорость автомобиля ($\bar{V} = \sum(S_i \cdot V_i) / \sum S_i$). Далее в программе определяется коэффициент изменения скорости автомобиля: $K_V = 1.46 \cdot \bar{V} / V_{max}$, где V_{max} - максимальная скорость автомобиля [2].

Программа корректирует пробег автомобиля до ТО: $L_{TO} = L_{TO} - S / K_V$, где L_{TO} - остаточный пробег до очередного технического обслуживания. Когда $L_{TO} = 0$, то это будет означать, что автомобиль нуждается в обслуживании. Модуль сигнализирует водителя и устанавливает новый период между обслуживаниями $L_{TO} = L_{TO}^H$, где L_{TO}^H - нормированное значение пробега автомобиля между техническими воздействиями.

Микроконтроллер может выводить информацию о скорости и пробеге на дисплей, который установлен на панели прибора. Это позволит информировать водителя об очередном техническом обслуживании, которое определяется с учетом сложности условий эксплуатации автомобиля.

Литература

1. Про затвердження Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту [Електронний ресурс] / Наказ Міністерство транспорту України № 102 від 30.03.1998 // Законодавство України. — Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0268-98>.

2. Говорущенко Н.Я. Системотехніка транспорту (на прикладі автомобільного транспорту). / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Изд. 2-е, перераб. и подолн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

3. MCP2515. Stand-Alone CAN Controller with SPI Interface / Microchip. - URL: <https://ww1.microchip.com/downloads/en/DeviceDoc/MCP2515-Stand->

[Alone-CAN-Controller-with-SPI-20001801J.pdf](#) (access 10.10.2021).

4. TJA1050. High speed CAN transceiver / Philips - URL: <https://www.nxp.com/docs/en/data-sheet/TJA1050.pdf> (access 10.10.2021).

Кужель Володимир Петрович, к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет, kuzhel2017@gmail.com, kuzhel_v@vntu.edu.ua

АЛГОРИТМ ТА СХЕМИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ЗАСЛІПЛЕНОСТІ ВОДІЯ НА ДАЛЬНІСТЬ ВИДИМОСТІ ДОРОЖНІХ ОБ'ЄКТІВ В ТЕМНУ ПОРУ ДОБИ

Зазначимо, що в темну пору доби близько 70-80% часу автомобілі рухаються у вільному режимі руху (заміські дороги), тобто з ввімкненим дальнім світлом фар [1]. Також відомо, що близько 50% дорожньо-транспортних пригод (ДТП) (в темну пору доби до 90%) складають наїзди на пішоходів, які й були вибрані в роботі в якості основних об'єктів розрізнення в темну пору доби [2].

При розслідуванні ДТП необхідно встановити такий момент, починаючи з якого водій повинен був приймати міри для їх попередження. Для знаходження відповідей на поставлені запитання необхідно знати: дальність видимості дороги чи відстань загальної видимості, дальність видимості перешкоди чи відстань конкретної видимості. Дані величини визначаються експериментально на основі схем та алгоритмів дорожніх досліджень [3-4]. Найточніші результати забезпечує експеримент з визначення видимості, який проводиться безпосередньо на ділянці дороги, де сталося ДТП. ТЗ, що приймали участь у ДТП в темну пору доби, в багатьох випадках отримують значні ушкодження. У такому випадку ТЗ необхідно замінити однотипними, що мають аналогічні характеристики – тип та потужність ламп в фарах, ступінь забрудненості розсіювачів фар і лобового скла. Якщо в експерименті не може бути використаний об'єкт, видимість якого слід встановити, то при виборі аналогічного об'єкта потрібно в першу чергу звернути увагу на елементи, здатні вплинути на його видимість і розпізнавання.

Основними задачами експериментальних досліджень є:

- отримання результатів вимірювання дальності видимості об'єктів на дорозі в темну пору доби в дорожніх умовах, а також дальності видимості об'єктів на дорозі в залежності від відстані між зустрічними автомобілями;
- розрахунок значень дальності видимості на основі проведених дорожніх випробувань для побудови навчаючої вибірки;

Отже, з метою дослідження впливу засліпленості водія фарами зустрічного автомобіля на зміну дальності видимості об'єкта в темний час доби був проведений натурний (дорожній) експеримент. Розроблена схема проведення експерименту з поясненнями зображених елементів, структурних частин та розмірів приведена на рис. 1.

Ділянка дороги довжиною 500 м була огорожена для того, щоб світлові прилади інших транспортних засобів не могли впливати на видимість. У даному експериментальному дослідженні брали участь 5 спостерігачів з гостротою зору 0,9...1,0. Слід також зазначити, що ділянка дороги між автомобілями була розбита крейдою і фішками на ділянки по 10 м (рис. 2).

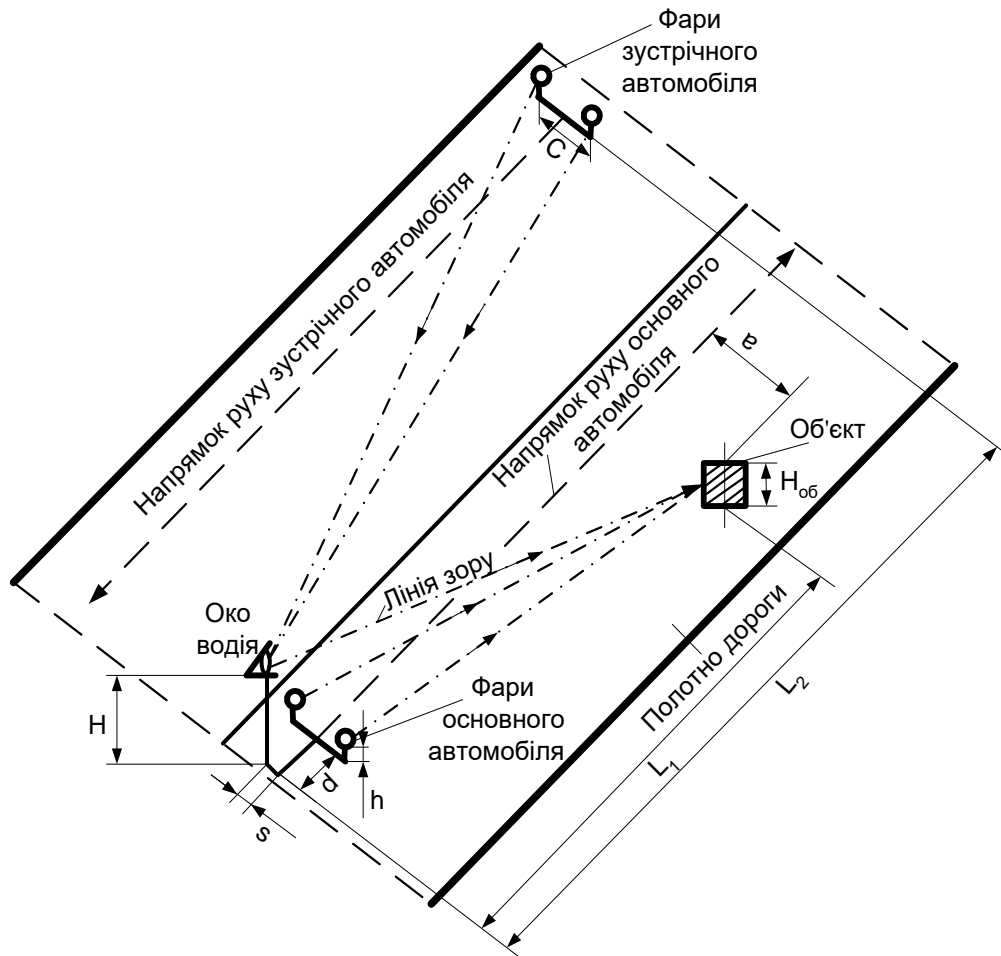


Рисунок 1. Схема до експерименту з визначення дальності видимості об'єкту на дорозі при наявності світла фар зустрічного транспортного засобу

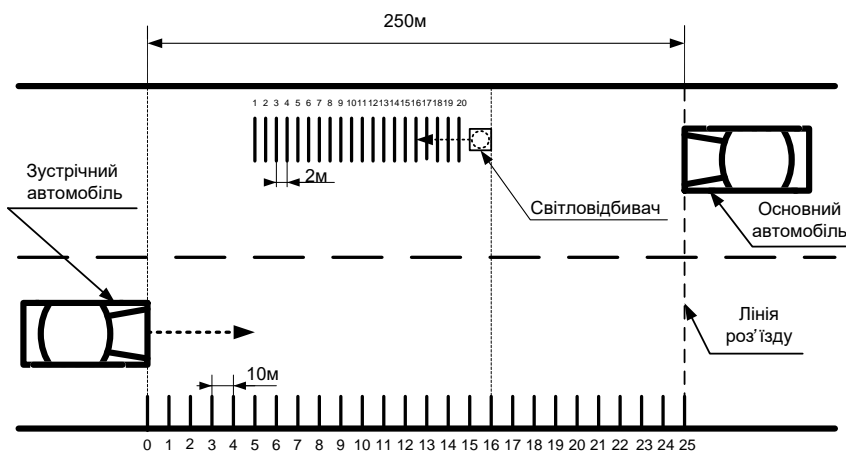


Рисунок 2. Розташування транспортних засобів на початку експерименту

Алгоритм проведення експерименту:

1. Транспортні засоби (основний автомобіль і зустрічний автомобіль) – учасники експерименту – були розміщені в напрямку їх руху на відстані 250 м один від одного.

2. Спостерігачі з місця водія (по черзі) мали можливість визначати відстань, на якій вони розрізняють елементи дороги (чітко розрізняють світловідбивач), для об'єктивності використовувались 5 спостерігачів.

3. Видимість елементів дороги визначалася найбільшою відстанню, на якій ще розпізнається права границя проїзної частини й узбіччя.

4. При визначенні видимості елементів дороги попереду по правому узбіччю посилався один учасник експерименту зі світловідбивачем, який учасник періодично повертав активною поверхнею у бік спостерігачів.

5. Спостерігачі за відблисками світловідбивача вказували на місце, де елементи дороги ще розпізнаються, після чого вимірювалась відстань від передньої частини транспортного засобу до цього місця.

6. Відстань, яка була вказана спостерігачами, і є видимістю дороги в напрямку руху, яку потрібно було визначити.

7. Потім автомобілі зближувались (зближення автомобілів проводилося від відстані між ними 250 м до 0 м - до моменту їх зустрічного роз'їзду, причому рухався лише один автомобіль, а інший залишався нерухомим) і хід проведення експерименту повторювався з участю пішоходів, як об'єктів розрізнення.

Висновок. Наявність сліпучої блискучості фар зустрічних автомобілів суттєво знижує видимість дороги і дорожніх об'єктів (майже на 25%). З моменту зближення автомобілів на відстань 200-250 м під дією сліпучої блискучості фар починається процес скорочення дальності видимості об'єктів. На ділянці 0,2 км водії в тій чи іншій мірі втрачають видимість, в свою чергу пішохід у світлому одязі має на 30% більше шансів бути розпізнаним в темну пору доби, а отже ймовірність попадання його в ДТП значно нижча, ймовірність розпізнавання пішохода у одязі зі світловідбиваючими елементами ще вища, що підтверджує необхідність застосування цих елементів на одязі пішоходів в темну пору доби.

Література

1. Кужель В.П. Методика зменшення невизначеності в задачах авто технічної експертизи ДТП при ідентифікації дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби : Монографія / В.П. Кужель, А.А. Кашканов, В.А. Кашканов. ВНТУ, 2010. – 200 с.

2. Волков В.П. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях. Монография / В.П. Волков., В.Н. Торлин, В.М. Мищенко, Кашканов А.А. и др. Харьков.: ХНАДУ. 2010. – 476 с.

3.Кужель В.П. Дослідження особливостей сприйняття дорожньої обстановки водієм в темну пору доби / В.П. Кужель // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : Технічні науки. №3 (62), Том 2, 2012. – С. 94 – 101.

4. Кужель В. П. До питання автоматизації визначення дальності видимості дорожніх об'єктів при проведенні автотехнічної експертизи ДТП / Кужель В. П. // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : Технічні науки. №2 (77), 2016. – С. 136 – 142.

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

ОГЛЯД ТА ОЦІНКА ЇЗДОВИХ ЦИКЛІВ І ОБЛАДНАННЯ ПРИ ВИПРОБУВАННЯХ АВТОМОБІЛІВ

Для Вимірювання Витрати Палива, Токсичності Відпрацьованих Газів Звичайних І Гібридних Автомобілів, А Також Виміри Витрат Електроенергії Та Запасу Ходу У Електромобілів Використовуються Їздові Цикли [1, 2].

1. *Європейський Їздовий Цикл Nedc (New European Driving Cycle)* [2]. Цей Вимірювальний Цикл Почав Використовуватися З 1-Го Січня 2000 Року. Він Описує Рух В Місті І На Трасі. В Цілому Цикл Nedc Розрахований На Проходження Дистанції В 11 Км За Час Близько 20 Хвилин. Середня Швидкість Вимірювального Циклу Становить 33,6 Км/Год; Протягом Усього Циклу Виконується 12 Зупинок І Розгонів.

Так, Імітація Руху В Місті – Urban Driving Cycle Має На Увазі Чотири Окремі Блоки: Кожен Тривалістю 195 Секунд І З Дистанцією 1,013 Км. В Ході Цих Тестових Блоків Автомобіль Розганяється До Швидкості 18-32-50 Км/Год, Середня Швидкість Становить 18,7 Км/Год.

Заміський Рух Імітується Одним Окремим Блоком – Extra Urban Driving Cycle: Тривалість – 400 Секунд, Відстань – 6,955 Км, Середня Швидкість Руху – 62,6 Км/Год; Максимальна Швидкість – 120 Км/Год.

Послаблення Циклу Nedc. По-Перше, Цей Цикл Проводиться З Відключенням Споживачів Енергії: Вимкнені Фари, Двірники, Аудіосистема, Кондиціонер, Тощо. По-Друге, Всі Розгони Дуже М'які І Неквапливі: На Розгін 0...50 Км/Год Відводиться 26 Секунд; На Розгін 0...70 Км/Год Дається 41 Секунда. Та Й Максимальні Трасові Швидкості Не Дуже Вже Високі.

2. *Японський Вимірювальний Цикл Jc08* [2]. З Початку 2011 Року Вимірювальний Цикл Jc08 Став Єдиним Для Японії. Цей Цикл Триває 1205 Секунд, За Цей Час Автомобіль Проходить 8,17 Км. Середня Швидкість Під Час Вимірювального Циклу Jc08 Становить 24,4 Км/Год; Максимальна Швидкість Досягає 81,6 Км/Год.

Даний Цикл Має Ряд Нюансів: Наприклад, Прискорення Тут Чи Не

Найвище В Порівнянні З Вимірювальними Циклами Nedc I Era; Передбачений Замір Витрати Палива При «Холодному Старті» І «Гарячому Старті». Також Вимірювальний Цикл Jc08 Передбачає Зупинки Загальною Тривалістю Майже 30% Часу. Цей Нюанс Вкрай Важливий Випробувань Для Електромобілів І Гібридів. Тобто Із Загальної Тривалості Вимірювального Циклу Jc08 Близько 20 Хвилин Автомобіль Стоїть На Місці 6 Хвилин. В Такому Випадку Електромобіль Практично Не Споживає Енергію – Ось Це Пояснює Велику Дистанцію Пробігу Згідно Цього Вимірювального Циклу.

В Результаті Вимірювальний Цикл Jc08 Добре Описує Рух В Щільному Міському Трафіку: Зупинки, Пробки, Стояння На Світлофорах, Динамічний Розгін На Перехресті. Але Він Занадто Ідеалістичний І Практично Не Враховує Рух По Трасі З Високою Швидкістю.

3. *Американський Вимірювальний Цикл Era Ftp-75 (Federal Test Procedure 75) [2].* Цей Вимірювальний Цикл Ще Має Назву Era: Від Назви Організації Era (Environmental Protection Agency), Яка Його Створила. Цей Цикл Має На Увазі Загальний Час Тестування 31 Хвилину І Дистанцію Пробігу 17,8 Км, За Цей Час Автомобіль Робить 22 Зупинки З Подальшим Розгоном. Однак Час Простою Тут Найменший – Близько 20% Від Загальної Тривалості Вимірювального Циклу. Максимальна Швидкість Досягає 91,2 Км/Год; Середня Швидкість Під Час Циклу Era Досягає Майже 35 Км/Год. Також Передбачений Окремий Цикл Виміру Витрати Палива При Русі По Трасі, Де Середня Швидкість Становить Майже 78 Км/Год.

Передбачені Додаткові Вимірювальні Цикли: Us06 Описує Різкі Розгони При Старті Зі Світлофора В Напруженому Міському Потоці; Sc03 Передбачає Включати Кондиціонер. Переваги Вимірювального Циклу Era – В Його Реалістичності: Швидка Їзда, Багато Зупинок, Динамічний Розгін, Включений Кондиціонер. Все Це Реально Навантажує Не Тільки Автомобіль З Двз, Але І Електромобіль, Якому Доводиться Витрачати Більше Енергії.

4. *Світовий Цикл Wltc (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle) [2].* Введено З 2017 Року І Фактично Є Заміною Перерахованих Вище Циклів. Цикл Wltc Досить Великий: Його Тривалість Становить 30 Хвилин; Тестова Дистанція Перевищує 23 Км; Рівень Прискорення (Динаміки Розгону) Буде Найвищою Серед Усіх Описаних Циклів Виміру. Wltc Складається З Чотирьох Частих: По Парі Для Опису Міської І Трасовому Їзди. В Ході Двох Частих «Міські Поїздки» Автомобіль Розганяється До 56,5 Км/Год І До 76,6 Км/Год; В Ході Двох Частих «Трасової Поїздки» Максимальні Швидкості Досягають 97,4 Км/Год І Навіть 131,6 Км/Год. Тобто, Цей Цикл Описує Більш Реальні Умови Експлуатації Автомобіля. Також Передбачений Розподіл Автомобілів За Класами Виходячи З Їх Відношення Потужності До Маси.

Окремо Слід Відзначити Умови Випробування Електромобілів І Гібридів. Наприклад, Для Гібридів Акумулятор Перед Початками Тестів Wltc Повністю Розряджається, Якщо Виробник Не Доведе, Що В Нормальних Умовах Експлуатації Акб Заряджена. Якщо Під Час Тесту Заряд Акб Змінюється, То Різницю Додають Або Віднімають З Підсумкового Результату, Який

Розраховується В Квт·Год (Вт·Год). Для Гібридів, У Яких Є Підзарядка Передбачено Чотири Цикли Вимірювань: Один З Повністю Розрядженою Акб, Два – З Частково Зарядженою Акб, А Також Цикл Їзди Гібрида В Режимі Електромобіля (Тільки Акб І Електромотор).

Для Електромобіля Передбачене Наступне: Спочатку Повний Розряд Акб Відповідно До Рекомендацій Виробника, Потім Постановка На 12 Годин На Повний Заряд І Витримка Акб.

Відтворення Вищеперелічених Режимів Можливо На Тягових Роликових Стендах. На Ринку України Постачальником Таких Стендів Є Німецька Фірма Мана [3]. Це Найдорожче І Металоємне Обладнання Станції Діагностики.

У Хнаду На Кафедрі Технічної Експлуатації Та Сервісу Автомобілів Розроблений Універсальний Тягово-Гальмівний Стенд, Який Дозволяє Проводити Навантажувальні Випробування І Моделювати Різні Умови Руху Автомобіля, А Також Виконувати Перевірку Стану Гальмівної Системи. Металоємність Тягового Стенду В Великій Мірі Визначається Типом Навантажувально-Приводного Пристрою (Нпп). Нпп Роликового Стенда Повинен Забезпечувати Два Режими Роботи: Навантажувальний (Генераторний) І Приводний (Руховий). Методика Розрахунку Нпп Для Навантажувального І Рухового Режимів Викладена В [4].

По Розрахованій Потужності Навантажувального Пристрою Підбирається Його Тип. Нпп Бувають Електричні, Гідравлічні І Механічні. Найбільшого Поширення Набули Електричні Нпп (Для Тягових, Гальмівних І Комбінованих Стендів) І Гідравлічні (Для Тягових Стендів).

Для Тягово-Гальмівних Стендів Найбільш Підходящі Характеристика Мають Машини Постійного І Змінного Струму. Однак Електропривод Постійного Струму Має Більш Стабільні Показники. Це Відноситься, Перш За Все, До Управління І До Стабільності Електромеханічних Характеристик.

Альтернативою Електричним Машинам Можуть Бути Гідравлічні Насос-Мотори, Які Застосовуються Як Елементи Гідроприводу В Верстатобудуванні. Найбільш Придатними Для Нпп Діагностичного Стенда Є Аксіально-Поршневі Насос-Мотори Серії Мна Або Bosch Rexroth Серії А6vm [5]. Ці Пристрої Можуть Працювати Як В Насосному Режимі, Тобто В Якості Гальмівного Пристрою (Генераторний У Електричних Машин), Так І В Режимі Гідромотора (Руховий Режим). Переваги Гідроприводу – Висока Енергоємність, Малі Габарити І Маса.

Висновки. 1. Моделювання І Відтворення Реальних Умов Експлуатації Автомобілів Різних Типів За Їздовими Циклами Можливо На Універсальних Або На Тягових Роликових Стендах. 2. На Масу І Металоємність Роликових Стендів У Значній Мірі Впливає Тип Нпп. 3. Оптимальним Типом Навантажувально-Приводного Пристрою Для Роликового Стенда Є Оборотна Гідравлічна Машина (Насос-Мотор Серії Мна Або Bosch Rexroth Серії А6vm).

Література

1. What Is Wltp And How Does It Work? [Электронный Ресурс] – 2018. – Режим Доступа: <Http://Www.Wltpfacts.Eu>.
2. Запас Хода Электромобилia: Ездoвые Циклы Nedc, Epa, Wltp И Jc08 – Какой Правильнее? [Электронный Ресурс] – 2016. – Режим Доступа: <Https://Ecotechnica.Com.Ua/Stati/1854-Zapas-Khoda-Elektromobilya-Ezdovye-Tsikly-Nedc-Epa-Wltp-I-Jc08-Kakoj-Pravilnee.Html>.
3. Msr 500/2 Pkw Allrad (Lps 3000). [Электронный Ресурс] – 2018. – Режим Доступа: <Https://Www.Maha.De/Scheitelrollen-Leistungspruefstand-Msr-500-2-Pkw-Allrad-Lps-3000.Htm>.
4. Мармут И.А. К Вопросу Выбора Оборудования Для Диагностирования Гибридных Автомобилей И Электромобилей / И.А. Мармут // Міжвузівський Збірник "Наукові Нотатки" Вип. 65. – Луцьк: Лнту, 2019. – С. 153-158.
5. Гидромоторы Аксиально-Поршневые Bosch Rexroth Серии A6vm. [Электронный Ресурс] – 2017. – Режим Доступа: Https://Hydromotor.Com.Ua/Radialno_Porshnevue_Hydromotory/Bosch-Rexroth.

Наглюк М.И., к.т.н., старший преподаватель кафедры ТЭСА, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, golkiper86@ukr.net

ЭЛЕКТРОПРОВОДНОСТЬ ОХЛОЖДАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Высокие темпы развития автомобильной техники в направлении выпуска автомобилей, повышения их качества, надёжности и долговечности, одновременно требуют и применение современных качественных эксплуатационных материалов. Для всесезонной эксплуатации в системах жидкостного охлаждения автомобильных двигателей применяются антифризы и тосолы.

Вода во время использования в системе охлаждения образует накипь, один миллиметр которой на стенках рубашки охлаждения двигателя ухудшает теплообмен на 25%, что в свою очередь снижает мощность двигателя на 6%, а расход топлива до 5% [1]. А миллиметр накипи появляется уже через три – четыре месяца эксплуатации автомобиля, система охлаждения которого заполнена природной водой. Также наблюдается неоднородность толщины соляных отложений на поверхностях, которые передают тепло. Из-за этого возникают значительные перепады температурных полей (термонапряжения), что может привести к разрушению деталей системы охлаждения.

Большие неприятности возникают из-за коррозионного разрушения деталей системы охлаждения, которые изготовлены из разных металлов (сталь, чугун, силумин, медь, алюминий и др.). Оказавшись в контакте, эти металлы, с разными электродными потенциалами, образуют гальванические пары, в следствии чего скорость коррозии резко возрастает. Уже через 1,5 – 2 года эксплуатации нового автомобиля с природной водой в системе охлаждения его двигатель требует поточного, а иногда и капитального ремонта.

Использование антифризов и тосолов устраняет большую часть недостатков, связанных с использованием природной воды в системах охлаждения. Это достигается введением в состав охлаждающей жидкости специальных ингибиторов и присадок, которые предотвращают образование накипи, понижают вспениваемость, интенсивность коррозии, температуру застывания, повышают температуру кипения и др.

Всесезонная охлаждающая жидкость является одним из основных функциональных элементов двигателя, который много в чём определяет надёжность и эффективность работы его систем. И соответственно, как любой функциональный параметр, нуждается в периодической диагностике и контроле качественного состояния. Одним из методов контроля качества охлаждающей жидкости может быть объемная электропроводность антифриза или тосола.

Измерение объемной электропроводности углеводородных жидкостей (топлив, масел, растворов, растворов присадок) широко используется не только для оценки этого показателя, но и для исследования межмолекулярных взаимодействий указанных жидкостях. Электропроводность характеризует наличие в этих жидкостях свободных заряженных частиц, способных передвигаться под действием электрического поля (электронов, ионов, заряженных коллоидных частиц). Измерение осуществляется при постоянном напряжении по методике, изложенной в ГОСТ 6581 [2,3,4,5].

Результаты исследований электропроводности не работавших антифризов и тосолов, встречающихся на рынке Украины, свидетельствуют о различной основе и пакете присадок используемых для приготовления этих жидкостей.

После выявления корреляционной связи значений электропроводности с основными показателями характеризующими качество антифриза (тосола), в дальнейшем, зная предельное значение электропроводности, можно будет уточнять сроки замены охлаждающих жидкостей в двигателе автомобиля и распознавать поддельные антифризы (тосола).

Литература

1. Астапенков В.А. Охлаждающая жидкость экономит топливо/ Автодорожник Украины.- 1994.-№2. -С.15-16.
2. Венцель Е.С., Жалкин С.Г., Данько Н.И. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел.- Харьков: УкрГАЗТ, 2003.- 168с.
3. Белоусов А.И., Рожков И.В., Бушуева Е.М. Измерение удельной объемной электропроводности углеводородных жидкостей. // Химия и технология топлив и масел.- 1985.- № 3.- С. 35 – 36.
4. Адамчевский И. Электрическая проводимость жидких диэлектриков. Л., Энергия, 1972. – 286 с.
5. ГОСТ 6581 – 75. Материалы электроизоляционные жидкости. Методы электрических испытаний.

Назаров Олександр Іванович, к. т. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, hefer64@gmail.com
 Надвіренко Андрій Романович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kostya.lyashenko9913@gmail.com
 Кауакаллах Ассім, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kauakallah@gmail.com

АЛГОРИТМ ПОШУКУ НЕСПРАВНОСТЕЙ У СИСТЕМАХ ПОСТІЙНОГО ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА «BOSCH KE-JETRONIC» ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Система впорскування палива «KE-Jetronic» легкових автомобілів подібна механічній системі постійного впорскування «K-Jetronic», але з електронним блоком керування. В системі «KE-Jetronic» регулятор тиску керування замінено електрогідравлічним регулятором [1, 2].

Крім цього, система має встановлений на важелі витратоміра повітря потенціометр (реостатний датчик) та вимикач положення дросельної заслінки.

Система «KE-Jetronic» є подальшим розвитком системи «K-Jetronic» та дозволяє оптимізувати дозування палива. Найвищим ступенем оптимізації є паливна економічність, найнижча токсичність відпрацьованих газів та найкраща динамічність.

У цілому, алгоритм пошуку несправностей таких систем та причин їх виникнення можна встановити за кодами, поданими в табл. 1.

Перед перевіркою системи необхідно перевірити установку момента запалення, стан свічок запалення та регулятор холостого ходу.

Таблиця 1 – Можливі несправності системи впорскування «KE-Jetronic» та коди причин їх виникнення

Несправність	Код
Холодний двигун не запускається або погано запускається та глохне	1, 2, 3, 5, 6, 7, 11
Нестійка робота двигуна під час прогрівання	3, 6, 11
Двигун погано набирає оберти під час прогрівання	1, 2, 3, 11, 13
Гарячий двигун не запускається або запускається з труднощами	1, 2, 3, 5, 6
Гарячий двигун працює нестійко на холостому ході	3, 4, 12
Гарячий двигун не має достатньої прийомистості	1, 2, 9, 10, 11
Двигун не розвиває повної потужності	1, 2, 3, 9, 10, 12
Низька ефективність гальмування двигуном	1, 8, 10, 11
Підвищена витрата пального	1, 2, 3, 6, 12

Встановлено [3, 4] недоліки таких систем: сумістити всі три складові не вдається. Як варіант рішення проблеми: про паливну економічність турбуються в разі часткового завантаження автомобіля, а при повній масі – про динамічні показники.

Розшифровку кодів несправностей системи впорскування «KE-Jetronic» подано у табл. 2

Таблиця 2 – Розшифровка кодів несправностей системи впорскування «KE-Jetronic»

Код несправності	Розшифровка
1	Тиск у нижніх камерах дозатора-розподільника не відповідає нормі
2	Тиск палива у системі не відповідає нормі
3	Порушено герметичність системи живлення
4	Нерівномірна подача палива форсунками впорскування
5	Неправильна установка напорного диска дозатора-розподільника у вихідному положенні
6	Несправний датчик температури охолоджувальної рідини
7	Недостатнє збагачення суміші після пуску двигуна
8	Несправний мікроперемикач примусового холостого ходу
9	Несправний вимикач дросельної заслінки
10	Не поступає сигнал початку відліку TD (BMT) системи запалення
11	Несправність реле захисту від перенавантаження
12	Порушено регулювання холостого ходу двигуна
13	Несправність датчика положення напорного диска дозатора-розподільника

Висновки

На підставі аналізу можливих несправностей, що мають місце під час експлуатації легкових автомобілів із системою постійного впорскування палива «KE-Jetronic», авторами встановлено алгоритм їх пошуку за розробленими кодами, зведеними до таблиці, що зменшує трудоемність їх виявлення та усунення під час проведення технічного обслуговування.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ерохов В.И. Системы впрыска бензиновых двигателей: конструкция, расчет, диагностика / Ерохов В.И. – М.: Машиностроение, 2011. – 552с. 2. Данов Б.А. Электронные системы управления иностранных автомобилей: руководство / Данов Б.А. – 2002. - 224с. 3. Харазов А.М. Диагностическое обеспечение ТО и ремонта автомобилей / Харазов А.М. - М.: Высшая школа., 1990.-208 с. 4. Карагодин В.И. Ремонт автомобилей и двигателей / Карагодин В.И. – М.: Мастерство, 2001. – 496с.

Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
 Шаповал Микола Віталійович, к.т.н., доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
 Скорик Максим Олексійович, старший викладач, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», maxym.skoryk@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ЦЕНТРА ВАГИ ПРИЧІПНОЇ ЛАНКИ НА АВТОМОБІЛЬ-ТЯГАЧ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1.

Рух автопоїзда категорії М1 супроводжується багаторазовими знакозмінними навантаженнями у тягово-зчіпному пристрої, який у системі «автомобіль-причіп» являється пружною ланкою [1]. При математичному дослідженні згідно принципу Даламбера-Лагранжа рух системи «автомобіль-причіп» записано у вигляді двох систем рівнянь – без дисипативного опору та з ним. Результати розрахунку показали доцільність використання у складі тягово-зчіпного пристрою дисипативної ланки. Це дозволить уникнути коливальних процесів у горизонтальній площині та значно зменшити динамічні навантаження під час перехідних режимів руху автопоїзда [1, 2, 3, 4, 5].

Метою подальшого дослідження є визначення можливого впливу вертикальних коливань центра ваги причіпної ланки на автомобіль-тягач автопоїзда категорії М1.

У [6] було проведено моделювання руху автомобіля по поверхні із кривизною у вертикальній площині.

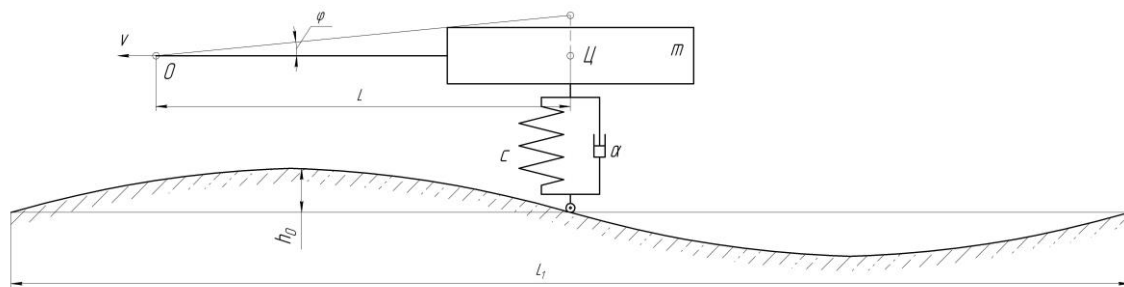


Рисунок 1 – Схема причепа

Також враховувалася додаткова збуджуюча сила від нерівності дороги h , H , що діє у вертикальному напрямку. Вона залежить від часу та визначається за законом

$$h(t) = h_0 \cdot \left(1 - \cos \left(2\pi \cdot \frac{x}{L_1} \right) \right), \quad (1)$$

де h_0 – початкова збуджуюча сила, H .

Результати моделювання показали, що під час руху причепа за деяких початкових умов та без збуджуючої сили коливання матимуть затухаючий характер. Після появи збуджуючої сили під час руху причепа лінійні переміщення та швидкість матимуть також затухаючий характер. При чому, різниці лінійних переміщень ($x_1(t)-x(t)$) та лінійних швидкостей ($v_1(t)-v(t)$) не значні і лежать у межах похибки обчислення.

Закони повних лінійних прискорень $a_1(t)$ та $a(t)$ різняться – без збуджуючої сили коливання матимуть затухаючий характер, а з появою збуджуючої сили вони матимуть періодичний характер, при чому значення відношення їх абсолютних величин становить близько 3.

На величину сили, яка буде діяти на автомобіль-тягач від причепа, буде впливати прискорення центра його ваги, а саме його нормальна (дотична) складова a_{n1} , що спрямована перпендикулярно до вектора швидкості v [7]. Враховуючи жорсткість з'єднання у точці кріплення дишла і причепа, можна припустити, що дія сили буде направлена із центра ваги вздовж дишла причепа до точки його кріплення із автомобілем-тягачем.

Нормальна сила F_n , N , яка створюватиме вплив від причіпної ланки автопоїзда категорії М1 на автомобіль-тягач при криволінійному рухові

$$F_n(t) = m_n \cdot (\omega(t))^2 \cdot L, \quad (2)$$

де m_n – маса причепа, кг,

L – довжина дишла причепа, м.

Враховуючи [6], за допомогою програмного забезпечення MathCAD 15.0 були визначені нормальні сили $F_n(t)$ та $F_{n1}(t)$ без врахування збуджуючої сили під час руху зі сторони дороги та із її врахуванням відповідно.

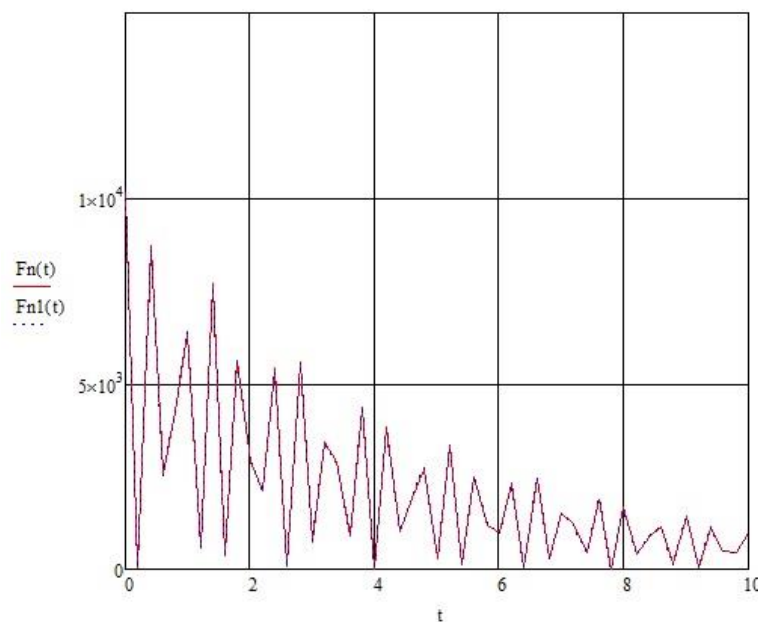


Рисунок 2 – Результати розрахунку нормальної сили $F_n(t)$ та $F_{n1}(t)$ без врахування збуджуючої сили під час руху зі сторони дороги та із її врахуванням

Отже, можна зробити висновок, що закон зміни нормальної сили F_n , яка створюватиме вплив від причіпної ланки автопоїзда категорії М1 на автомобіль-тягач при криволінійному рухові, матиме вигляд затухаючих коливань як без врахування збуджуючої сили під час руху зі сторони дороги, так і з її врахуванням. При чому, різниця нормальних сил ($F_{n1}(t)-F_n(t)$) не значна і лежать у межах 5%.

Результати даного дослідження будуть застосовані для уточнення конструкції динамічного дишла для одноосного причепа ВN–20, яке є пружною ланкою тягово-зчіпного пристосування легкового автопоїзда категорії М1.

Література

1. Скорик, М.О. Удосконалення тягово-зчіпного пристрою автопоїзда категорії М1 / «Наукові праці» Міжнародної науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців» присвяченій 50-річчю кафедри ДВЗ. – Харків: ХНАДУ, 19–20 жовтня 2017 р. – С. 145 – 146.

2. Скорик, М.О. Дослідження динамічних навантажень у тягово-зчіпному пристрої автопоїзда категорії М1 у складних дорожніх умовах при перехідних режимах руху / Матеріали Всеукраїнського науково-практичного семінару «Наукові досягнення в галузі автомобільного транспорту». – Харків: ХНАДУ, 20 квітня 2018 р. – С. 25.

3. Скорик, М.О. Динамічне дишло для одноосного причепа ВN–20 як пружна ланка тягово-зчіпного пристосування легкового автопоїзда категорії М1 / – «Наукові праці» Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні розвитку автомобільного транспорту» 16–19 жовтня 2018 р., ХНАДУ, м. Харків. – С. 145 – 146.

4. Orysenko O.V. The Dynamic Processes Mathematical Modeling in the Traction Coupling Device From Cars to the Trailers / O.V. Orysenko, M.O. Skoryk, A.I. Kryvorot, M.V. Shapoval // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, № 4.8. – P. 473–477. – DOI: 10.14419/ijet.v7i4.8.27291.

5. Орисенко О.В. Особливості конструкції підкатного візка із встановленим універсальним динамічним дишлом / О.В. Орисенко, М.В. Шаповал, М.О. Скорик // Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування: наук. праці Міжнар. наук.-практ. конф. (Харків, 16–18 вересня 2020 р.). – Х.: ХНАДУ, 2020. – С. 118–121.

6. Скорик М.О. Дослідження впливу збуджуючої сили на рух по нерівній дорозі причепа як ланки легкового автопоїзда / Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту і будівельної техніки: матер. IV Всеукр. наук.-техн. конф. (Полтава, 26 листопада 2020 р.). – Полтава: Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2020. – С. 40–42.

7. Доцентрове прискорення. Вільна енциклопедія «Вікіпедія» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/Доцентрове_прискорення (дата звернення 13.10.2021). – Назва з екрана.

Павленко В'ячеслав Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vp.khadi@gmail.com
Торохтій Віталій Леонідович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, zidalik.vtl@gmail.com

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ КУЗОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ НА ПРИКЛАДІ АВТОМОБІЛЯ TOYOTA CAMRY XV40

Легкий, міцний і жорсткий кузов автомобіля TOYOTA CAMRY XV40 (рис. 1) виготовляється з високо-міцної листової сталі [1].

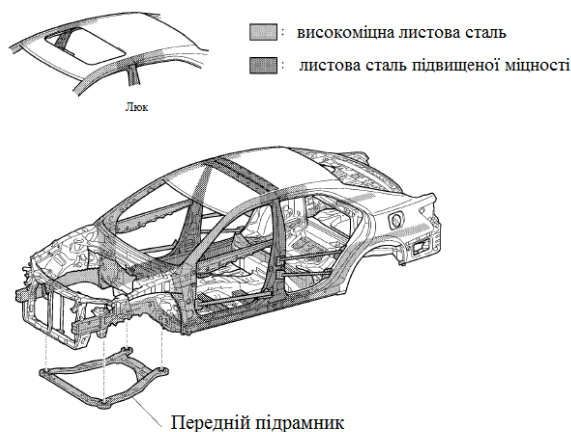


Рисунок 1 – Використання високоміцної листової сталі, та сталі підвищеної міцності

Підсилювач середньої стійки, підсилювач даху, зовнішня і внутрішні панелі порогів виготовлені з листової сталі підвищеної міцності, яка в 1,3 рази міцніше звичайної міцної листової сталі. Це дало можливість зменшити масу цих деталей на 25% [2].

Виняткова маневреність і курсова стійкість автомобіля, досягнуті, завдяки введенню в конструкцію кузова верхній зовнішній панелі моторного відсіку, встановленої на чашки стійок передньої підвіски (рис. 2).

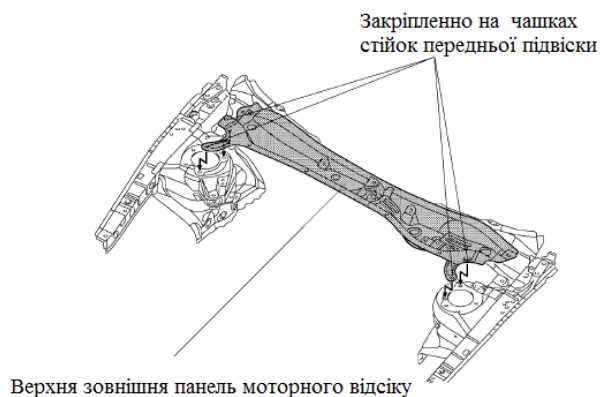


Рисунок 2 – Розпірна конструкція

Ударопоглинаюча конструкція кузова нової моделі Camry здатна ефективно зменшувати наслідки фронтального, бокового або заднього удару. Вона забезпечує високоефективний захист водія і пасажирів.

Елементи конструкції, які поглинають енергію удару при зіткненні:

- у випадку зміщеного лобового зіткнення кузов розсіює енергію удару;
- більш потужні внутрішні підсилювачі дверей забезпечують менший зазор між дверима та стійками кузова. При цьому, у разі зміщеного лобового зіткнення, енергія удару передається на верхні підсилювачі дверей, зменшуючи навантаження на стійки;

- підсилювачі між підлогою і переднім лонжероном і внутрішні підсилювачі між підлогою і лонжероном зменшують деформацію салону у разі зіткнення;

- при бічному зіткненні енергія удару, спрямована всередину салону, розсіюється по кузову через підсилювачі стійок, бічні захисні бруси і поперечки підлоги;

- щоб забезпечити оптимальну міцність на удар, середні стійки посилені деталями із сталевого листа підвищеної міцності, більш того, всередині середніх стійок встановлені підсилювачі коробчастого перетину;

- підсилювачі даху, на яких кріпиться механізм люка, виготовлені з високоміцної листової сталі. Крім того, конструкція обох лонжеронів даху здатна витримувати ударні навантаження. За рахунок цього зменшується проникнення лонжеронів даху в салон при бічному зіткненні;

- всередині задньої двері встановлена пустотіла балка, а зсередини салону на поперечку середньої частини підлоги встановлена підсилювальна косинка. При бічному ударі навантаження через балку передається на косинку, при цьому деформація кузова зменшується;

- у конструкцію каркаса передніх сидінь входять трубки і накладки, що перерозподіляють навантаження. Крім того, посилений тунель підлоги і всередині передніх дверей є накладки. Таким чином, енергія удару передається від стійки та двері на сидінні, на тунель і на протилежне сидіння, зменшуючи деформацію кузова;

- у конструкції кузова нової моделі є засоби захисту голови від ударів. Якщо в результаті зіткнення голова пасажирів вдаряється об лонжерон даху або стійку, мнуться внутрішні панелі лонжеронів, даху і стійок, що пом'якшує удар.

Засоби захисту від травмування голови пішохода:

- з внутрішньої сторони капота є каркас з повздовжніх деталей (рис. 3), що забезпечує рівномірну жорсткість поверхні капота;

- задня перегородка моторного відсіку має відкритий профіль, тому вона легко зминається у напрямку удару, таким чином, створена повністю зминаєма конструкція;

- для кріплення передніх крил використовуються енергопоглинаючі кронштейни, які при ударі голови забезпечують певний хід на деформацію, що зменшує силу удару;

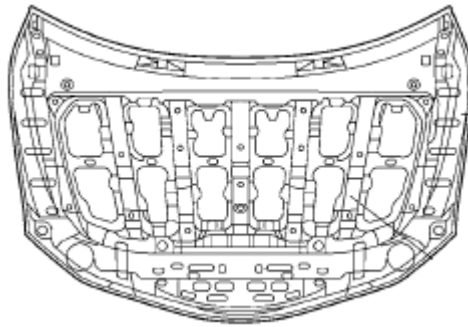


Рисунок 3 – Внутрішня сторона капота

Стійкість до корозії підвищена за рахунок застосування сталевих листів з антикорозійним покриттям, обробки антикорозійною мастикою, захисних покриттів і нанесення антигравійного лакофарбового покриття на деталі, схильні корозії (двері, панелі порогів) (рис. 4).

Мастика наноситься на краї капота, нижні частини дверей, петлі дверей і петлю люка паливного бака для підвищення стійкості до корозії. Герметик наноситься на відбортовані кромки капота, дверних панелей і кришки багажника.

Для захисту від корозії, акрилова бітумна мастика наноситься на нижню частину кузова, арки задніх коліс та інші деталі, які зазнають удари гравієм.

На передню частину капота і на нижній край дверей наноситься пластикна ґрунтовка. Крім того, в стандартну комплектацію всіх моделей входять широкі накладки на пороги, що забезпечують захист порогів від ударів гравію.

Засоби для зменшення вібрації і шуму кузова та аеродинаміки:

- для зменшення аеродинамічного шуму та галасу руху по дорозі внутрішні порожнини стійок заповнюються пінополіуретаном, цей же матеріал і спінений герметик наноситься на панель даху;

- для зменшення шуму двигуна, шуму руху по дорозі і шуму в салоні, шумопоглинаючим матеріалом, покрита зсередини і зовні велика приладова панель, внутрішня поверхня капота, фартухи крил і тунель підлоги (рис. 4);

- для зменшення шуму від ударів гравію, струменів води і шуму руху по дорозі внутрішня поверхня задніх колісних арок покрита не тканим фетром;

- замість листової бітумної мастики, використовуваної зазвичай, для зменшення шуму руху по дорозі, на підлогу нової моделі нанесено віброгасильний спінений матеріал;

- для різних ділянок підлоги підібрана оптимальна товщина спіненого матеріалу. За рахунок цього вдалося зменшити масу покриття;

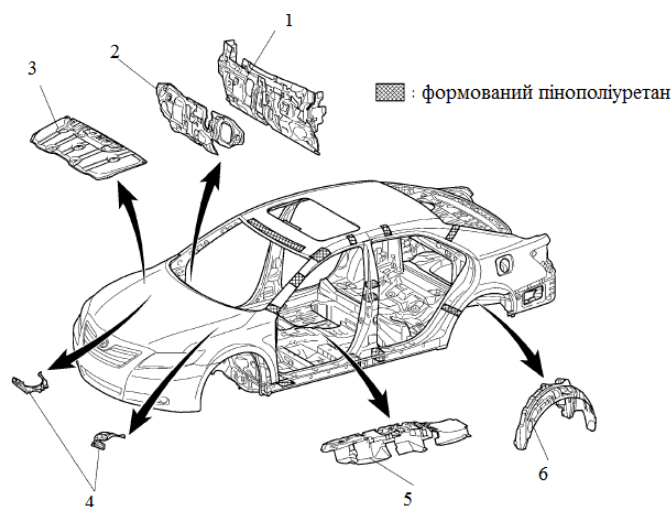
- встановлені задні обтічники, що усувають турбулентність потоку повітря навколо коліс і зменшують аеродинамічний опір під час руху автомобіля;

- захист картера двигуна має східчасту форму для збільшення швидкості потоку повітря під днищем автомобіля. При цьому утворюється розрідження,

протидіюче підйомній силі. В результаті досягається виняткова маневреність і курсова стійкість автомобіля.

Засоби для зниження аеродинамічного шуму:

- змінена конструкція ущільнювача дверей (передній край);
- турбулентність повітряного потоку усунуто завдяки використанню гумового ущільнювача країв капота;
- для зменшення турбулентності місця переходу від капота до вітрового скла і від вітрового скла до даху мають плавні контури;
- щілина між переднім крилом і зовнішнім краєм лонжерона, через яку могло проходити повітря, заповнений спіненим полімером;
- для усунення турбулентності потоку повітря, отвори між передніми і задніми дверима закриті ущільнювачами з еластичного полімеру.



- 1 – внутрішнє шумопоглинальне покриття приладової панелі; 2 – зовнішнє шумопоглинальне покриття приладової панелі; 3 – шумопоглинальне покриття капота; 4 – шумопоглинаюче покриття фартухів крил; 5 – внутрішнє шумопоглинальне покриття тунелю підлоги; 6 – шумопоглинальне покриття задніх крил

Рисунок 4 – Місця нанесення шумоізолюючих і віброгасильних матеріалів

Література

1. TOYOTA CAMRY бензин с 2005 г.в., ремонт, эксплуатация, техническое обслуживание в цветных фотографиях – Издательский дом «Третий Рим», 2009. — 336 с.

2. Руководства по ремонту кузова TOYOTA CAMRY XV40 [Электронный ресурс] : по данным сборника руководств по ремонту и техническому обслуживанию моделей серии ACV40, GSV40/ TOYOTA MOTOR CORPORATION Technical Service Division – 1електрон. отп. диск (CD-ROM): кольор. ; 12 см. – (Сборник руководств по ремонту и техническому обслуживанию моделей серии ACV40, GSV40).

Павленко В'ячеслав Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vp.khadi@gmail.com
Гунченко Максим Вікторович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, gunchenko9698@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРЯМУ ЕКОЛОГІЧНОГО АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Стратегічними напрямками підвищення ефективності експлуатації дорожніх транспортних засобів є економія енергоносіїв (палива, електроенергії, тощо) та підвищення екологічної безпеки. Створення енергозберігаючих та екологічно чистих технологій на транспорті з метою зниження викидів токсичних речовин і підвищення економічності силових установок іде по різних напрямкам. Це і вдосконалення систем уприскування і згоряння палива двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), застосування каталізаторів і нейтралізаторів, це і розробка новітніх енергозберігаючих технологій та систем на транспорті, це і застосування альтернативних екологічно чистих джерел та накопичувачів енергії та силових установок.

Вдосконалення ДВЗ ведеться протягом останніх 150 років, але ККД ДВЗ у сучасних транспортних засобах є невисоким. Крім того, експлуатація транспортних засобів у містах у часи пік неефективно використовує ефективну потужність ДВЗ. В результаті енергія переходить в значній мірі в тепло [1].

Необхідність модернізації силової установки автомобіля і рекуперації енергії назріла вже давно, але була багато в чому обмежена, з одного боку, інертністю виробників транспортних засобів, а з іншою – недостатнім технологічним рівнем розвитку енергоємних джерел енергії. Джерело енергії для застосуванні в транспортних засобах повинно мати високу питому енергоємність та здатність швидко накопичувати та віддавати запас енергії. Тому стратегічним напрямком дослідження є втілення гібридних силових установок, що об'єднують позитивні властивості ДВЗ та електричних двигунів, що отримують живлення від енергоємних джерел енергії.

Ідея гібридної технології для автомобільного транспорту полягає у тому, щоб застосовувати для руху не один, а два або декілька двигунів, що синергетично оптимізовані з метою ефективної експлуатації. ДВЗ у традиційному автомобілі з одного боку повинен забезпечувати достатню потужність для динамічного прискорення та підтримувати необхідну встановлену швидкість і при цьому економічно споживати паливо. Тому велика потужність (об'єм) ДВЗ, що необхідна для інтенсивного прискорення, стають перешкодою на трасі, тому що ДВЗ меншого об'єму та потужності є більш економічно ефективним у зам'язькому циклі. Розроблення, впровадження та використання гібридних транспортних засобів задовольняє це протиріччя.

Проведений аналіз сучасного стану розвитку енергозберігаючих транспортних засобів показав, що в теперішній час провідними виробниками

транспортних засобів розроблений цілий ряд альтернативних накопичувачів і джерел енергії: паливні елементи на водню, які генерують енергію внаслідок хімічної реакції водню і кисню, інерційні (маховичні, мехатронні) накопичувачі енергії, в яких енергія запасасться у вигляді механічної енергії диска або циліндра, який швидко обертається, іоністори (суперконденсатори), електрохімічні акумулятори енергії. Загальною особливістю та основним недоліком практично всіх альтернативних джерел енергії (окрім водневих паливних елементів) є низька питома енергоємність (табл. 1) [2].

Таблиця 1 – Питома енергоємність джерел енергії

Джерело енергії	ККД, %	Питома енергоємність, кВт·год/кг	Питома енергоємність з урахуванням ККД, кВт·год/кг
Водень	50...60	38	20...23
Бензин	25...30	13...14	3,25...4,2
Свинцева-кислотна ТАБ	50...60	0,025...0,04	0,0125...0,024
Нікель-метал-гідридні ТАБ	70...80	0,06...0,08	0,042...0,064
Літій-іона ТАБ	80...90	0,09...0,15	0,072...0,1425
Натрій-метал-хлоридні ТАБ	80...90	0,08...0,12	0,064...0,108
Маховики різного типу	80...95	0,05...4,17	0,04...3,9615
Електричні іоністори	90...95	0,003...0,006	0,003...0,006

В той же час енергоємність вуглеводневого палива, навіть з урахуванням більш низького коефіцієнта корисної дії ДВЗ, майже у 40 разів перевищує енергоємність сучасних акумуляторів. Хоча питома енергоємність паливних елементів на водню досягає 38 кВт·год/кг та з урахуванням ККД водневих установок густина енергії в 5...7 разів краще ніж у установках з ДВЗ. Але висока вартість водневих установок та відсутність інфраструктури заправних станцій не дозволяє поки розвинути цю напрямку автобудування.

У зв'язку з невисокою питомою енергоємністю різноманітних альтернативних джерел та накопичувачів енергії, основним способом їх застосування на транспорті є гібридні силові установки, які використовують ДВЗ та електричні двигуни. Найбільш частіше для живлення електричних двигунів використовують нікель-метал-гідридні або літій-іонні акумуляторні батареї, рідше свинцево-кислотні. Практично система гібридного приводу реалізована в найбільш розповсюджених серійних гібридних автомобілях Toyota Prius, Chevrolet Volt, Honda CR-Z та ін. Важливою функцією сучасних гібридних транспортних засобів є заряд високовольтних акумуляторних батарей від стаціонарних електричних джерел та рух у режимі «тільки електрика» (без підключення ДВЗ) [3].

Подальшим розвитком ідеї ефективного автомобілебудування може бути розробка автомобілів нового типу з ДВЗ малої потужності і підвищеної економічності та з використанням більш ефективних накопичувачів енергії, наприклад, енергоємних та потужних акумуляторних батарей або недорогих паливних елементів на водню, модернізованих маховичних або конденсаторних накопичувачів енергії.

Література

3. Двигуни внутрішнього згорання. Серія підручників в 6 т. – Т. 5. Екологізація ДВЗ / за ред. проф. А.П. Марченко, проф. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Прапор, 2004. – 360 с.

4. Системы управления бензиновыми двигателями / Перевод с немецкого. – Первое русское издание. – М.: ООО «Книжное изд-во «За рулем», 2005. – 432 с.

5. Туренко А.Н. Экологически чистый криогенный транспорт: современное состояние проблемы / А.Н. Туренко, А.И. Пятак, И.Н. Кудрявцев и др. // Вестник ХГАДТУ / Сб. научн. тр. Харьков: РИО ХГАДТУ. – 2000. – № 12-13. – С. 42-47.

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

Гученко Яків Юрійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yasha260@gmail.com

АКТУАЛЬНІСТЬ ОЦІНКИ СТРОКУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛЯ

Високі темпи автомобілізації за останні десятиліття приносять як незаперечні економічні вигоди, так і незворотні негативні наслідки. Тяжкість незворотних наслідків, а це невиправдано висока кількість людей, що гинуть щорічно на дорогах і екологічної шкоди навколишньому середовищу, визначається інтенсивним характером розвитку автомобільної галузі. Для запобігання можливості експлуатації небезпечних автомобілів активно впроваджуються системи конструктивної і екологічної безпеки, а державні органи в різних країнах випускають спеціальні нормативні документи, що регламентують їх застосування:

– виробники розробляють і впроваджують електронні системи безпеки. Наприклад, впровадження системи електронного контролю стійкості (ESC) вивело антиблокувальну систему (ABS) на новий технологічний рівень забезпечення конструктивної безпеки автомобіля. Відомі дані, згідно з якими кількість серйозних ДТП з одним автомобілем при використанні системи ESC знижується до 60%. Європейська комісія прийняла постанову визначальне, що

всі автомобілі, вироблені з листопада 2014 року мають мати систему електронного контролю стійкості (ESC). Крім ABS активно впроваджуються: система динамічної стабілізації, активний круїз-контроль, система екстреного гальмування, моніторингу мертвих зон та ін;

– у ГОСТ 27.001-95 введений термін, який трактує граничний стан виробу, як фактор що не допускає його подальшу експлуатацію через екологічні або конструктивні небезпеки;

– підвищення вимог екологічної безпеки автомобіля відбувається постійно. Починаючи з 1996 року послідовно вступили в силу нормативи: «Євро-2», в 2000 р - «Євро-3», в 2005 р - «Євро-4», в 2009 р - «Євро-5». Кожен черговий регламент вводив більш суворі обмеження, ускладнювалися розрахунки і додавалися нові об'єкти моніторингу: рівень димності, вміст твердих частинок в відпрацьованих газах і т.п. Чергове посилення екологічних вимог в ЄС відбулося 01.09.2015 року. Держави ЄС повинні були закрити виробництво, продажу та реєстрацію на своїх територіях автомобілів, що не відповідають нормам Євро-6. Введення Євро-6 планувалося 31.12.2013 року, але провідні автовиробники і виробники палива виявилися не готові до абсолютного відповідності вимогам нового законодавства і домоглися відстрочки.

Додатковий час знадобилося для доопрацювання двигунів, поліпшення якості палива і модернізації виробництва. Автомобіль, будучи об'єктом підвищеної небезпеки, не допускає порушень регламентів його експлуатації, що призводять до зниження рівня екологічної та конструктивної безпеки. Однак, вузли, агрегати та системи, що підвищують безпеку автомобіля, ускладнюють конструкцію і підвищують вартість підтримки його в справному стані, при цьому значно підвищується вартість запасних частин і комплектуючих. Обслуговування даних агрегатів знижує значення такого показника як ремонтпридатність. Разом з тим, збільшується потік автомобілів з інших країн. Завдання, що виникають у міру зростання кількості автомобілів, які повинні будуть виводитися з експлуатації через невідповідність вимогам надійності, екологічної та конструктивної безпеки, множаться в геометричній прогресії і вимагають проведення системного опрацювання. Мова йде не про 100 тис. автомобілів з віком 25 ... 30 років, а про більш значній цифри, які експлуатуються в Україні з віком 15 ... 20 року, а в найближчій перспективі 7 ... 12 років.

На жаль, історичний досвід свідчить про те, що якщо не вдається повністю прорахувати всі наслідки впливу на соціальне і природне середовище з боку держави, то це є наслідком або обмеженості наукових знань, або не застосування наявних. В основі діяльності щодо вирішення зазначених проблем автомобільної галузі, досягнення і реалізації цілей її розвитку повинна бути система, що дозволяє зупинити керування елементарними процесами функціонування автомобіля протягом його терміну експлуатації, тобто дозволяє

реалізувати досягнення науково-технічного прогресу в практиці галузі і знижувати ефект між обмеженнями зовнішнього середовища експлуатації та потребами економіки і населення. В цілому накопичилося багато протиріч, обумовлених технічним вдосконаленням конструкції автомобіля, посиленням екологічних нормативів експлуатації автомобілів, актуальними змінами в системі технічної експлуатації автомобілів. Ось деякі з них:

– відсутність технічних регламентів, що дозволяють об'єктивно визначати терміни виведення з експлуатації автомобілів вітчизняного виробництва і ліквідувати рухомий склад зарубіжного виробництва;

– складність конструкції сучасних автомобілів призводить до економічної недоцільності утримання складного і дорогого обладнання з поточного ремонту і технічного обслуговування цілого ряду систем і агрегатів в автотранспортних підприємствах. До таких систем, зокрема, відносяться сучасні системи живлення з електронним управлінням, автоматичні трансмісії та ін;

– відсутність розуміння в різних сферах суспільства, що автомобіль являє собою складний технічний засіб, який старіє і «морально» і технічно, що може нести загрозу середовищу при подальшій його експлуатації. Тому, після закінчення ефективного і безпечного терміну експлуатації він повинен бути ліквідований або перероблений [2, 3].

Існуючі науково-методичні основи управління процесами функціонування автомобіля і виведення його з експлуатації не відповідають сучасним вимогам умов зовнішнього середовища його експлуатації та науково-технічного прогресу. Тому виникає необхідність адаптації систем управління в технічній експлуатації автомобілів до вимог часу.

Транспортні засоби, які перебували в експлуатації тривалі терміни, створюють додаткову загрозу безпеці дорожнього руху, а зміст старих автомобілів робить негативний вплив на навколишнє середовище, та з точки зору економіки тримати такі машини не вигідно. Але будь-які пропозиції про обмеження термінів експлуатації автомобіля негативно сприймаються представниками бізнесу в сфері вантажних і пасажирських перевезень, які передбачають використовувати автомобілі до тих пір, поки вони приносять прибуток, навіть всупереч безпеки їх експлуатації. Таким чином, формується серйозна задача визначення оптимального терміну експлуатації автомобіля.

Науковий підхід до методів проектування, технічного забезпечення, управління, планування і контролю процесів функціонування автомобіля диктує необхідність не формального обмеження термінів їх існування, а обґрунтованого цілеспрямованого управління термінами його експлуатації. Підхід визначення оптимального терміну експлуатації автомобіля повинен забезпечувати можливість визначення відповідної якості автомобіля сучасним вимогам середовища експлуатації по ряду актуальних критеріїв: надійність, конструктивна, екологічна безпека.

Література

6. ГОСТ 27.001-95. Межгосударственный стандарт. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения - М.: ИПК Издательство стандартов, 2009.

7. Петров, Р.Л. О мировом опыте организации национальных систем Авторециклинга/Р.Л. Петров//Рециклинг отходов: журнал. №5, 2008, - С.2-11.

8. Петров Р.Л. Системы утилизации легковых автомобилей / Р.Л. Петров // Автомобильная промышленность: журнал. № 7, 2007. - С.3-5.

Semenov Ivan Nikolayevich, Master of Engineering Sciences, Brest State Technical University, l.sam27@mail.ru

IMPULSE METHOD OF CONTROL OF THE STATE OF HYDROFICED TRANSMISSIONS OF PASSENGER CARS

Violation of control actions in hydraulic transmissions (GT) of passenger cars is the cause of slipping of discs in friction packs of clutches or brake bands with drums and the appearance of «jolts» (bumps) when the gears are turned on and off. Such malfunctions arise due to incorrect signals from sensors of automatic transmissions (AT) or an electronic control unit (ECU) for the engine and transmission, failure of the AT ECU, wear of elements of the hydraulic control unit, in particular, electromagnetic control valves.

When slippage occurs, determined by the difference in the speeds of the turbine wheel and the automatic transmission output shaft, the ECU increases the pressure supplied to the actuators by means of the electromagnetic control valves. If, when the pulse frequency or the current to the solenoid valve increases to the maximum permissible value, the ECU detects slipping in the AT, then the emergency mode is automatically activated and the driver is informed with a message on the instrument panel.

High amplitudes of dynamic loads and jolt when engaging or shifting gears, which carry shock loads on the GT elements, are not perceived by the ECU in any way. These negative processes damage friction clutches, pistons, friction elements, rings, brake bands and planetary mechanisms up to complete destruction, which is the cause of partial or complete failure of the automatic transmission. The main cause of "jerking" is the wear of the solenoid control valves. If they are repaired or replaced in a timely manner, the service life of the gearbox can be extended. To fix the blows, the author has developed an impulse method for obtaining information.

At the moment of impact, perceived in the passenger compartment, there is a sharp filling of the sub-piston space with working fluid and an increase in pressure in the brakes of the planetary gear set, leading to an abrupt change in the rotational speed of the automatic gearbox shafts.

It is advisable to use the information obtained by the pulsed method for diagnosing GTs to diagnose the technical condition of the automatic gearbox and localize faults in the elements of the hydraulic control unit of the automatic gearbox, as well as to adjust the pressure supplied to the brake clutches and belts in order to reduce the loads on the GT parts, to increase the resource and improving the smoothness of the ride.

In order to improve the accuracy of information on the technical state of the electromagnetic control valves obtained by the pulse diagnosis method, an objective diagnosis of their hydraulic parameters is carried out. For this, a stand was developed [1], consisting of a reservoir with a liquid for automatic transmissions, a pump with a reducer, a tested solenoid valve-regulator, an ECU, a power supply with adjustable current strength, a heating element, a thermometer, a manometer and an ammeter. A liquid heated to a certain temperature under pressure is supplied by a pump to the tested regulator valve. The ECU analyzes the received data, compares it with the regulatory information in accordance with the technical documentation, giving recommendations on the suitability of the solenoid valve and the technical condition of the GT as a whole.

Literature

1. Semyonov I.N. Impulse method for diagnosing hydraulic transmissions of passenger cars // Bulletin of BrSTU. – 2019. – No. 4 (117): Mechanical engineering. – p. 94-96.

Український Євген Олександрович, ст. викладач, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», e.a.ukrainskyi@gmail.com

Грицук Ігор Валерійович, д.т.н., професор, Херсонська державна морська академія

Українська Тетяна Андріївна, аспірант, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет»

ОСОБЛИВОСТІ ОПЕРАТИВНОГО КОНТРОЛЮ ВИТРАТИ ПАЛИВА ТА ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ВАНТАЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Практика експлуатації вантажних транспортних засобів (ТЗ) вимагає забезпечення раціональної витрати палива та параметрів їх технічного стану з урахуванням відповідних умов експлуатації. Процеси визначення і отримання параметрів витрати палива, технічного стану та швидкості руху транспортних засобів в одночасній реалізації за умовами експлуатації, режимами роботи операторів тощо можуть базуватись на застосуванні засобів інформаційних систем оперативного контролю ТЗ.

Питанню оперативного контролю параметрів технічного стану та витрати палива транспортних засобів в експлуатації присвятили свої роботи вітчизняні та іноземні науковці (Говорущенко М.Я., Сахно В.П., Волков В.П., Гутаревич Ю.Ф., Матейчик В.П., Крайник Л.В., Шейнін А.М., Нарбут А.Н., Маняшин А.В., Великанов Д.П., Колов Д.А. та ін.). Основний недолік цих досліджень полягає в тому, що вони недостатньо враховують вплив сучасних інформаційних, комунікаційних технологій для покращення реалізації управління експлуатаційними параметрами вантажного ТЗ.

Ефективність функціонування транспортних засобів у значній мірі залежить від умов їх експлуатації. Умови експлуатації значно впливають як на режим роботи вузлів, деталей, агрегатів, так і на основні показники, серед яких є і витрата палива. У зв'язку з різноманіттям чинників, що впливають на експлуатаційну витрату палива автомобілем, їх зазвичай об'єднують в групи за різними ознаками. Прийнято розділяти так звані суб'єктивні (регульовані) фактори й об'єктивні (що не піддаються регулюванню). За результатами ретельного аналізу факторів, що впливають на експлуатаційні показники вантажного ТЗ, виділено основну групу факторів, які впливають на витрату палива та технічні параметри ТЗ (рис. 1).

Аналіз процесів забезпечення оперативного контролю витрати палива та параметрів технічного стану вантажних ТЗ в умовах впливу великої кількості чинників показує перспективність застосування сучасних інформаційних технологій, головним інструментарієм яких є метод дистанційного моніторингу. Дистанційний моніторинг вантажного ТЗ є ефективним інструментом, призначеним не тільки для стеження за місцезнаходженням і переміщенням автотранспортних засобів, а також за великою кількістю їх технічних параметрів.

В основу функціонування систем моніторингу і контролю транспортних засобів закладено принцип відстеження просторових, часових координат ТЗ та необхідних параметрів технічного стану. Існує два методи здійснення моніторингу: on-line-моніторинг та off-line-моніторинг.

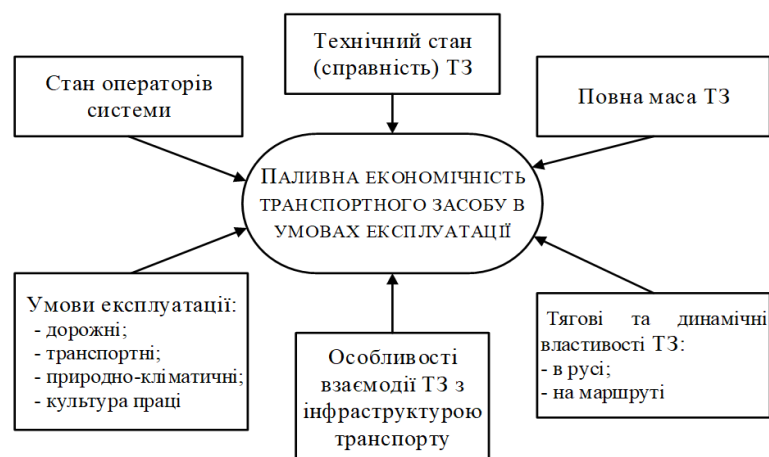


Рисунок 1 – Загальна схема впливу факторів на витрату палива та параметри технічного стану вантажних ТЗ в умовах експлуатації

Узагальнену структуру систем моніторингу транспорту формують три основних компоненти: модуль моніторингу, сервер моніторингу та диспетчерське автоматизоване робоче місце (АРМ). До функцій модуля моніторингу відноситься приймання інформації від штатних та додаткових (у разі їх підключення) датчиків транспортного засобу, визначення координат та точного часу їх реєстрації за даними супутників, формування інформації у вигляді пакетів даних та їх передача на сервер через мережі мобільного зв'язку (GPRS, 1G, 2G, 3G, 4G, 5G). Передані пакети даних приймаються сервером та зберігаються в базі даних, після чого сервер передає інформацію з бази даних оператору за запитом. Оператор системи (диспетчер) за допомогою АРМ оперує даними згідно з поставленими завданнями: здійснює обробку та відображення отриманих даних, які виводить на екран мапу з місцезнаходженням ТЗ в режимі on-line, формує звіти тощо.

Інформаційні системи моніторингу дозволяють отримувати необхідну інформації про задані параметри технічного стану ТЗ або витрати палива впродовж декілька секунд у вигляді цифрових, текстових або графічних даних. Крім того подібні системи дозволяють оперативно вирішувати завдання моделювання і прогнозування витрати палива та зміни параметрів технічного стану ТЗ.

Дистанційний контроль параметрів технічного стану вантажних ТЗ можливий в системах моніторингу шляхом використання штатного та додаткового бортового обладнання. Кожна одиниця транспорту може додатково обладнуватися комплексом функціонального обладнання: датчиком-акселерометром, який відслідковує моменти ударів і зіткнень; датчиком положення механізмів; датчиком температури (для рефрижераторів); датчиком рівня заряду акумуляторної батареї; модулем ідентифікації оператора (водія); модулем передачі даних за допомогою Wi-Fi тощо. Переховане обладнання може встановлюватись на будь який транспортний засіб у різних варіантах його поєднання.

Моніторинг витрати палива, параметрів технічного стану і якості руху транспортних засобів дає можливість службі експлуатації та технічній службі отримувати оперативну інформацію про показники паливовикористання, технічний стан ТЗ та умови експлуатації, що дозволяє своєчасно здійснювати попереджувальні та коригуючі впливи, профілактичні дії. Для операторів системи (водіїв та диспетчерів) випереджальна діагностика ТЗ є однією з технологій попередження втрат часу.

Худяков Ігор Валентинович, к.т.н., старший викладач, Херсонська державна морська академія, igor.khudiakov563@gmail.com

Грицук Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор, Херсонська державна морська академія, gritsuk_iv@ukr.net

Черненко Валентина Володимирівна, старший викладач, Херсонська державна морська академія, v.chernenko18@gmail.com

Манжелей Віктор Стефанович, старший викладач, Херсонська державна морська академія, sevikman@i.ua,

ДИСТАНЦІЙНИЙ МОНІТОРИНГ СЕРЕДНЬОЇ ШВИДКІСТІ ТА ВИТРАТИ ПАЛИВА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Більшість відомих систем моніторингу ТЗ, мають розвинений інтерфейс і дозволяють працювати з досить великими й складними мережами зв'язку і великими об'ємами даних [1 - 5].

В частині комплексного контролю експлуатації ТЗ основним недоліком названих систем і програм є відсутність одночасної оцінки дотримання режиму праці та відпочинку водія (РПВВ), фізичного стану водія, неможливість забезпечення взаємозв'язку між витратою палива ТЗ, параметрами технічного стану ТЗ та РПВВ, обмеженість функціональних можливостей складових компонентів, неможливість раціонального управління експлуатацією ТЗ з урахуванням дорожніх і експлуатаційних умов в оперативному режимі [6-7] тощо.

Розробка сучасних методів і заходів, що дозволяють здійснювати дистанційний контроль РПВВ в системі інформаційного моніторингу технічного стану ТЗ. Для цього потрібно виконати аналіз можливостей систем моніторингу сучасних вантажних ТЗ в Україні і формування структурної схеми проведення подальшого дослідження і формування інформаційної системи для можливого одночасного урахування особливостей конструкції і оснащення ТЗ, режимів експлуатації ТЗ, РПВВ, фізичного стану водія та забезпечення їх системної взаємодії в умовах експлуатації.

Для виконання аналізу можливостей систем моніторингу сучасних вантажних ТЗ в Україні був проведений моніторинг параметрів технічного стану ТЗ і РПВВ на основі ТЗ Mercedes-Benz Actros 1841LS, реєстраційний номер АА5113ТА, під час рейсу за маршрутом Амстердам (Нідерланди) – Нижнєпотапів (Україна). На протязі руху ТЗ на відстані 3027,66 км проводилась фіксація основних експлуатаційних параметрів ТЗ та РПВВ існуючими в Україні методами спостереження в реальному часі.

Основні результати моніторингу ТЗ Mercedes-Benz Actros 1841LS показані в табл. 1 і на рис. 1.

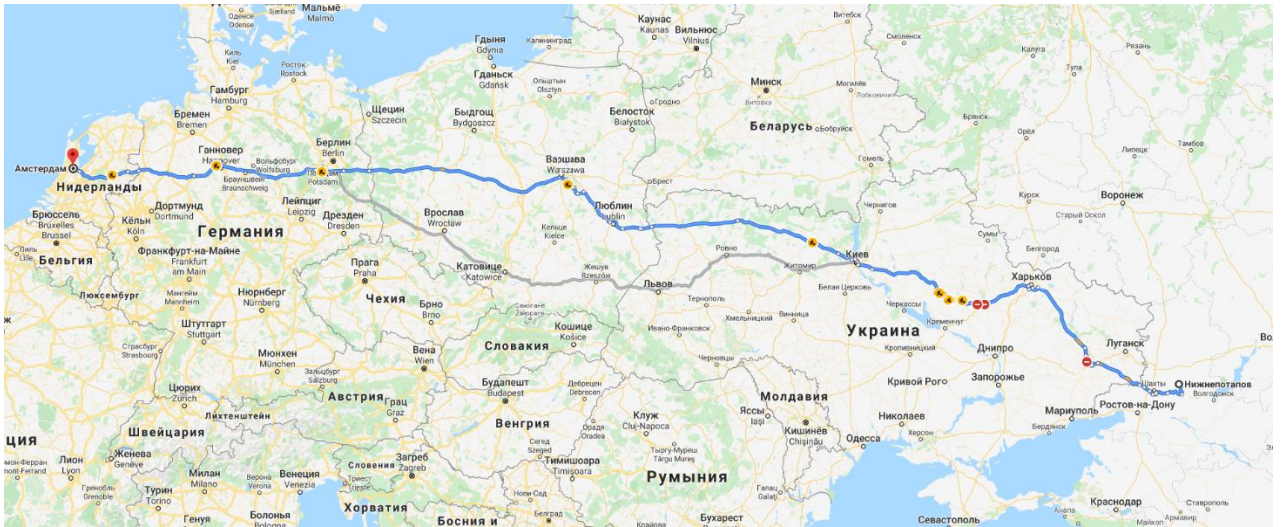


Рисунок 1 Дослідний маршрут Амстердам (Нідерланди) – Нижньопотавів (Росія), у вигляді трекінгу ТЗ на мапі спостереження під час рейсу

Реєстрація витрати палива проводилась додатковими технічними засобами, встановленими на ТЗ. Крім того проводилась реєстрація РПВВ вказаного ТЗ в умовах експлуатації. На рис. 2 показані основні результати моніторингу параметрів витрати палива і РПВВ під час дослідного спостереження.

Для вирішення вказаної задачі авторами пропонується провести дослідження, яке ставить за мету встановлення і розробку системних методів і засобів, дозволяючих проводити дистанційний моніторинг технічного стану вантажного ТЗ і РПВВ водіїв, з урахуванням умов їх експлуатації. Система моніторингу повинна охоплювати основні задачі дослідження у частині формування інформаційної моделі РПВВ, технічного стану ТЗ, умов експлуатації ТЗ і можливості здійснення дистанційного оцінювання зміни РПВВ в залежності від стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації.

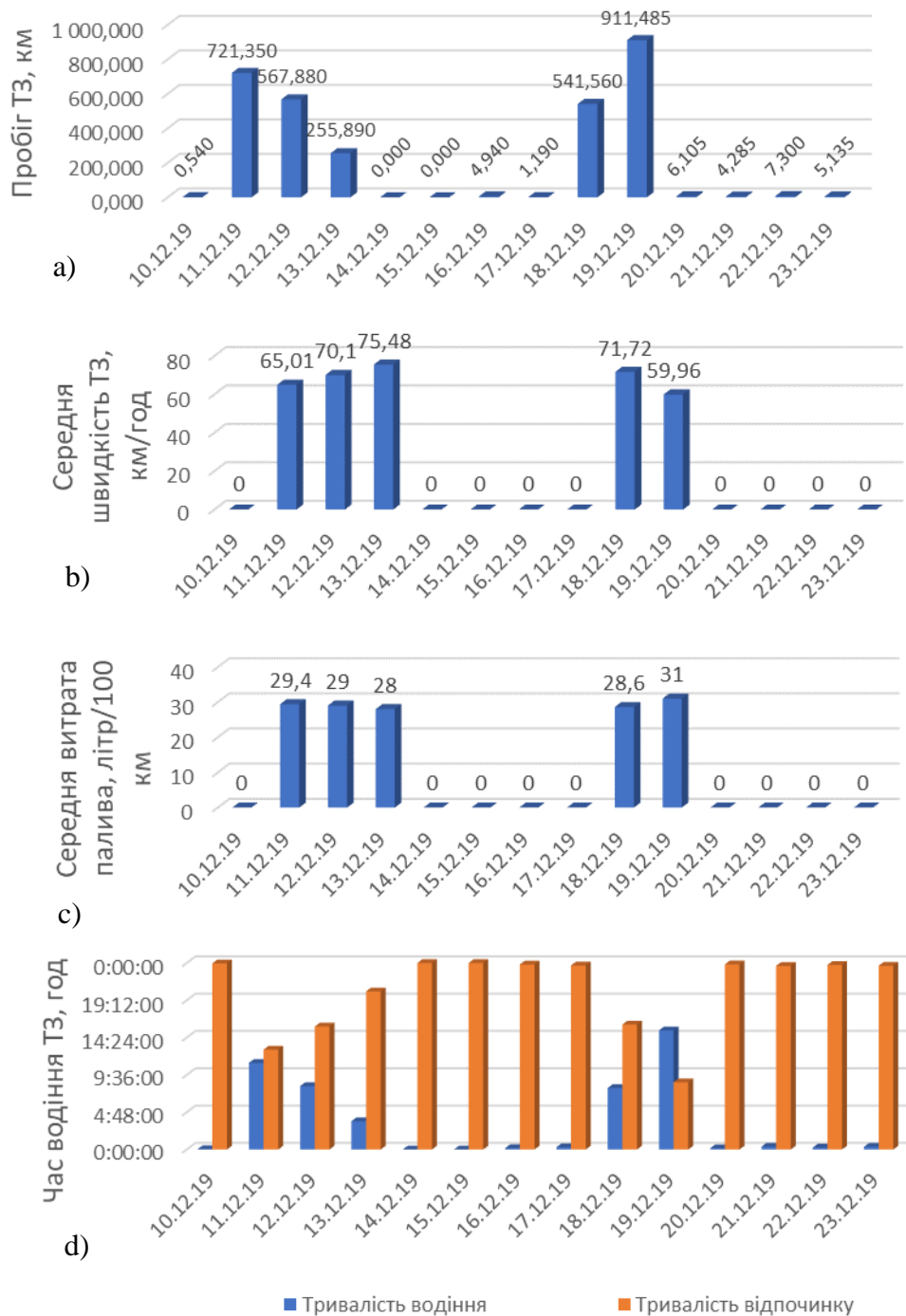


Рисунок 2 Моніторинг основних параметрів експлуатації ТЗ
 а) результати реєстрації пробігу ТЗ під час спостереження, б) середня швидкість, в) середня витрата палива, г) результати реєстрації основних режимів праці та відпочинку водія за період спостереження

Таблиця 1. Моніторинг основних параметрів експлуатації ТЗ час рейсу за маршрутом Амстердам (Нідерланди) – Нижнєпотапів (Україна)

Дата	Тривалість водін	Тривалість відпочи	Пробіг	Рівень палива, поча	Рівень палива, кінс	Різниця	Середня швидкіс	Середня витрата пали
	год	годи	к	літ	літ	лі	км	літр/ 10
10.1	0:03	23:57:	0,	897	1150	253		
11.1	11:0	12:51:	721				65	29,4
12.1	8:10	15:50:	567				70	29
13.1	3:39	20:21:	255				75	28
14.1	0:00	23:59:	0,					
15.1	0:00	23:59:	0,					
16.1	0:11	23:49:	4,					
17.1	0:18	23:42:	1,					
18.1	7:55	16:05:	541				71	28,0
19.1	15:2	8:40:0	911				59	31
20.1	0:10	23:50:	6,					
21.1	0:22	23:38:	4,					
22.1	0:15	23:45:	7,					
23.1	0:21	23:39:	5,	504	1150	646		
РАЗ	47:5	288:07	302			899	6	29,9

Висновки. Виконаний аналіз особливостей дистанційного визначення режимів праці та відпочинку водія в системі інформаційного моніторингу транспортних засобів в Україні. Проведено аналіз отриманих результатів моніторингу параметрів технічного стану ТЗ, а саме витрати палива, швидкості та РПВВ. Запропонована розробка системи інформаційного моніторингу технічного стану ТЗ і РПВВ в умовах експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Волков В.П., Матейчик В.П., Комов П.Б., Комов О.Б., Грицук І.В. Організація технічної експлуатації автомобілів в умовах формування інтелектуальних транспортних систем // Вісник Національного технічного

університету «ХП». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Х. : НТУ «ХП». 2013. № 29 (1002). с.138-144.

2. Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Шурко Г.К., Волков Ю.В. Особливості формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. Х. : НТУ «ХП», 2017. № 14 (1236). С. 10–20.

3. Говорущенко Н.Я. Туренко А.Н. Системотехніка транспорту (на прикладі автомобільного транспорту) Харків: РІО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

4. Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В., Володарець М.В. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів Монографія Харків: Вид-во Панов А. М., 2018. - 298 с.

5. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей Харків: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 2014. – 312 с.

6. Golovin S.F. (2008), "Technical service transport machinery and equipment", ["Technickij servis transportnich machin"], Moskva. Alfa M. INFRA - M, 2008, 288p.

7. Худяков І.В., Симоненко Р.В., Манжелей В.С., Черненко В.В. Особливості формування та аналізу інформаційних структур системи моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів у взаємодії з тахографом // Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики: монографія Vlatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj та ін.; за наук. ред. проф. Грицука Ігоря. Херсон : ХДМА, 2019. с. 250-259.

Шаша Ігор Костянтинович, д.т.н, професор, професор кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України igor_sha@ukr.net, тематична секція «Технічна експлуатація і сервіс автомобілів»

МЕТОДИКА НОРМУВАННЯ ВИТРАТИ ПАЛЬНОГО ВІЙСЬКОВОЮ ТЕХНІКОЮ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ

Основа парку Національної гвардії України (НГУ) складає військова техніка (ВТ), що використовується у службово-бойовій діяльності для перевезення особового складу, озброєння, боєприпасів, спеціальних засобів до місць виконання службово-бойових завдань (СБЗ).

Очевидним є те, що серед інших факторів, забезпечення паливом техніки у сучасних умовах експлуатації має вагомий вплив на результативність виконання СБЗ. Зокрема, своєчасність доставки особового складу та необхідного вантажу може бути критичним параметром для успішності виконання СБЗ підрозділами НГУ, наприклад, при виконанні завдань в умовах надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру, масових заворушень, участі у спеціальних операціях із пошуку та знешкодження

озброєних злочинців, ліквідації незаконних збройних формувань або при виконанні завдань участі у територіальній обороні.

Оцінювання ефективності використання ВТ пов'язане із необхідністю прогнозування експлуатаційних показників роботи техніки, що безпосередньо залежать від умов експлуатації (УЕ). Однак, на сьогодні не існує науково обґрунтованого методичного апарату, що дозволяв би ураховувати характерні для виконання СБЗ НГУ умови експлуатації при плануванні забезпеченням паливом ВТ.

Відомо, що математична модель – це наближений опис довільного класу явищ зовнішнього світу, поданий за допомогою математичної символіки. Наразі математичне моделювання виступає як метод прогнозування витрати пального в залежності від умов експлуатації ВТ НГУ.

Норми витрат пального і мастильних матеріалів для військових частин НГУ призначені для планування потреби у паливно-мастильних матеріалах і контролю за їх витратами, ведення звітності, запровадження режиму економії і раціонального розроблення питомих норм.

Нормування витрат пального - це встановлення допустимої міри його споживання в певних умовах експлуатації, для чого застосовуються базові лінійні норми, встановлені по моделях (модифікаціях) автомобілів, та система нормативів і коефіцієнтів, які дозволяють враховувати виконану транспортну роботу, кліматичні, дорожні та інші умови експлуатації.

Базову лінійну норму для ВТ НГУ пропонується розглядати як таку, що складається з двох частин: основної норми витрати пального на пробіг порожнього автомобіля в л/100 км., та додаткової норми витрати пального на виконання транспортної роботи в л/100 т·км.

При розробці базової лінійної норми використовуємо математичну модель витрати пального для усталеного режиму руху автомобіля при середніх навантаженнях.

З урахуванням цих обмежень отримуємо рівняння для визначення основної норми витрати пального:

$$H_o = \frac{1}{\eta_i} [A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 + C(G_o \cdot \psi + D \cdot V_a^2)] \text{ л/100 км,} \quad (1)$$

де G_o - вага порожнього автомобіля, Н; D - постійний для даного автомобіля коефіцієнт (0,077кF).

Якщо виразити i_k і ψ через швидкість руху автомобіля, отримаємо рівняння для визначення основної норми витрати пального:

$$H_o = \frac{\Delta_1}{V_a} + \Delta_2 \cdot V_a^2 \text{ л/100 км} \quad (2)$$

де Δ_1 і Δ_2 - постійні для даного автомобіля коефіцієнти, наприклад для КраЗ - 6322 $\Delta_1 = 1146$ і $\Delta_2 = 0,0019$.

Додаткова норма на переміщення тонни вантажу на відстань 100 км обчислюється за формулою:

$$H_d = \frac{10^6}{\eta_i \cdot H_n \cdot \rho_T \cdot \eta_{np}} \cdot \psi \text{ л/100 т·км.} \quad (3)$$

Приймаємо для автомобілів з двигунами, що працюють на бензині $H_d = (106...118)\psi$, для автомобілів з двигунами, що працюють на дизельному пальному $H_d = (62...65)\psi$.

При нормуванні η_i визначається в залежності від відсотка використання потужності двигуном автомобіля.

Для автомобіля КрАЗ-6322 розраховано основні і додаткові норми витрати пального за пропонованою класифікацією умов експлуатації ВТ НГУ з урахуванням зміни величини η_i [2].

Основна норма витрати пального обчислювалася за формулою:

$$H_o = \left(\frac{1146}{V_a} + 0,0019 \cdot V_a^2 \right) \text{ л/100 км.} \quad (4)$$

Додаткова норма на одну тону вантажу, перевезеного на сто кілометрів, визначається за формулою:

$$H_d = 54 \cdot \psi = \frac{42}{V_a} \text{ л/100 т·км.} \quad (5)$$

Числові значення всіх складових формул основної та додаткової норм витрати пального наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Розрахункові значення основної та додаткової норм витрати пального автомобіля КрАЗ-6322

Група доріг	Коефіцієнт сумарного опору дороги, ψ	Середня технічна швидкість руху, V_a	Основна норма, H_o л/100 км	Додаткова норма, H_d л/100 т·км
I	0,013	60	26,0	0,7
II	0,017	47	29,0	0,9
III	0,021	38	33,0	1,1
IV	0,025	32	38,0	1,4
V	0,031	26	45,0	1,7
VI	0,070	20	58,0	3,8
VII	0,143	14	82,0	7,7

Порівняльний аналіз розрахункових і діючих норм витрат пального повністю завантаженого автомобіля КрАЗ-6322 «Солдат» ($G_{gp} = 12\text{т}$) наведено в табл. 2.

Порівняльний аналіз розрахункових і діючих норм витрат палива

Група доріг	Розрахункові норми			Діючі норми			Відхилення в літрах		
	Н _о	Н _д	Н _б	Н _о	Н _д	Н _б	Н _о	Н _д	Н _б
I	26,0	8,4	34,4	27,5	15,6	42,3	-0,7	-7,2	-7,9
II	29,0	10,8	39,8	27,5	15,6	42,3	+2,3	-4,8	-2,5
III	33,0	13,2	46,2	32,4	15,6	47,1	+1,5	-2,4	-0,9
IV	38,0	16,8	54,8	32,4	15,6	47,1	+6,5	+1,2	+7,7
V	45,0	20,4	65,4	32,4	15,6	47,1	+13,5	+4,8	+18,3
VI	58,0	45,6	103,6	35,6	15,6	50,3	+23,3	+10,9	+53,3
VII	82,0	92,4	174,4	35,6	15,6	50,3	+43,7	+76,8	+124,1

Дані розрахунків свідчать, що діюча система нормування витрат пального недосконала і не враховує специфічні умови експлуатації ВТ, що призводить до економії на I, II і III групах доріг і значних перевитрат на VI, V, VI і VII групах доріг.

Шлях вдосконалення методики нормування витрат полягає в суворому обліку умов експлуатації ВТ НГУ, особливо при виконанні СБЗ в зоні проведення операцій об'єднаних сил.

Література

1. І.К. Шаша, А.І. Нікорчук, А. Таранов. Методологія побудови математичної моделі забезпечення паливом автобронетанкової техніки Національної гвардії України (на прикладі автомобіля КрАЗ-6322) // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. 2018. Випуск 2 (32). // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. 2018. Випуск 2 (32).

Шльончак Ігор Анатолійович, канд. техн. наук, доцент, Черкаський державний технологічний університет, Igor_Shlionchak@ukr.net

Йовченко Алла Василівна, канд. техн. наук, Черкаський державний технологічний університет, a.yovchenko@chdtu.edu.ua

Усенко Євгеній Андрійович, студент, Черкаський державний технологічний університет, yevhenii_ck@ukr.net

Оліхнович Денис Русланович, студент, Черкаський державний технологічний університет, d.r.olikhnovych.fktdm18@chdtu.edu.ua

РОЗРОБКА ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВЕЛИКОВАГОВИХ ТА ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ВАНТАЖІВ В СИСТЕМАХ АВТОСЕРВІСУ

Проведення навантажувально-розвантажувальних робіт в умовах вантажних перевезень потребують виконання різноманітних складних

маніпуляцій з великоваговими і великогабаритними вантажами. Особливо такі операції мають місце на складських виробничих майданчиках підприємств автосервісу, на яких неможливо чи недоцільно використовувати навантажувачі або іншу складську техніку. Вихід із такої ситуації - такелажні візки.

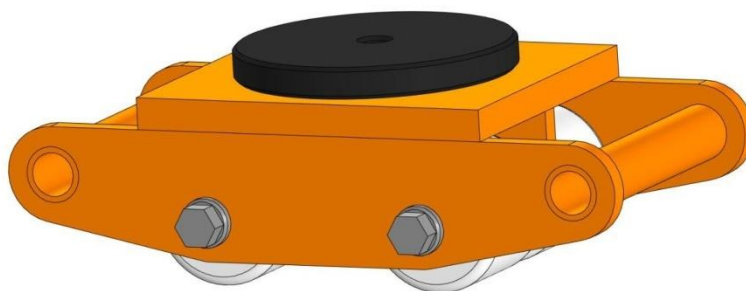
Необхідно зазначити, що переміщення важкої техніки на склад чи промислове приміщення – насправді небезпечне завдання для здоров'я чи, навіть, життя людини. Вантажі вагою в сотні кілограмів повинні транспортуватись якомога надійніше і безпечніше. Часто це може бути досить тяжко, а то й небезпечно, якщо на підприємстві повністю відсутнє відповідне підйомно-транспортне обладнання.

З метою здійснення транспортування великовагових і великогабаритних вантажів більш ефективно, при використанні такелажних засобів, наприклад, необхідно розробляти спеціалізоване обладнання адаптовано до конкретних виробничих потреб автотранспортних підприємств або складських комплексів.

Тому в роботі поставлено за мету розробити підйомно-транспортне обладнання (зокрема такелажний візок) для здійснення навантажувально-розвантажувальних операцій пов'язаних із транспортуванням великовагових та великогабаритних вантажів адаптивно до конкретної виробничої бази підприємства. Сконструйований такелажний візок належить до технологічного обладнання першої групи тобто до спеціалізованого технологічного обладнання і може бути застосований на підприємствах автомобільного транспорту з метою підтримки рухомого складу в технічно справному стані.

В результаті проведеної авторами конструкторської роботи з допомогою CAD/CAM системи Solidworks було побудовано 3-D модель спроектованого такелажного візка. Модель зображена на рисунку 1.

Як відомо сила тертя – це серйозна перешкода, незалежно від того, який вантаж потрібно транспортувати. Всім відомий факт: чим більшу вагу має об'єкт, тим більше значення набуває і сила тертя. З метою подолання сили тертя під час транспортування великовагових та великогабаритних вантажів в конструкції підйомно-транспортного обладнання, зокрема спроектованого такелажного візка, було передбачено чотири ролики. Завдяки використанню роликів сила тертя між предметом і поверхнею, по якій він рухається, значно знижується.



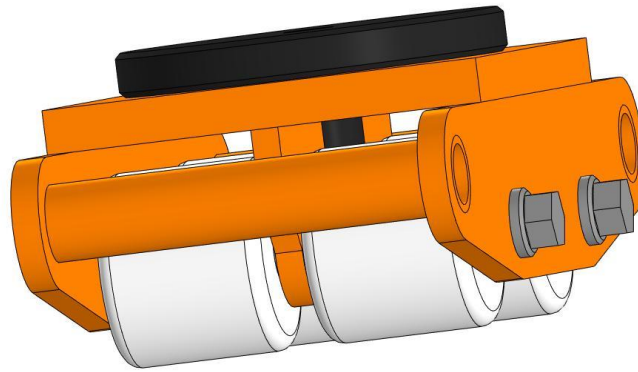


Рисунок 1 – 3-D модель спроектованого такелажного візка, розробленого з допомогою CAD/CAM системи Solidworks

Матеріал роликів вибирався в залежності від поверхні, по якій здійснюється зазвичай транспортування. Враховуючи конкретні умови великовагових та великогабаритних вантажних перевезень, які здійснюються на одному із підприємств міста Черкаси, доцільно за матеріал роликів вибрати поліамід. Це дозволить більш ефективно здійснювати перевезення вантажів через постійне пробуксовування роликів на чутливих підлогах. Такі ролики мають більш несучу здатність, ніж гумові, наприклад, і стійкі до паливно-мастильних матеріалів або різноманітних хімічних сполук. Ролики із поліаміду також стійкі до розривів, до погодних умов та екстремальних температур. Крім усіх цих переваг, вони також зменшують ризик пошкодження підлоги того чи іншого робочого місця.

Відповідні міцнісні розрахунки всіх складових деталей такелажного візка, що спроектовано, будуть висвітлені в наступних наукових роботах авторів.

Агеєв Максим Сергійович, к.т.н., доцент, Херсонська державна морська академія, maxageev73-73@ukr.net, +380955871309

Устінцев Сергій Миколайович, аспірант, Херсонська державна морська академія, sustincev@gmail.com, +380672640762

ДОСЛІДЖЕННЯ КОРОЗІЙНОЇ СТІЙКОСТІ ЗАХИСНИХ ПОКРИТТІВ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ ПРИ РЕМОНТІ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Довговічність і надійність деталей засобів транспорту залежать від характеристик навколишнього та робочого середовища. На ефективність використання деталей засобів транспорту істотно впливає ступінь їх захищеності від корозії.

В даний час розроблені різні методи захисту від корозії шляхом нанесення покриттів, серед яких широке застосування знайшли способи газотермічного напилення, саме: плазмовий, електродуговий,

газополум'яневий, детонаційний та їх комбінації з методами модифікації (хіміко-термічною обробкою, поверхнево-пластичним деформуванням, лазерною обробкою тощо.). Однак більш широке застосування для захисту від корозії знайшов метод електродугового напилення.

Як об'єкт дослідження була вибрана система покриття-відновлювана поверхня деталі зі сталі 45. В якості матеріалу покриття використовували сталь 40X13 і X18H10T. Покриття наносили методом електродугового напилення.

В роботі були виконані потенціодинамічні дослідження, розглянута кінетика зміни потенціалу в часі.

Представлені результати вимірювання усереднених значень потенціалів зразків з покриттями, протягом години після певного періоду попереднього перебування в середовищі. Крім усереднених даних значень потенціалів, наведені значення для кожного із зразків (рис.1).

Отримані дані дозволяють судити про більш високу дисперсію значень потенціалів (щодо середнього) в момент занурення і перший, невеликий проміжок часу після занурення. На наш погляд, це пов'язано з неоднорідністю покриття. В перший період часу, як правило, корозійні процеси найбільш інтенсивні і найменш рівнозначні, що пов'язано з постійною зміною співвідношення площ катодних і анодних ділянок металевого матеріалу. Ми припускаємо, що в перший проміжок часу, що складає двадцять хвилин найбільші пори покриття заповнюються агресивним середовищем і корозійні процеси протікають переважно в них. Потім накопичується певна кількість продуктів корозії в порах, і встановлюється деяка корозійна рівновага, що здатна пояснити менше розсіювання значень потенціалів в інтервалі варіювання, в порівнянні з першим проміжком часу.

З рис. 1 видно, що у всіх випадках за винятком випадку №7 значення потенціалів зменшуються.

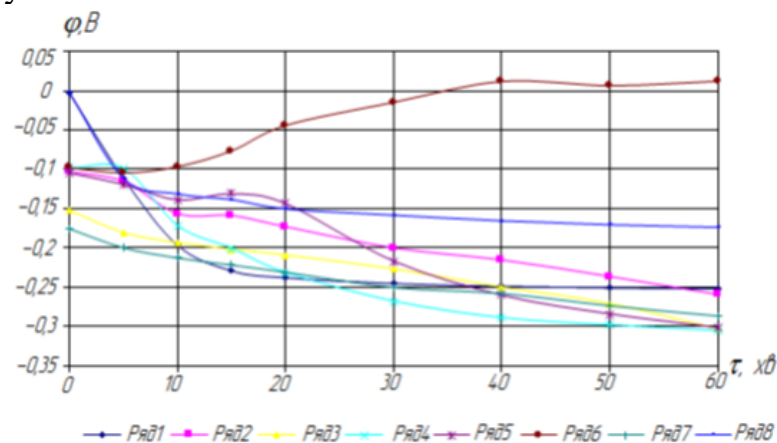


Рисунок 1 – Значення потенціалів зразків з покриттями по відношенню до насиченого хлорсрібного електроду: 1 – з моменту занурення (ряд 1); 2 – через годину після занурення (ряд 2); 3 – через чотири години після занурення (ряд 3); 4 – через добу після занурення (ряд 4); 5 – через 4 доби після занурення (ряд 5); 6 – через тиждень після занурення (ряд 6); 7 – через 2 тижні після занурення (ряд 7); 8 – через місяць після занурення (ряд 8)

Цей факт пояснюється інтенсифікацією корозійних процесів, що відбуваються під покриттям. Підвищення потенціалу в разі зразків №7 може бути пов'язано з накопиченням продуктів корозії в порах покриття, що перешкоджає подальшому проникненню середовища. Цей факт може бути пов'язаний з поняттям лімітуючого радіусу пори в покритті. Кореляція результатів електрохімічних досліджень всіх зразків з середнім, в аналогічні проміжки часу, для інших покриттів схожа з першим.

Після оцінювання середнього інтегрального значення електрохімічного потенціалу поверхні проводили потенціодинамічні дослідження (рис. 2).

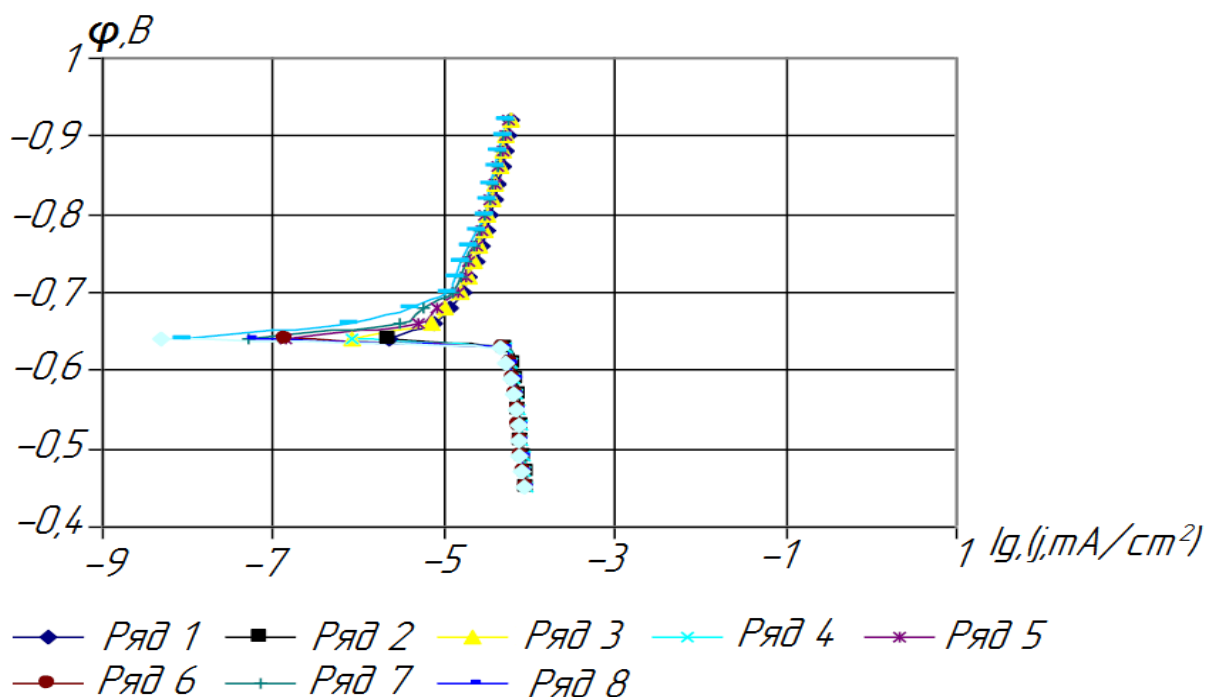


Рисунок 2 – Результати потенціодинамічних досліджень: 1 – з моменту занурення (ряд 1); 2 – через годину після занурення (ряд 2); 3 – через чотири години після занурення (ряд 3); 4 – через добу після занурення (ряд 4); 5 – через 4 доби після занурення (ряд 5); 6 – через тиждень після занурення (ряд 6); 7 – через 2 тижні після занурення (ряд 7); 8 – через місяць після занурення (ряд 8)

Можна помітити, що при збільшенні часу попереднього перебування в середовищі значення щільності струму обміну зменшується.

Для випадку 1 і 8 різниця становить 2 порядки. Тобто кількість заряджених іонів в подвійному електричному шарі зменшується. Можемо припустити, що це пов'язано з накопиченням продуктів корозії на поверхні зразка. Зрозуміло, що це перешкоджає подальшому розчиненню матеріалу відновлюваної поверхні в дефектах покриття. Після місячного перебування зразка в середовищі під покриттям може утворитися досить товстий шар, що складається з продуктів розчину матеріалу відновлюваної поверхні. Імовірно

гідроксиду заліза (3+). Цей шар перешкоджає подальшому контакту матеріалу зразка з агресивним середовищем.

Візуальна оцінка стану поверхні оцінювалася за трьома критеріями:

- наявність продуктів корозії на поверхні після висушування поверхні випробуваного зразка;
- приблизне співвідношення площ зі слідами іржі і без них;
- роздутості покриттів після випробувань

Результати візуальних спостережень зведені в табл.2.

Таблиця 1 - Результати візуальної оцінки стану поверхні зразків з покриттями після випробувань

№ випробування	Кількість зразків, випробуваних індивідуально		Кількість зразків, випробуваних сумісно		Наявність продуктів корозії		Наявність роздутості покриття		Кількість зразків з продуктами корозії на поверхні		Кількість зразків із роздутістю покриття		Приблизне співвідношення площ із іржею/ без іржі	
	Індивідуально	Сумісно	Індивідуально	Сумісно	Індивідуально	Сумісно	Індивідуально	Сумісно	Індивідуально	Сумісно	Індивідуально	Сумісно	Індивідуально	Сумісно
1	4	4	+	+	-	-	4	4	0	0	1/2	1/2		
2	4	4	+	+	+	+	4	4	4	4	1/5,	1/6		
3	4	4	+	+	-	-	4	4	0	0	4/1	4/1		
4	4	4	+	+	-	-	4	4	0	0	6/1	6/1		
5	4	4	+	+	-	-	4	4	0	0	1/1	1/1		
6	4	4	+	+	+	+	4	4	4	4	1/1,	1/1,		
7	4	4	-	-	-	-	0	0	0	0	1/1,	1/1,		
8	4	4	+	+	-	-	4	4	0	0	4/1	4/1		

В результаті проведення випробувань зроблені наступні висновки: сенсорний аналіз стану поверхні зразків після випробувань дозволяє припускати, що через місяць після контакту з покриттям співвідношення поверхні з іржею в чотири рази менше поверхні без іржі. Встановлено, що при нанесенні покриття на поверхні розділу покриття-відновлювана поверхня відбувається зниження електрохімічного потенціалу на в 3-5 рази.

Иванов Владимир Петрович, д. т. н., профессор, Полоцкий государственный университет

Иванов Иван Иванович, к. т. н., старший преподаватель, Полоцкий государственный университет, v.dronchenko@psu.by

СПОСОБ УТИЛИЗАЦИИ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ОТХОДОВ ПРЕДПРИЯТИЯ ПО РЕМОНТУ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

На предприятиях, связанных с ремонтом машин и оборудования, в течение года образуется до 20 тыс. тонн нефтесодержащих сточных вод в виде отходов производственных участков, таких как разборка и очистка машин и оборудования, обработка резанием заготовок, обкаточно-испытательный и др. [1]. В жидких стоках содержатся моторные и трансмиссионные масла, пластичные смазки, топливные фракции, технические моющие средства, смазочно-охлаждающие технологические средства, промывочные жидкости и др.

Наибольшее количество жидких нефтесодержащих отходов выделяют участки по разборке и очистке машин и оборудования предприятий [2]. Эти отходы, образуются в процессе эксплуатации машин, являются сложными многокомпонентными системами и включают (% об.) [2]: масла моторные 65...90, масла трансмиссионные 6...10; топливные фракции 2...6 и пластичные смазки 1...2.

Для предприятий по ремонту двигателей и машин перспективным является поиск способов применения нефтесодержащих отходов непосредственно на предприятии или на предприятиях данного региона, причем желательно с минимальными затратами на очистку и переработку.

В качестве комплексного решения в части исключения вредного влияния на здоровье рабочих и окружающую среду нефтесодержащих отходов ремонтных предприятий предлагается их переработка и утилизация. Переработка предполагает превращение нефтесодержащих отходов в неопасные соединения путем эмульгирования с улучшением условий труда, а утилизация – использование полученных эмульсий, во-первых, в качестве антиадгезионных покрытий рабочих поверхностей форм для получения железобетонных изделий и, во-вторых, в качестве добавки к топливу котельных агрегатов (установок). Первое направление позволит отказаться от использования дорогостоящих промышленных эмульсолов и смазок, а второе – уменьшить объем вредных выбросов с дымовыми газами в атмосферу за счет снижения времени пребывания газов в высокотемпературной области.

Литература

1. Иванов, В. П. Охрана труда рабочих и защита окружающей среды от вредного влияния нефтесодержащих отходов : научное издание / В. П. Иванов, В. А. Дронченко. – Новополоцк: ПГУ, 2016. – 248 с.

2. Тельнов, Н. Ф. Ремонт машин / Н. Ф. Тельнов – М. : Агропромиздат, 1992. – 558 с.

Пелевін Леонід Євгенович, к.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури; pelevin.lie@knuba.edu.ua
Тетерятник Олександр Анатолійович, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури, teteriatnyk.oa@knuba.edu.ua

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ РОБОТИ БУЛЬДОЗЕРНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА

Транспортування вантажів, перевезення людей, сезонні та добові міграції населення – все це неможливо уявити без автомобілів. А наявність транспортного засобу та його експлуатацію неможливо уявити без автомобільних доріг. та автомобільних доріг. Розбудова міст, привабливість для життя приміських поселень та містечок, розширення мереж супермаркетів та невеликих дискаунтерів – все це потребує розгалуженої системи автомобільних доріг, яка необхідна для функціонування такої складної інфраструктури.

Окрім розбудови існуючої на даний час системи автомобільних доріг (створення нових розв'язок, збільшення смуг руху тощо) існує велика потреба у побудові нових шляхів різних категорій.

Роботи зі зведення полотна характеризуються по довжині дороги великою неоднорідністю за видами технологічних операцій і зосередженості земляних мас. Відповідно до цього і способи виконання земляних робіт по довжині дороги змінюються в достатньо широких межах.

Всі роботи зі зведення земляного полотна можна розділити на підготовчі та основні. До підготовчих відносяться: відновлення траси, розбивка земляних споруд і розчищення смуги відводу. До основних робіт відноситься зведення земляного полотна, яке складається з наступних операцій: зняття рослинного і дернового покриву, профілювання основи насипу, попереднього ущільнення, розпушення і різання ґрунту в резерві (кар'єрі) та транспортування його в насип, розрівнювання ґрунту в насипу шарами певної товщини; Основною машиною, що працює зволоження або просушування ґрунту до оптимальної вологості, ущільнення ґрунту до необхідного ступеня щільності. Майже всі операції повторюються кілька разів в залежності від висоти насипу, що зводиться. Крім того земляні роботи ділять на лінійні і зосереджені. Лінійні - це однорідні роботи з більш-менш однаковими умовами (фізико-механічні властивості ґрунту, рельєф місцевості, гідрологія, конструкція полотна, обсяг робіт), що чергуються уздовж траси. Зосереджені - це неоднорідні роботи з різко мінливими уздовж траси умовами, наприклад, чергування високих насипів і виїмок або ділянок доріг в скельних ґрунтах та ін. При зосереджених роботах на коротких ділянках траси концентруються великі обсяги земляних робіт [1].

Більшу кількість перерахованих робіт виконують машини, що оснащено відвальними робочими органами. До них відносяться бульдозер та автогрейдер. І якщо останній використовується для чистового профілювання дорожнього

полотна та зведення допоміжних елементів, то значну частину робіт з переміщення та розробки верхнього шару ґрунту бере на себе саме бульдозер.

Світова тенденція до зниження енерговитрат не обійшла стороною і дорожнє будівництво. Проблема зниження енергоємності розробки ґрунту не є чимось новим в галузі машинобудування. Вирішенню цієї проблеми протягом останніх 30-ти років присвячено багато робіт, зокрема і проблемі зниження енергоємності та інтенсифікації робочого процесу різання ґрунту бульдозерним відвалом. Відомими вченими (Баладінський В.Л., Баловнєв В.І., Хмара Л.А. та багато інших) та науковими школами розроблено велику кількість технічних рішень, щодо ножових систем бульдозерів. Відомі дослідження і розробка наступних ножових систем бульдозера: традиційна з прямокутними ножами і лінійним ріжучим краєм; з виступаючим середнім ножем; з декількома виступаючими ножами і розміщенням ріжучих країв в одній площині; з виступаючим середнім ножем і бічними косинками; з декількома виступаючими ножами; з виступаючими ножами просторової форми, ріжучі краї яких розміщені в одній чи різних площинах та багато інших конструкцій, що захищено відповідними патентами [2, 3].

Тобто інтенсифікація робочого процесу бульдозерного відвалу, в більшості випадків, відбувається в зоні відокремлення ґрунту різальною кромкою. Але переважна більшість розроблених систем реалізує статичний режим руйнування ґрунту. Крім того, недостатньо уваги приділено зношуванню елементів ножових систем, яке буде збільшуватися при збільшенні площі контакту різальної кромки з ґрунтовим масивом. Ці нюанси значно знижують ефективність інтенсифікації і дозволяють реалізувати наступне технічне рішення.

Для інтенсифікації розробки ґрунту передбачається встановлення у якості виступаючого середнього ножа дисковий робочий орган у вигляді усіченого конусу, що розташовується більшою основою донизу. Дисковий середній ніж встановлюється з можливістю обертання навколо вертикальної осі. Обертання диску відбувається за рахунок окремого приводу, що може бути під'єднано до гідравлічної системи базової машини.

За рахунок діаметру дисковий ніж буде мати лідируючу різальну кромку по відношенню до основної різальної кромки відвалу, що дозволяє використовувати позитивні ефекти аналогічних конструктивних рішень (концентрація руйнуючого зусилля, зниження енергоємності). Обертання диску відносно вертикальної вісі дозволить реалізувати динамічну складову в процесі різання ґрунтового масиву а також забезпечити постійно гостру різальну кромку на лобовій поверхні виступаючого дискового ножа. Динаміка робочого процесу може додатково формувати позитивні втомні явища в ґрунтовому масиві.

Література

1. Технология строительства дорог. Практикум. (2010). Бабаскин Ю.Г., Леонович И.И. БНТУ. Минск. 363с.

2. Главацкий К.Ц., Серода О.В. (2014). Исследование и разработка отвала бульдозера с комбинированной ножевой системой. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, (65-66), 238-241.

3. Хмара Л.А. (2010). Научное сопровождение строительных и дорожных машин: исследование, расчет, создание, выбор, использование. Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, (7 (148)), 11-30.

Рогозін Ігор Віталійович, к.т.н., с.н.с., Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, iv_r@ukr.net

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПОТОЧНОГО РЕМОНТУ ТА ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ РУХОМОЮ МАЙСТЕРНЕЮ

Ефективність застосування сучасних засобів транспорту, а саме автомобільної техніки, повною мірою залежить від досконалості системи технічного обслуговування та ремонту (далі ТОіР). Зрозуміло, що якою б довершеною не була конструкція машини, в процесі експлуатації її надійність і інші властивості постійно знижуються через вплив різних чинників та можливе виникнення різноманітних несправностей, що усувається вчасно проведеним ТОіР [1 – 3].

Особливого значення набуває здійснення ремонту в автономних умовах (під час виїзду на польові роботи, усунення надзвичайних ситуацій, ведення бойових дій тощо). Через інтенсивну експлуатацію та чималу витрату моторесурсів, значна кількість автомобілів може потребувати негайного проведення технічного обслуговування, а інша частка вийти з ладу через експлуатаційні пошкодження. У той же час, практика ТОіР засобів транспорту на базі стаціонарних станцій технічного обслуговування за такими умовами викликає додаткові витрати їх моторесурсу, збільшення часу простою.

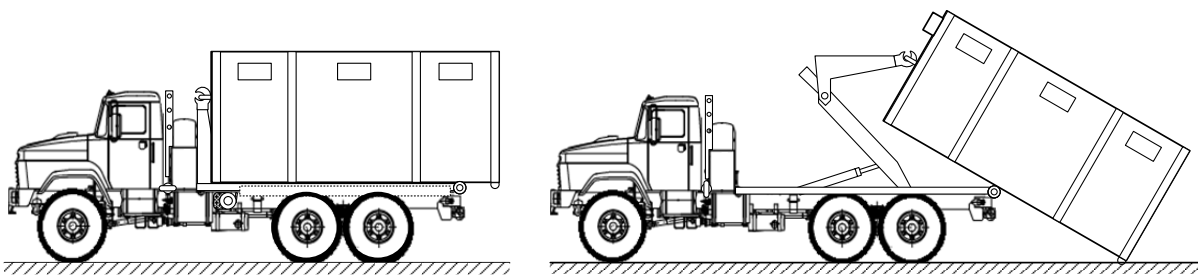
У доповіді проаналізовано сучасні напрямки з виробництва новітніх зразків рухомих засобів ТОіР. Проведений аналіз вказує на поширення виробництва майстерень з високим ступенем їх уніфікації по базовим автомобільними шасі і кузовам-фургонам. Це дозволяє встановлювати на базові автомобільні шасі кузова-фургони більшого об'єму та, відповідно:

- розширювати виробничі можливості майстерень;
- збільшити кількість запасних частин і матеріалів, що перевозяться;
- підвищити можливості з буксирування причепів з технологічним обладнанням та запасними частинами [1, 2].

Запропоновано варіант сучасної рухомої майстерні ТОіР на базі автомобільного шасі типу КраЗ (рис. 1), що може працювати автономно, у швидко змінюючихся умовах експлуатації та має велику кількість функціональних можливостей [4]. Рухома майстерня, яка запропонована,

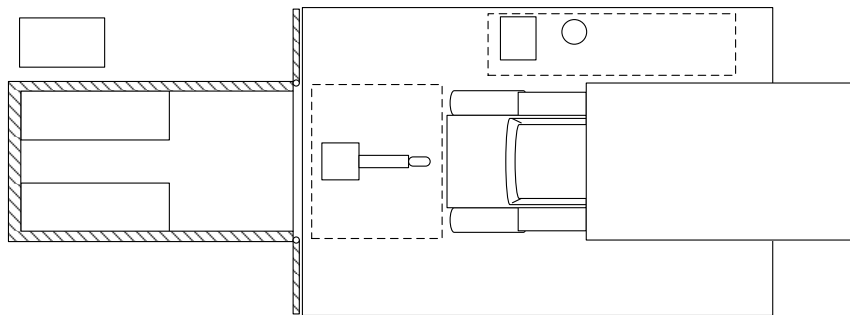
містить базове автомобільне шасі типу КрАЗ та спеціальний контейнер стандарту ISO. Базовий автомобіль містить лебідку, навантажувально-розвантажувальний механізм типу "мультиліфт", спеціальне пристосування для буксирування частковим навантаженням несправних засобів транспорту, підйомне пристосування, що має кріплення для поєднання з навантажувально-розвантажувальним механізмом типу "мультиліфт", жорсткий буксир.

Спеціальний контейнер має кріплення до навантажувально-розвантажувального механізму типу "мультиліфт" та містить технологічне обладнання для ремонту та технічного обслуговування засобів транспорту (автономне джерело електроживлення, стелажі з робочим інструментом та устаткуванням, виробничій намет тощо).

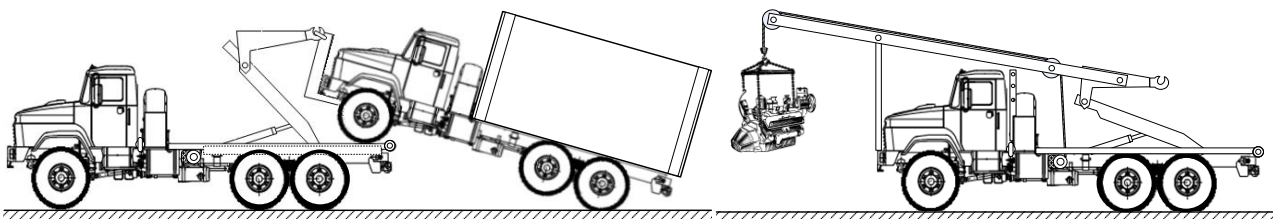


а)

б)



в)



г)

д)

Рисунок – 1. Рухома майстерня технічного обслуговування та ремонту а), в), г), д) використання майстерні; б) зняття спеціального контейнера

Надана рухома майстерня надає можливість покращити технологію поточного ремонту та технічного обслуговування засобів транспорту, забезпечивши одночасне ефективне виконання декількох операцій з ТОіР, а саме:

- забезпечення роботи рухомого пункту ТОіР (рис. 1, а));
- розгортання та забезпечення роботи стаціонарного пункту ТОіР (контейнерного типу) (рис. 1, б), в));
- буксирування несправних засобів транспорту частковим навантаженням (рис. 1, г)) або жорстким буксиром;
- забезпечення підйомно-транспортних робіт (рис. 1, д)).

Рухома майстерня надає можливість, при одночасному виконанні робіт на стаціонарному пункті ТОіР контейнерного типу, здійснювати евакуацію (буксирування) несправних засобів транспорту базовим автомобілем, зокрема частковим навантаженням на вантажну частину рами або виконувати їм підйомно-транспортні операції.

Наданий варіант рухомої майстерні враховує комплексність проблеми забезпечення безвідмовної експлуатації автомобілів та надає можливість покращити технологію ТОіР швидко та вчасно здійснюючи його в автономних умовах.

Список літератури

1. ЗАО «НПЦ Кузов». Основные преимущества кузовов-фургонов нового поколения [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.kyzov.org>.
2. Спецавтомобиль КУПАВА на базе шасси МАЗ-631705-261 с кузовом 673140 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.8e.ru/print/4017.php>.
3. Перспективи створення сучасної рухомої автомобільної ремонтної майстерні вітчизняного виробництва / В.В. Старцев, І.В. Рогозін, Д.М. Литовченко // Системи озброєння і військова техніка. – Х., 2016. – Вип. 2 (46) – С. 150 – 154.
4. Пат. на корисну модель 127076 Україна, МПК (2013.01) В60S 5/00 Пересувна майстерня ремонту озброєння і військової техніки / І.В. Рогозін, М.А. Подригало, Д.М. Клец та ін. № u2018 02511: заявл. 12.03.18; опубл. 10.07.18, Бюл. № 13.

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., доцент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, м. Дніпро, e-mail: sakno-olga@ukr.net

Медведев Євген Павлович, к.т.н., доцент, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, м. Сєвєродонецьк, e-mail: medvedev.ep@gmail.com

Колеснікова Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, м. Дніпро

Мойся Дмитро Леонідович, к.т.н.

Половой Павло Олександрович, магістр другого курсу, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

АНАЛІЗ ФАКТОРІВ ЩОДО ЗМІНИ ВИТРАТИ ПАЛИВА В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

Автомобільний транспорт є однією з основних причин забруднення навколишнього середовища. Відповідно до недавнього дослідження U.S. EPA [1] на нього припадає близько 30% від загального обсягу викидів CO₂ в атмосферу.

За даними Агентства з охорони навколишнього середовища США (US Environmental Protection Agency), на транспортний сектор припадає приблизно 31% національних викидів парникових газів. Чверть світового видобутку нафти, приблизно 22 млн барелів на день, йде на виробництво споживчого палива [2].

Економія фінансів і зниження викидів CO₂ можливі за рахунок стабілізації його якості та зменшення витрат палива, а також ефективності водіння. Масштаб економії залежить від того, як транспортні засоби експлуатуються, в яких умовах, як проводяться регламентні роботи з технічного обслуговування, і, в значній мірі, стажу водія і стилю водіння. Як правило, в процесі експлуатації автомобіля можна заощадити в середньому близько 15%. Розглянемо більш докладно фактори, які визначають цю економію (рис. 1). Виділити з них групу незалежних факторів, цілеспрямований вплив людини на зміну витрати палива неможливо (тип дороги, погоднокліматичні умови), і групу залежних факторів - ті, що залежать від людського фактору (характеристики водія, ремонтна служба, технічне стан автомобіля, тип автомобіля).

Недавні дослідження [3] показали, що в певних ситуаціях стиль водіння водія може призвести до різних значень витрати палива (і, отже, викидів CO₂) до 40% між спокійним водінням і агресивним. Тому одним з можливих дій щодо зниження впливу автомобільного транспорту на навколишнє середовище є навчання водіїв і впровадження стилю водіння, максимально екологічного.

Хоча дослідні проекти постійно оновлюють «правила» екологічного водіння [4], основні характеристики екологічного водіння залишаються незмінними, і їх можна узагальнити в наступних двох основних концепціях:

а) попереджуючий стиль водіння, а саме уникаючи непотрібних прискорень і гальмування. Ця ситуація призводить до того, що витрачається більше палива;

б) використання двигуна максимально ефективно. Оскільки ефективність двигуна збільшується з навантаженням на двигун, а внутрішня втрата тертя зменшується зі зменшенням частоти обертання двигуна, комбінація високих навантажень і низьких оборотів двигуна дозволяє витратити менше палива на ту ж потужність, яку забезпечує двигун.

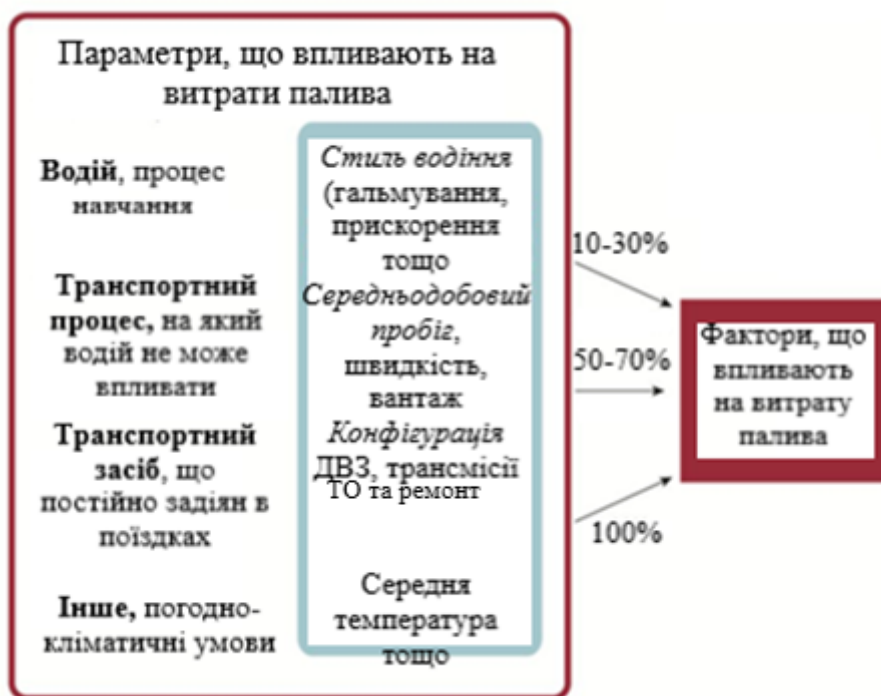


Рисунок 1 – Відсоток зміни витрати палива, обумовлений різними наборами параметрів моделі

Таким чином, результати показують, що, якби всі водії взяли стиль екологічного водіння, досяжні скорочення були б вище при низькій середній швидкості маршруту і зменшувалися при збільшенні середньої швидкості. Зокрема, максимально досяжний зниження витрати палива складає близько 30% при 10 км/год від середньої швидкості маршруту для транспортних засобів, що працюють на бензині, і близько 22% - при 40 км/год для транспортних засобів, що працюють на дизельному паливі. В обох випадках, однак, досяжні скорочення не спостерігаються при більш 80-90 км/год середньої швидкості маршруту, де вплив водія на споживання палива в автомобілі майже непомітно. Таким чином, в цілому вплив водія на споживання палива автомобілем і викиди CO₂ вище при низькій середній швидкості маршруту і зменшується при збільшенні середньої швидкості. З цієї причини переваги еко-водіння є змінними, вони залежать від середньої швидкості і вище в ситуаціях (як правило, міські та середньо-малі середньошвидкісні екстремальні райони), де на форму циклів водіння сильно впливає поведінка водія - використання коробки передач, двигуна, зчеплення і газу).

З досліджень [5] слід, що економія палива на транспортному засобі в 10% можлива завдяки зміненим поведінки водія. Така економія може бути досягнута шляхом помірно модифікованого поведінки без використання екстремальних методів «гіпермілінга». Одна третина всіх американських водіїв, які впроваджують техніку екологічного водіння, зможе щорічно зменшувати на 33 мільйони метричних тон викиди вуглекислого газу (CO₂) і економити 7,5-15 мільярдів доларів [6].

Дослідження [5] показало, що прийняття ефективних режимів водіння може привести до економії палива близько 20% в порівнянні з використанням агресивного водіння. Навіть починаючи з більш помірних стилів водіння, ефективне поведінка може знизити витрату палива на 5-10%. Широке поширення таких поліпшень ефективності може призвести до значної сукупної економії палива. Проте, на відміну від технологій підвищення ефективності, вбудованих в транспортний засіб, для досягнення економії палива за рахунок зміни поведінки потрібно, щоб у водія була достатня мотивація для зміни способу водіння. Важливий вплив на поведінку водія надають дії оточуючих транспортних засобів, загальний потік руху, занепокоєння з приводу спроб швидко дістатися кудись і потужність/крутний момент автомобілів.

Нові автомобілі включають функції безпеки і зручності, такі як допомога в утриманні смуги руху, адаптивний круїз-контроль і раннє гальмування для запобігання неминучого зіткнення. Технології для створення цих функцій можуть дозволити економити паливо. Ця економія може варіюватися від 30% до 60% протягом різних циклів їзди без змін в автомобілі [7].

Таким чином, огляд факторів, що дозволяють зменшити витрати палива в транспортному процесі, дозволяє сфокусуватися на моніторингу та вдосконаленні культури водіння та технології технічного обслуговуванні транспортних засобів.

Література

1. Greenhouse Gas Emissions from the U.S. Transportation Sector, 1990-2003 - <http://www.epa.gov/otaq/climate/420r06003.pdf>
2. Climate Change Division. Inventory of US Greenhouse Gas Emissions and Sinks: 1990-2011. - 2013. <http://www.epa.gov/climatechange/ghgemissions/usinventoryreport.html>
3. Alessandrini A., Orecchini F., Ortenzi F., Villatico Campbell F. Drive-style emissions testing on the latest two Honda hybrid technologies. - European Conference of Transport Research Institutes (ECTRI), 2009, DOI 10.1007/s12544-009-0008-3
4. Alessandrini A., Filippi F., Orecchini F., Ortenzi F. A New Method to Collect Vehicle Behavior in Daily Use for Energy and Environmental Analysis. - Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part D- Journal of Automobile Engineering ISSN: 0954-4070 vol. 220 Issue 11 Nov2006.

5. Gonder J., Earleywine M., Sparks W. Final Report on the Fuel Saving Effectiveness of Various Driver Feedback Approaches. - National Renewable Energy Laboratory Prepared under Task. - 2011. - No. FC10.2700
6. Barkenbus J.N. Eco-driving: An Overlooked Climate Change Initiative. - Energy Policy, Vol. 38:2. - 2010. - pp. 762–769.
7. Markoff J. Google Cars Drive Themselves, in Traffic. - New York Times Article, 2010. - <http://www.nytimes.com/2010/10/10/science/10google.html>. Accessed February 20, 2011

Мачишин Григорій Миколайович, к.т.н., доцент Київський національний університет будівництва і архітектури, machyshyn.gm@knuba.edu.ua
Ходневич Микола Миколайович, студент, Київський національний університет будівництва і архітектури, khodnevyuch_mm@knuba.edu.ua

ОБРОБКА МАТЕРІАЛІВ ПОЛІМЕРНО-АБРАЗИВНИМИ ЩІТКАМИ

На будівельно-монтажних майданчиках щорічно виконуються значні об'єми робіт по очищенню металевих і неметалевих поверхонь від фарби, іржі, різних забруднень. Особливі труднощі виникають при зачищенні металевих конструкцій безпосередньо на монтажному майданчику, а вартість їх очищення перед нанесенням лакофарбних покриттів складає до 75% від загальної вартості робіт.

Широке поширення при виконанні очисних операцій отримали ручні машини, робочими органами яких є абразивні круги та металеві щітки. Ці інструменти є дуже ефективними, проте вони не завжди забезпечують необхідну якість поверхні, а при очищенні ними тонколистого металу одночасно відбувається знімання основного металу, що у більшості випадків неприпустимо. Після очищення металевими щітками залишаються борозни, які доводиться видаляти за допомогою фібрових або пелюсткових дисків. Металеві щітки також недостатньо ефективні при очищенні поверхні від твердих покриттів, наприклад синтетичних емалей, твердість яких аналогічна твердості дроту щіток. Крім того, абразивними кругами та металевими щітками ускладнено очищення криволінійних поверхонь і важкодоступних місць. Очищення цими інструментами досить енергоємна, а для їх приводу необхідно використати ручні машини порівняно великих потужностей.

З метою вдосконалення виконання операцій з очищення, зокрема шабрування вкладишів підшипників ковзання з бронзи і т.д., розроблена технологія виготовлення полімерних волокон наповнених абразивом, а на їх основі щіток дискової форми, зразок якої приведений на рис 1 [1].



Рисунок 1. Полімерно-абразивна щітка.

Розглянемо основні закономірності роботи полімерно-абразивної щітки. Встановлено, що очищення поверхонь полімерно-абразивною щіткою неможливе при колових швидкостях менше 10...15 м/с, в той час як абразивний круг на таких швидкостях в принципі працездатний, що пояснюється різним механізмом роботи цих інструментів. Так, якщо абразивний круг може бути порівняний з дисковою фрезою, різці якої виконують мікрорізання, то робота полімерно-абразивної щітки можлива тільки з ростом швидкості її обертання, оскільки при цьому збільшуються відцентрові сили що надають волокнам динамічну жорсткість. При зустрічі зерна, що знаходиться на торці полімерної нитки, з оброблюваною поверхнею відбувається удар, що призводить до мікросколювання шару, що видаляється. Після чого волокно згинається і в роботі цього циклу участі не бере.

Полімерно-абразивна щітка в процесі роботи не знімає основного металу, а тільки його полірує, оскільки енергії мікроударів недостатньо для сколювання основного металу. Навантаження, що виникає при ударі, передається уздовж нитки, а її максимальні значення досягаються в точці закріплення волокна затискними фланцями.

Внаслідок втоми волокна, що має циліндричну форму, при певній величині відцентрових сил можливий обрив ниток, який може бути усунений гофруванням поверхні. В цьому випадку волокна зачіпляються одне за одне, а ударні навантаження розподіляються між сусідніми волокнами, тобто зменшуються навантаження в місці їх закріплення.

Ефективність роботи полімерно-абразивної щітки залежить від енергії мікроударів, які мають бути по можливості максимальними. Це може бути досягнуто шляхом збільшення розмірів абразивного зерна, а також його концентрації у волокні. В той же час зі збільшенням розмірів зерна та його концентрації в нитці, за інших рівних умов, знижується міцність волокон і зростає вірогідність їх обриву. Встановлено, що об'ємний зміст зерна у волокні не повинен перевищувати 18...25%, а відношення розміру зерна до діаметру нитки 0,2 [2].

Іншим напрямом підвищення ефективності роботи щітки є збільшення швидкості її обертання, яка обмежується тепловими процесами, супроводжуваними роботою щітки. У момент удару абразивного зерна з матеріалом виникає миттєве джерело тепла. Нитка нагрівається, а її температура може бути визначена із залежності.

$$T_i(\rho; \phi; z; t) = \frac{q}{\lambda \sqrt{a}} \times \frac{e^{-z^2 + \rho^2/4ac}}{(4\pi t)^{3/2}} \quad (1),$$

де $\rho; \phi; z$ – циліндричні координати, початок яких співпадає з торцем волокна; q – потужність миттєвого джерела тепла; t – час; λ, a – коефіцієнт теплопровідності та температуропровідності матеріалу нитки.

Кількість таких джерел (n) відповідає кількості зерен в нитці, що одночасно беруть участь в роботі, тобто сумарна температура нитки рівна

$$T = \sum_{i=1}^n T_i. \quad (2).$$

Розглянемо ще ряд важливих особливостей, які повинні враховуватися при застосуванні щітки. У міру збільшення її швидкості обертання, динамічна жорсткість ниток зростає, а досягши критичної швидкості робота щітки може бути порівнянна з роботою абразивного круга. В цьому випадку абразивні зерна здійснюють не лише удари, але й мікрорізання, що супроводжується інтенсивним нагрівом моноволокон і сприяє їх швидкому руйнуванню. Притискання щітки до оброблюваної поверхні також викликає зміну механізму її роботи, оскільки після удару волокна не мають можливості відхилитися і абразивні зерна здійснюють мікрорізання. Теплове джерело стає не миттєвим, а діє деякий час, рівне часу контакту зерна з матеріалом. Таким чином полімерно-абразивні волокна повинні тільки торкатися торцями з оброблюваним матеріалом, при цьому енергетичні витрати при обробці порівняно невеликі, а для приводу однієї щітки може використовуватися кутова шліфувальна машина, потужність двигуна якої не перевищує 200...300Вт [3].

Зношення полімерно-абразивних щіток визначається температурами, що виникають на робочій поверхні ниток (T_1), а в місці їх закріплення (T_2). При цьому механізми виділення енергії, що супроводжуються ростом температур, розрізняються. Якщо в місці закріплення температура ниток підвищується за рахунок їх інтенсивних коливань, то в контактній зоні внаслідок ударів і мікрорізання.

Вплив вказаних температур на зношення полімерно-абразивних щіток залежить від природи та форми оброблюваного матеріалу. Так при обробці масивних металевих деталей руйнування монониток відбувається в місці їх закріплення, а при очищенні неметалевих і тонких металевих матеріалів внаслідок їх плавлення. При цьому, якщо інтенсивність руйнування ниток в місці закріплення може ефективно регулюватися шляхом вибору оптимальних

режимів обробки, то у разі плавлення волокон режимна регуляція зношення виявляється не завжди ефективною.

Література

1. Абрашкевич Ю. Д., Мачишин Г. М. Технологія виготовлення полімерно-абразивного волокна. *Вестник ХНАДУ*. Харьков, 2016. Вып. 73. С. 63–67. URL: <http://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/1755>.

2. Мачишин Г. М. Визначення раціональної області застосування полімерно-абразивного інструменту / Г. М. Мачишин // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. - 2014. - Вып. 65-66. - С. 117-122. - Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vhad_2014_65-66_22.

3. Абрашкевич Ю. Д., Мачишин Г. М. Эффективная эксплуатация полимерно-абразивной щетки. *Вестник ХНАДУ*. Харьков, 2016. Вып. 73. С. 59–62. URL: <http://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/1754>.

Тараненко Михаил Евгеньевич, д-р техн. наук, профессор, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», m.taranenko@khai.edu

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА АВТОКУЗОВНЫХ ПАНЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ (ЭГ) УПРАВЛЯЕМЫМ НАГРУЖЕНИЕМ ПРИ НАГРУЖЕНИИ

Известно изготовление автокузовных панелей методом импульсной листовой штамповки. Экономически оправданным технологическим процессом является процесс электрогидравлической штамповки на ЭГ-прессах с многоэлектродными разрядными блоками. В этом случае возможно управление энергетическими потоками, направляя их в нужное время в определенные зоны штампуемой заготовки. Экспериментально это подтверждено результатами опытных техпроцессов штамповки [1].

Есть предпосылки утверждать, что в результате электрогидравлического) нагружения существенно снижается коробление отштампованных панелей, т. е. уменьшается уровень остаточных упругих напряжений в панелях. На режимах нагружения при ЭГ-штамповке, снижается сопротивление деформированию и повышается пластичность материала заготовки.

Целью исследований является изучение возможности управления затопленными высокоэнергетическими струями, образующихся при многоэлектродном выделении энергии, и поведение заготовки при таком нагружении.

Математическое моделирование процессов выделения энергии образования затопленных струей и деформирования заготовки проводилось с использованием комплекса LS-DYNA с применением метода ALE.

Фактические эксперименты проводились на прессе ПЭГ-ХАИ-500 при обработке технологий штамповки разнотипных автокузовных панелей.

Сравнение экспериментальных данных и тестовых модельных исследований подтвердили адекватность используемой модели кинетике и механизму протекающих процессов, а с количественной стороны отклонения модельных параметров от опытных данных по разным параметрам находилась в диапазоне 20...40%. Это объясняется несоответствием механических свойств модели и натуры, а также динамических показателей пресса упрочнения. Какой-то вклад в эти несоответствия внесли и несколько отличающиеся физические условия на границах перемещающихся сред и некоторые другие факторы.

В целом, картина развития процессов в рассматриваемой технологической среде представляется следующей (рис. 1). При ЭГ-разряде в частично ограниченной РП от расширяющегося канала сплошной проводимости в жидкость отходит пакет ударных волн, а сам канал превращается в расширяющийся парогазовый пузырь (ПГП). Ударные волны частично отражаясь от жестких стенок РП отходят в её открытый торец, провоцируя расширение ПГП в этом направлении. Стенки ПГП перемещая воду перед собой образуют затопленную струю жидкости, движущуюся в сторону деформируемой заготовки. на рис. 1, *а* показана форма ПГП (темная область) в заключительной момент его взаимодействия с заготовкой (нижняя граница светло серой области).

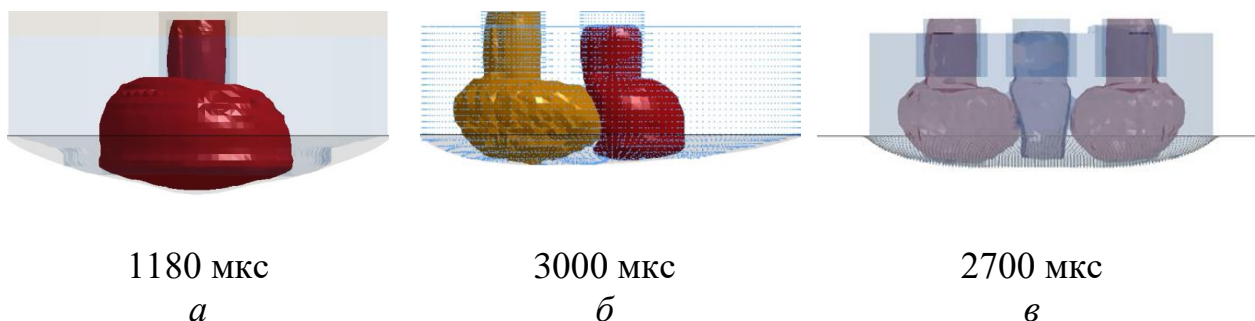


Рис. 1. Взаимодействие затопленных струй жидкости, генерируемых ЭГ-разрядом с заготовкой при выделении энергии в одной (*а*), двух (*б*) и трех (*в*) разрядных полостях

Как видно, передняя часть ПГП значительно расширена по сравнению с его задней частью, диаметр которой соответствует диаметру выходного отверстия РП. Следовательно, часть энергии, запасенной в ПГП преобразуется в движение в горизонтальном направлении (параллельном заготовке). А это – не продуктивное использование запасенной энергии.

При одновременных разрядах в двух РП (рис. 1, *б*) происходит расширение двух ПГП в одну сторону. Т. е. возможно поворачивать часть потока энергии в боковую сторону, т. е. управлять таким потоком по выбранному направлению.

На рис. 1, в показан процесс взаимодействия трёх затопленных струй жидкости, при котором центральная струя обжимается двумя боковыми струями (вспомогательными). Подобным образом происходит конструкция энергии над заданным участком заготовки.

Меняя геометрию расположения РП, количество энергии, выделяемой в каждой из них, время начала в соответствующих РП, появляются широкие возможности для выбора рациональной последовательности локального деформирования крупно габаритных листовых деталей.

Процесс деформирования пластическая деформация накапливается почти мгновенно, а затем становятся плоские, т. е. процесс деформирования заканчивается.

Разница в уровнях накопленной пластической деформации – на верхних и нижних поверхностях заготовки определяет уровень остаточных упругих напряжений, определяющих степень после штамповочного коробления детали. По предварительным данным для минимизации коробления необходимо выбрать такую последовательность пластической деформирования, при которой разница в уровнях плоской деформации заготовки была бы минимальной и равномерно распределенной по всей поверхности заготовки.

При обработке технологических процессов на многоэлектронной ЭГ-пресс ПЭГ-ХАИ-500 ряда автокузовных панелей для ряда образцов автобусов (рис. 2) были получены подобные результаты.



а



б

Рис 2. Специальный микроавтобус «Сула», г. Лубны с отштампованными на прессе ПЭГ-ХАИ-500 передней и задней частью крыши, арками колёс и угловыми участками будара (*а*), автобус марки «Эталон» г. Борисполь с угловыми передними и задними участками крыши (*б*)

Все отштампованные панели отличались минимальной поводкой, не подвергались калибровке в соответствующей оснастке и не устанавливались методом силовой сборки.

1. Металлическое моделирование комплекс процессов образования нагрузки при ЭГ-разряда и деформирования листовой заготовки показало возможности управления штамповкой крупногабаритных деталей при их последовательном легальном нагружении для повышения комплекса качественных свойств таких деталей.

2. Комплексний підхід к синтезу матмоделі процесу штамповки обусловил можливість вибору цілей управління из их мно́жества для підвищення якості автокузовних деталей. И это підтверджено изготовленням опытных партій деталей.

3. Установлено, что оптимізації процесів штамповки с разными цепями необхідно примененіе комп'ютерної техніки со значительно более широкими технічними возможностями.

Литература

1. Тараненко М. Е. Электрогидравлическая штамповка : теория, оборудованіе техпроцессы : монографія в 2 ч. / М. Е. Тараненко. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». 2011. – 272 с.

2. Тараненко М.Е. Моделирование процесу взаимодействия импульсной струи с заготовкой при электрогидравлическом нагруженіи / М. Е. Тараненко, А. Г. Нарыжный // Открытые информационные и компьютерные технологии : сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Вып. 91. – Харьков, 2021. – С. 65 – 77.

Цибульський Вадим Анатолійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, tsybulsky@ukr.net

ЗМІНИ В ПОВЕРХНЕВИХ ШАРАХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ І ЇХ ВПЛИВ НА СПРОТИВ ЗНОШУВАННЮ

Стан зношеної поверхні деталі характеризується фізико-механічними властивостями і структурою, які значно відрізняються від властивостей нової деталі наявністю залишкових напруг, різним ступенем наклепу і його глибиною.

Так, структура зношених поверхневих шарів зубців відомого вала коробки передач автомобіля більш дисперсна, чим у серцевині. Це свідчить про інтенсивне пластичне деформування і подрібнення зерен. Структура поверхневого шару неоднорідна. Разом з ділянками відпущеного мартенситу мають місце поля троститу і фериту. Така неоднорідність структури не може забезпечити достатню довговічність. В тих місцях, де ділянки троститу і фериту близькі до поверхневого шару, останній буде продавлюватись, ініціюючи розвиток руйнівних процесів. І, від того наскільки далеко зайшли ці зміни, залежить спроможність поверхневого шару чинити опір руйнуванню, а звідси і залишковий ресурс деталі. Дослідження зношеного поверхневого шару дозволило встановити, що при пластичній деформації поверхневих шарів виникають тріщини на кінцях мартенситних голок, що створює концентрацію напруг, які проявляються адже на глибині 1-2 мм.

Поводження поверхневих шарів в процесі деформування і викликані в ньому зміни досліджені в роботах Б.Д. Грозіна, В.М. Кащеєва, Б.І. Костецького, І.В. Южакова і ін. Процеси, що відбуваються в поверхневих шарах при терті та зношуванні, умовно можна поділити на три етапи: а) деформування та активація; б) виникнення вторинних структур; в) руйнування вторинних структур в результаті багатократного навантаження і внутрішніх напруг.

Поверхневий шар є найбільш схильним до деформування, так як стан матеріалу в поверхневих шарах відрізняється від його стану у внутрішніх частинах металевих зерен. Поверхневий шар атомів більш рухомий. В поверхневому шарі деформація відбувається більш легко.

Виникнення залишкових напружень в поверхневих шарах може бути пов'язано і з технологією обробки, і з експлуатацією [1]. В обох випадках залишкові напруги виникають при пружньо-пластичних деформаціях металу внаслідок структурних і фазових перетворень.

Поверхневі шари під дією сил тертя наклепуються. Метал стає більш твердим і щільним, але менш пластичним. При подальшому деформуванні в результаті перенаклепу він руйнується [1].

Зносостійкість пластично деформованого шару збільшується тільки при невеликих величинах залишкової деформації, в усіх інших випадках вона зменшується у порівнянні зі зносостійкістю недеформованої сталі. Позитивний вплив поверхневого наклепу в зоні тертя відбувається для «свіжих» матеріалів, але збільшує знос для матеріалів вже наклепаних.

Зміцнення поверхневого шару металу при терті може відбутися не тільки за рахунок наклепу, але і в наслідок структурних перетворень. В результаті дії на деталь значних знакозмінних навантажень в ній відбувається локальне фазове перетворення ($\alpha - \gamma - \alpha$). В невеликих обсягах під дією пластичної деформації виникає аустеніт. В залежності від швидкості охолодження цей аустеніт потім розпадається на мартенсит або тростит. Цей «новий» не відпущений мартенсит дуже крихкий і в ньому при подальших деформаціях розвиваються мікротріщини, по яким в подальшому і відбувається відділення часток металу.

Ступінь зміцнення поверхневого шару для різних сталей залежить від структурного стану. Спротив зношуванню деформованого поверхневого шару характеризується структурно-енергетичним станом.

При пластичній деформації сталі зі стабільною структурою, в основному, виникають три процеси: а) виникнення кристалітів, які є причиною значного зміцнення сплаву («чистий наклеп»); б) старіння, яке викликає додаткове зміцнення сплаву; в) нагрів, який сприяє зміцненню і знеміцненню сплаву.

При металографічних дослідженнях ділянок поверхні тертя вдається встановити зміни в структурі металу на глибину до кількох мікрометрів. Так, на зношеній поверхні шатунної шийки колінчастого валу двигуна можна побачити матові ділянки, які розповсюджені в місцях найбільшого зносу деталі. Глибина слабо травленого шару 15 мкм, мікротвердість зміненого шару 1100 кГс/мм²

(≈ 11000 МПа) при мікротвердості основного металу 240 кгс/мм^2 (≈ 2400 МПа). Аналогічний характер зміни твердості спостерігався і на інших деталях.

Протяжність періоду від початку роботи до того часу, коли відбудеться втомне руйнування поверхневого шару, яке призведе до зносу, залежить від ряду факторів, в тому числі від початкової субструктури. Руйнування поверхневого шару при цьому настає тоді, коли матеріал в локальних мікрооб'ємах досягає деякої критичної величини зміцнення. Такий момент відповідає стану, коли в даному мікрооб'ємі в результаті граничного зміцнення вичерпується «запас пластичності». По мірі збільшення кількості циклів, досліджуючи мікротвердість деформованих мікрооб'ємів, виявлено явища зміцнення, знеміцнення, розрихлення і в кінці кінців – різке падіння мікротвердості. Втомний характер зносу при багатократній взаємодії контактуючих поверхонь спостерігається при всіх видах зношування [2].

При встановленні зв'язку між механічними властивостями і величиною зносу велике значення має дослідження змін в поверхневому шарі. Особливо це відноситься до деталей, які працюють при складному навантаженні. Розрахунки, які засновано тільки на попередньому стані, призводять до розходження з результатами, які отримано в процесі експлуатації.

Інтенсивність зміни фізико-механічних властивостей і структури поверхневого шару залежить від величини, виду і протяжності деформування. Деформування поверхневого шару металу деталей машин є основним процесом, який обумовлює протікання процесу зовнішнього тертя. Тому вивчення впливу деформаційного старіння матеріалу деталей при експлуатації автомобілів, будь-яких машин взагалі, на їх зносостійкість при подальшому використанні, виявлення його критичної величини викликає значний інтерес при визначенні можливості повторного використання деталей, їх залишкового ресурсу, а також при призначенні ремонтних розмірів [3].

Умови експлуатації впливають на термін служби агрегатів автомобіля не тільки напряму, прискорюючи або уповільнюючи руйнування, але і опосередковано, визначаючи ту або іншу величину граничного стану поверхневого шару металу, по досягненні котрого неможливе повторне використання деталей у зв'язку зі зниженням спротиву руйнуванню. Мабуть, для автомобіля, який працює в тяжких умовах, процент таких деталей буде більшим, ніж в легких умовах. Ігнорування цього факту буде призводити до зниження надійності відремонтованого автомобіля.

Отже можна зробити такі попередні висновки:

1. В процесі експлуатації автомобілів в важких умовах накопичення деформаційних змін призводить до зниження фізико-механічних властивостей (зміни структури поверхневого шару) більшості деталей. Це викликає необхідність врахування деформаційного старіння матеріалу деталей.

2. Встановлено, що деформаційне старіння поверхневого шару метала, яке відбувається при об'ємному і поверхневому деформуванні напругами $\sigma_d = (0,7-1,1) \sigma_{-1}$, впливає на спротив зношуванню.

3. В поверхневому шарі відбуваються незворотні зміни структури і міцнісних властивостей, в результаті чого формується залишковий стан поверхневого шару, який визначає його зносостійкість. Так, в умовах експерименту зміцнення поверхневого шару на 15%, яке викликано деформаційним старінням, підвищує його спротив зношуванню на 15-20%. Навпаки, знеміцнення шару на 10-16% знижує його здатність чинити опір зношуванню в 1,5-2,0 рази.

4. Підвищену зносостійкість будуть мати ті поверхні, в яких накопичення деформаційних змін призводить до збільшення втомної міцності, границі міцності, твердості (на 10-25 %) при незначному зниженні пластичності. Значне зниження пластичності (до $\delta = 0,5$ %) підвищує схильність до окрихчення і руйнування поверхневого шару.

Література

1. Гольд Б.В. Прочность и долговечность деталей автомобилей / Б.В. Гольд. – М.: Машиностроение, 1974. – 237 с.
2. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах / Б.И. Костецкий – К.: Техника, 1970. – 396 с.
3. Цибульський В.А. Дослідження щодо подальшого використання деталей у зв'язку з їх деформаційним старінням / В.А. Цибульський, О.І. Назаров, О.М. Леоненко / XVI Міжнародна наукова конференція ХНУПС імені Івана Кожедуба «Новітні технології – для захисту повітряного простору»: тези доповідей. – 15-16 квітня 2020 р. – м. Харків. – С. 500-502.

Абрамчук Федір Іванович, д.т.н., проф. Кафедра двигунів внутрішнього згорання, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, fedor.abramchuk@gmail.com, (057) 707-37-25

Авраменко Андрій Миколайович, д.т.н., завідувач відділу водневої енергетики, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, an0100@ukr.net, (057) 349-47-54

Кузьменко Анатолій Петрович, к.т.н., доц. Кафедра двигунів внутрішнього згорання, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kuzmatolja@gmail.com, (057) 707-37-25

ДЕКАРБОНІЗАЦІЯ АВТОМОБІЛІВ ШЛЯХОМ КОНВЕРТАЦІЇ ДИЗЕЛІВ І БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ В ГАЗОВІ

Одним з ефективних шляхів зменшення викидів сполук вуглецю CO, CO₂, незгорілих вуглеводнів СН є конвертація дизелів і бензинових двигунів в газові. Завдяки своєму складу природний газ забезпечує нульовий рівень викидів твердих частинок, канцерогенних та інших неметанових вуглеводнів. Нижня

межа займання метану значно більше, ніж у бензину, що дозволяє реалізувати концепцію “бідного згоряння”, тобто роботу двигуна на бідних сумішах на більшості режимів. Це в свою чергу, дозволяє домогтися низького рівня викидів оксидів азоту NO_x , а також реалізувати переваги якісного регулювання потужності двигуна.

Наведено досвід Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) та Інституту проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного Національної академії наук України (ІПМаш НАН України) конвертації автомобільних дизелів і бензинових двигунів в газіві.

У роботі представлена концепція конвертації окремо для дизельних двигунів і окремо для бензинових, сформовані етапи.

Для вибору оптимального значення ступеня стиснення і розрахункового дослідження утворення шкідливих викидів з відпрацьованими газами використовувалася двохзонна математична модель процесу згоряння.

Представлені результати зменшення викидів CO_2 при конвертації дизелів і бензинових двигунів в газіві при роботі на стиснутому природному газі і сумішевих паливі.

На підставі досвіду ХНАДУ і ІПМаш НАН України запропоновано методи конвертації двигунів, що працюють на рідких нафтових паливах, в газіві.

Для доведення робочого процесу газових двигунів при моделюванні процесу детонації уточнена модель професора І.І. Вібе доповнена двухзонною моделлю процесу згоряння.

Для вибору оптимального значення ступеня стиснення раціонально використовувати критерій детонації запропонований вченими університету Калгарі (Канада) на основі результатів розрахунку двухзонної моделі процесу згоряння.

На основі проведених експериментальних досліджень конвертованих газових двигунів отримані значення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

Експлуатація двигунів на стиснутому природному газі в 1,5 ... 2 рази зменшує викиди CO_2 та значно зменшує рівень NO_x , CO і CH . Природний газ є оптимальним проміжним паливом на шляху до масової світової водневої енергетики.

Значне зменшення викидів CO_2 та інших шкідливих речовин NO_x , CO і CH з відпрацьованими газами можна отримати при роботі поршневих двигунів на сумішевих паливі (стиснений природний газ з додаванням 10% водню). Як показали експерименти, проведені на трьох автомобільних двигунах викиди CO_2 зменшуються в 1,7 ... 2,5 рази.

Белоусов Евгений Викторович, д.т.н., доц., Херсонская государственная морская академия

Савчук Владимир Петрович, к.т.н., доц., Херсонская государственная морская академия

Самарин Александр Евгеньевич, к.т.н., доц., Херсонская государственная морская академия

Белоусова Татьяна Петровна, ст. преп., Херсонский государственный аграрно-экономический университет

Рыбальченко Николай Евгеньевич, аспирант, Херсонская государственная морская академия

АНАЛИЗ ПОДХОДОВ К ПРОБЛЕМЕ СОЗДАНИЯ СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

По оценкам экспертов Lloyd's Marine Intelligence, мировой торговый флот по состоянию на 2018 год насчитывает более 50 тысяч судов общей грузоподъемностью около 1,4 млрд. тонн, которые обеспечивают 75% мировых транспортных операций. При этом доля вредных выбросов от судовых энергетических установок (СЕУ) в атмосферу не превышает 5...7%. Несмотря на это, требования к экологическим показателям судовых дизелей год от года ужесточаются. Объясняется это большими агрегатными мощностями, которые в некоторых случаях превышают 100 МВт, что приводит к существенному загрязнению воздушного бассейна в местах интенсивного судоходства [1].

Процесс законодательного регулирования вредных выбросов в атмосферу судами торгового флота был начат в 1973 г. с принятия Международной морской организацией (International Maritime Organization – ИМО) Конвенции «О предотвращении загрязнения с судов», которая была ратифицирована в 1978 г. и получила название – MARPOL 73/78. В 1997 г. Конвенция была дополнена «Протоколом 1997», включавшим в себя Приложение № VI «Порядок предотвращения загрязнения атмосферы судами», вступившим в силу в 2005 г. Конвенция ограничивает содержание в топливе продуктов сгорания серы (SO_x), оксидов азота (NO_x), твердых частиц (PM), а так же парниковых газов [2].

Кроме общих международных норм, ИМО также устанавливает особые зоны контроля (ECA – Emission Control Area). В этих зонах к выбросам предъявляются более жесткие требования. С каждым годом ограничения MARPOL становятся жестче, так если в 2010 г. содержание серы в топливе не должно было превышать 1,0% в зонах ECA и 4,5 % в других акваториях, то к 2020 г. допустимое количество было ограничено до 0,1 и 0,5 %, соответственно [3].

Что б достичь приведенные выше нормы для всех типов судовых двигателей, в настоящее время, наиболее перспективным направлением рассматривается использование в качестве основного топлива горючих газовых смесей. Перспективными газовыми топливами (ГТ) можно считать природный газ, состоящий в основном из метана (CH_4), и нефтяные газы, представляющие

собой смеси преимущественно пропана (C_3H_8) и бутана (C_4H_{10}).

На борту судна природный газ может храниться в сжиженном состоянии при температурах ниже $-160^\circ C$ (Liquefied Natural Gas (LNG)) в специальных криогенных емкостях, а пропанобутановые смеси (Liquefied petroleum gas (LPG)) могут храниться в жидком состоянии при температурах окружающей среды под давлением выше 1,6 МПа. Технологически, ГТ могут специально храниться на борту судна как основное топливо для функционирования СЭУ, так и являться побочным продуктом процесса транспортировки различных видов топлив, например судами газовозами или нефтеналивными танкерами [4].

Применение ГТ позволяет существенно сократить количество вредных выбросов, полностью исключить выбросы серы, кардинально (на 90 %) снизить выбросы NO_x и существенно (на 30 %) снизить выбросы РМ и CO_2 .

Специфические условия работы главных двигателей судов потребовали поиска новых оригинальных решений для малооборотных двухтактных двигателей (МОД), работающих на ГТ. Данные двигатели должны сохранять возможность полноценной работы на жидких топливах (ЖТ), которая возникает всякий раз, когда судно движется в балласте или ГТ на борту заканчивается. Для газовозов и нефтеналивных танкеров состав ГТ, используемых СЭУ, может существенно изменяться в зависимости от вида груза, условий плавания и времени. Система управления главного двигателя должна адекватно реагировать на такие изменения и обеспечивать его работу во всем диапазоне рабочих режимов. Поэтому все МОД выпускаются двухтопливными (dual-fuel (DF)), и способны работать на ГТ с использованием небольшой порции запального ЖТ, на ЖТ или на обоих топливах сразу в различных пропорциях.

В двухтактных МОД организовать относительно простое внешнее смесеобразование невозможно. Перед поступлением в рабочий цилиндр воздух заполняет подпоршневую полость, имеющую достаточно большой объем, что увеличивает опасность взрыва и серьезность его последствий. Поэтому в МОД используется внутреннее смесеобразование, при котором ГТ подается в рабочий цилиндр после закрытия газораспределительных органов.

К внутреннему смесеобразованию существует два основных подхода:

- ГТ подается в рабочий цилиндр сразу после закрытия выпускного клапана под относительно небольшим давлением, поэтому такие системы получили название – систем питания низкого давления;

- ГТ подается в камеру сгорания вместе с запальным топливом в конце такта сжатия под высоким давлением. Такие системы получили название систем высокого давления или прямого впрыска газа (Direct Injected Gas (GD)) [5].

Системы прямого впрыска позволяют организовать рабочий процесс близкий к рабочему процессу на ЖТ, однако экологические показатели таких двигателей значительно уступают аналогичным показателям двигателей низкого давления. Именно этим объясняется факт активных работ в области

создания двигателей низкого давления фирмой MAN Diesel SE, которая до этого была основным идеологом технологии высокого давления [6].

Работа двигателя низкого давления на ГТ позволяет получить на выходном фланце мощность на уровне 80% от номинальной мощности двигателя на ЖТ. При необходимости получения более высоких мощностей двигатель переводится на ЖТ. Пуск и остановка двигателя в целях безопасности так же осуществляется на ЖТ. Следует отметить, что получаемая мощность на ГТ соответствует основному эксплуатационному режиму судовых двигателей.

Основным фактором, ограничивающим мощность, является возникновение детонации в рабочем пространстве цилиндра (рис. 1). Двухтопливность двигателя сделала необходимым сохранение высокой степени сжатия, в результате чего, в рабочем цилиндре возможно неконтролируемое преждевременное самовоспламенение газоз-воздушной смеси. Чтобы избежать детонации, приходится поддерживать состав обедненной газоз-воздушной смеси в достаточно узком диапазоне, что влечет за собой снижение энергетического потенциала заряда и, следовательно, уменьшение производимой им работы.

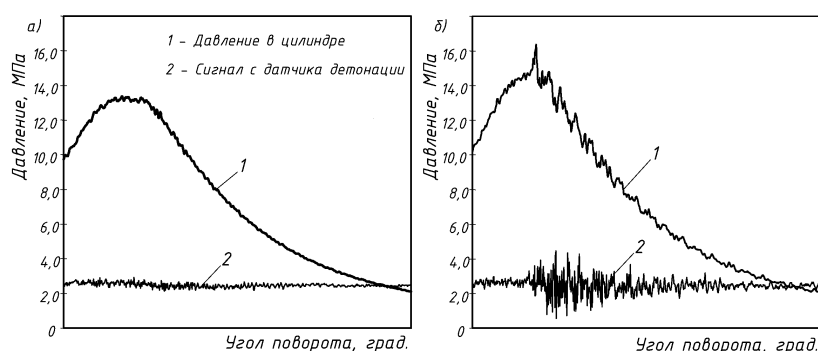


Рисунок 1. Нормальное (а) и детонационное сгорание газоз-воздушной смеси (б) в рабочем цилиндре газодизельного МОД RT-flex50B

Причиной возникновения детонации является ряд физико-химических процессов, происходящих в ходе сжатия на фоне возрастающей температуры газоз-воздушной смеси. Скорость протекания физико-химических процессов, приводящих к детонации, зависит от состава газоз-воздушной смеси. Для работы двигателя на номинальной мощности, метановое число ГТ не должно быть меньше 80, при снижении мощности, метановое число так же может быть снижено до 80...55 единиц. Кроме того, продолжительное сжатие газоз-воздушной смеси, сопровождающееся ростом ее температуры, делает рабочий процесс чрезвычайно чувствительным к температуре воздуха на входе в двигатель.

Высокий уровень гомогенизации газоз-воздушной смеси имеет и обратную сторону. В зазорах между головкой поршня и втулкой цилиндра газоз-воздушная смесь выгорает плохо, что приводит к попаданию метана в отработавшие газы. На сегодня нет действующих ограничений на выбросы метана судовыми ДВС, однако необходимо иметь ввиду, что парниковый

эффект от метана в 20...25 раз выше чем от CO₂. В целом выбросы метана в атмосферу газодизельными МОД не превышают 0,3%, а общее количество выбрасываемых парниковых газов на 20...30% ниже, чем у двигателей работающих на ЖТ.

Перспективным направлением развития газодизельных МОД может стать переход на подачу ГТ в рабочий цилиндр под давлениями 4...6 МПа [7]. Это позволит сочетать преимущества методов подачи под высоким и низким давлениями и нивелировать недостатки, свойственные этим методам. Так, согласно исследованиям авторов, повышение давления ГТ до 4,13 МПа перед газовым клапаном позволит сократить время сжатия газоздушной смеси, исключив тем самым условия, приводящие к возникновению детонационного сгорания [7]. Варьируя сечением проходного канала и его формой (рис. 2) можно добиться переноса процесса подачи ГТ на участок сжатия от 1,91 до 2,10 м по ходу поршня (рис. 3), что соответствует прохождению поршнем к моменту начала подачи 72% своего хода и 79% к окончанию подачи ГТ.

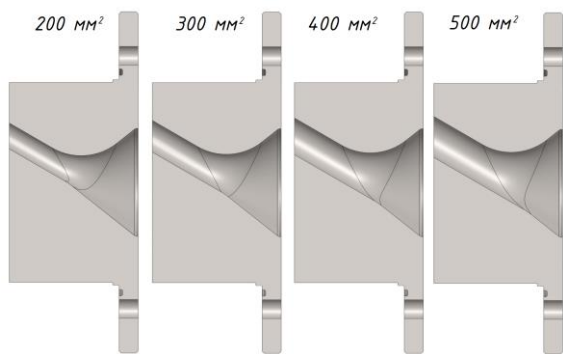


Рисунок 2. Сечения сопловых каналов газоподающего модуля двигателя X62DF фирмы WinGD

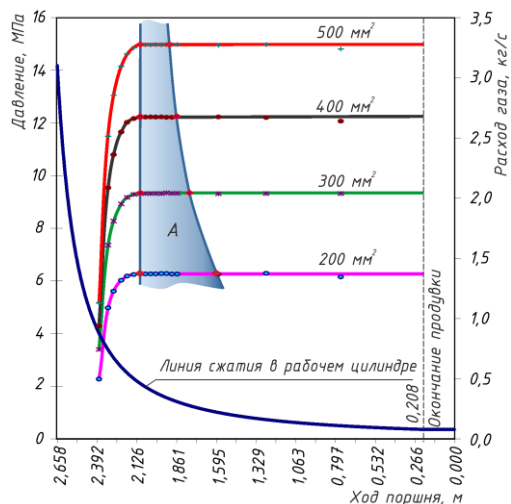


Рисунок 3. Изменение расходных характеристик газового модуля как функция хода рабочего поршня на линии сжатия: А – зона подачи ГТ

В результате время, необходимое на смесеобразование, может быть сокращено в 1,8 раза, а сам процесс подачи ГТ максимально приближен к ВМТ.

Оптимизация профиля соплового канала является существенным резервом сокращения времени подачи ГТ в рабочий цилиндр, а вопросы оптимизации требуют дополнительного исследования.

Литература

1. <https://lloydslist.maritimeintelligence.informa.com/special-reports>
2. <http://pilotservice.narod.ru/docs/MARPOL.htm>

3. [https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Emission-Control-Areas-\(ECAs\)-designated-under-regulation-13-of-MARPOL-Annex-VI-\(NOx-emission-control\).aspx](https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Emission-Control-Areas-(ECAs)-designated-under-regulation-13-of-MARPOL-Annex-VI-(NOx-emission-control).aspx)

4. Белоусов Е. В. Топливные системы современных судовых дизелей. Изд. 4-е стереотипное. СПб.: Издательство «Лань», 2019. – 256 с.

5. Белоусов Е. В., Савчук В. П., Белоусова Т. П. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей. Двигатели внутреннего сгорания. 2016. № 1. С 81–88.

6. MAN B&W ME-GA Propulsion engine. MAN Energy Solutions, Copenhagen Denmark, 2021. – 2 p.

7. Марченко А.П. Влияние геометрии проточной части газоподающего модуля на процесс подачи газового топлива в малооборотном газодизельном двигателе / Марченко А.П., Белоусов Е.В., Савчук В.П., Вербовский, В.С., Рыбальченко Н.Е. // Двигун внутрішнього згорання. Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Харків: вид. НТУ «ХПІ» – 2021. – № 1. – С 59-65.

Віштак Інна Вікторівна, к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет, innavish322@gmail.com

ПОКРАЩЕННЯ ТУРБОНАДДУВАННЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВИХ ОПОР

Турбонаддув є вид наддування, за якого повітря в циліндри двигуна подається під тиском за рахунок використання енергії відпрацьованих газів.

Турбонаддув використовується як в бензинових, так і в дизельних двигунах, але найбільш ефективним вважається турбонаддув на дизелях враховуючи високий ступінь стискання двигуна та відносно низької частоти обертання мотора. Для бензинових двигунів турбонаддув загрожує можливістю настання детонації, що пов'язана з різким збільшенням частоти обертання двигуна, а також висока температура відпрацьованих газів і відповідний нагрів турбонагрівача.

Робота системи турбонаддування заснована на використанні енергії відпрацьованих газів. Відпрацьовані гази обертають турбіне колесо, яке через ротор обертає компресорне колесо. Компресорне колесо стискає повітря і нагнітає його в систему.

Турбонаддув не має жорсткого зв'язку з колінчастим валом двигуна і ефективність роботи системи залежить від числа обертів двигуна. Чим вище обороти мотору, тим вище енергія відпрацьованих газів, швидше обертається турбіна, більше стиснутого повітря надходить в циліндри двигуна.

Недолік системи турбонаддування це чутливість до зношення поршневої групи. Зростання тиску картерних газів суттєво знижає ресурс турбіни. За тривалої роботи в таких умовах настає «масляний голод» і помилка турбокомпресора. При чому пошкодження цього вузла може призвести до виходу з ладу всього двигуна.

Одним з рішень цієї проблеми є впровадження у систему турбонаддування газової опори, яка приводиться в рух відпрацьованими газами, та має малий час запуску та зупинки. Успішне впровадження опор на газовому мащенні пояснюється якостями газового мастильного матеріалу. Мінімальні втрати на тертя, а тому й незначне тепловиділення, що є наслідком малої в'язкості газів, дозволяє досягти досить великих частот обертання. Опори з газовим мащенням, не втрачаючи своїх експлуатаційних якостей, можуть працювати в широкому діапазоні температур та тисків (в'язкість газів практично не залежить від температури та тиску). Ще одною перевагою використання в системах турбонаддування опор з газовим мащенням, що правильно розраховані та виготовлені, є те, що зношування робочих поверхонь практично відсутнє. Газ, що виходить під підвищеним тиском із зазорів опор, не забруднює навколишнє середовище та оберігає робочі поверхні від потрапляння на них через мастильний шар пилу.

Врублевський Олександр Миколайович, д.т.н., проф. кафедри конструкції та експлуатації транспорту, факультету технічних наук, Вармінсько-Мазурський університет (м. Ольштин, Польща), m.vrublevskyi@zsek.olsztyn.pl
 Кузьменко Анатолій Петрович, к.т.н., доц. кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kuzmatolja@gmail.com, (057) 707-37-25

ДІАГНОСТИКА ДИЗЕЛЯ З МІКРОПРОЦЕСОРНОЮ СИСТЕМОЮ КЕРУВАННЯ У СКЛАДІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ТРАКТОРА

На сучасних сільськогосподарських тракторах все частіше встановлюють дизелі з електронним керуванням. В першу чергу це дозволяє виконувати сучасні жорсткі норми екологічних стандартів, а також відповідати зростаючим вимогам клієнтів, включаючи, перш за все, підвищений комфорт під час роботи та підвищення ефективності при мінімізації експлуатаційних витрат. Однак все вище перелічене призводить до значних ускладнень конструкції і, як наслідок, збільшенню кількості потенційних пошкоджень [1]. Оцінка найпоширеніших пошкоджень (рис.1) була отримана зі статистичних випробувань дизельних двигунів, які були відремонтовані за рік у спеціалізованій майстерні.

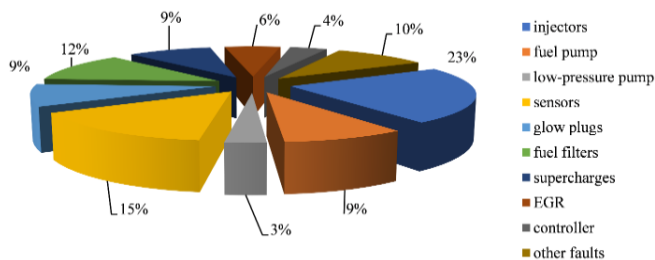


Рисунок 1. Пошкодження дизельних двигунів з електронною системою управління

Ефективність вирішення проблеми, пов'язаної з усуненням пошкоджень, залежить від обраного алгоритму діагностичного циклу. В роботі пропонується оригінальний метод діагностики, який полягає у виявленні пошкоджень на основі аналізу значень ефективності та коефіцієнту надлишку повітря, які фіксуються блоком керування двигуна.

Об'єктом дослідження був трактор John Deere 6135B, який оснащений дизельним двигуном з паливною системою Common Rail і турбокомпресором зі змінною геометрією [2]. Основні робочі параметри трактора були записані за допомогою діагностичного сканера Texa Navigator TXTs із спеціальною версією програмного забезпечення OFF-HIGHWAY. Окрім комп'ютерної діагностики транспортних засобів різних категорій, включаючи сільськогосподарські трактори, пристрій також дозволяв у режимі реального часу записувати параметри роботи окремих компонентів, включаючи двигун. Пристрій підтримував такі протоколи зв'язку: флеш-коди, K, L, ISO9141-2, ISO14230, CAN ISO11898-2, ISO11898-3, SAE J1850 PWM, SAE J1850 VPW, SAE J2534-1.

Випробування проводилися під час пробних заїздів з імітацією пошкодження двигуна. Під час випробувань для окремих пошкоджень ми реєстрували такі параметри: витрата палива, потужність, крутний момент та ефективність двигуна, коефіцієнт надлишку повітря, тиск наддуву тощо.

Для отримання точного діагнозу несправності вимірювані параметри були обрані за допомогою моделі двигуна, розробленої в AMESim (рис.2).

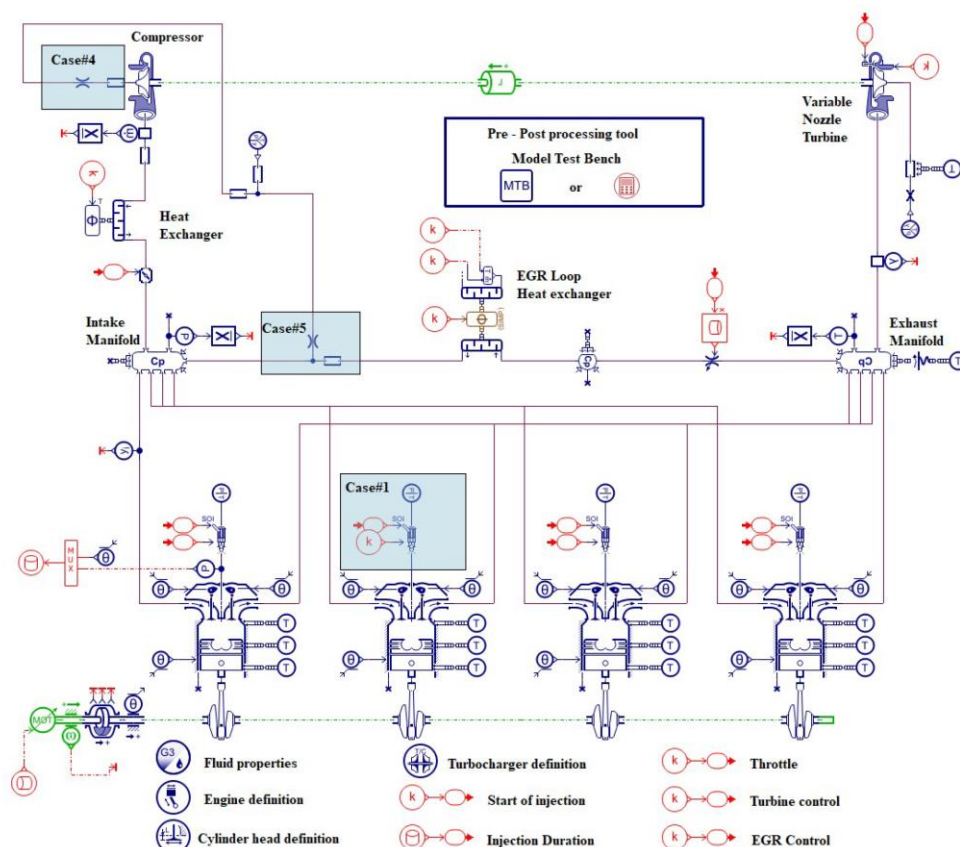
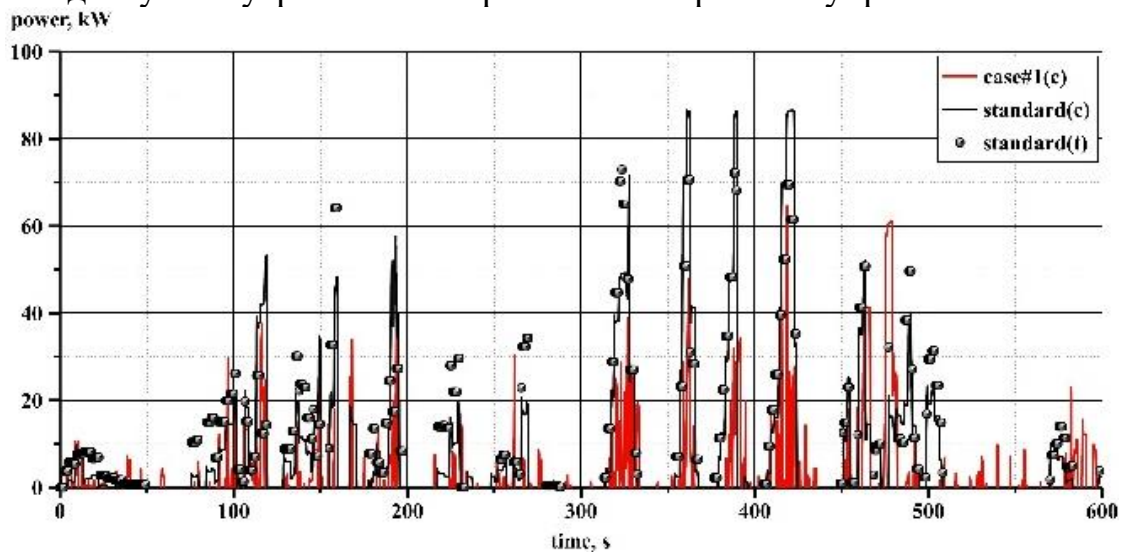


Рисунок 2 – Модель двигуна трактора в програмному забезпеченні AMESim

Це дозволило моделювати вибрані несправності системи за різних умов роботи. У представленій моделі шляхом зміни геометрії поперечного перерізу впускної системи та величини витрати форсунки було досліджено вплив несправностей на функціональні параметри двигуна. Результати моделювання та вимірювання потужності двигуна під час діагностичного циклу були використані для верифікації моделі (рис. 3).

Спочатку були проведені випробування з двигуном у справному стані, а потім моделювали п'ять дефектів: 1) вихід з ладу форсунки; 2) вихід з ладу витратоміра повітря; 3) вихід з ладу датчика температури ОЖ; 4) зменшення розмірів впускного отвору повітряного фільтра; 5) розгерметизація впускної системи. Дефекти відбиралися на основі даних, наведених на рис. 1, щодо дефектів двигуна внутрішнього згоряння з електронним управлінням.



Риунок 3 – Порівняння вимірювань потужності двигуна протягом діагностичного циклу, спричиненого виходом з ладу однієї з форсунок у модельованих та реальних умовах

Аналіз ефективності двигуна дозволяє нам підвищити точність діагностики та виявити ймовірні несправності на ранній стадії, перш ніж система управління трактором формує коди несправностей. Дані, отримані від контролера дозволяють порівняти ефективність справного двигуна з двигуном з імітованими пошкодженнями. Для порівняння цих даних пропонується метод, який використовується для навчання інтелектуальних нейронних мереж (ANN) (рис. 4) [3].

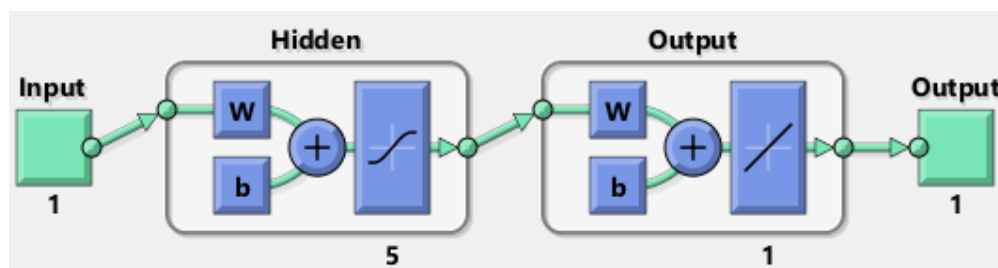


Рисунок 4. – Схема топології ANN

За допомогою цього методу проводилося порівняння ефективності двигуна з імітованими несправностями з ефективністю двигуна без пошкоджень. Приклад такого порівняння наведено на рисунку 5.

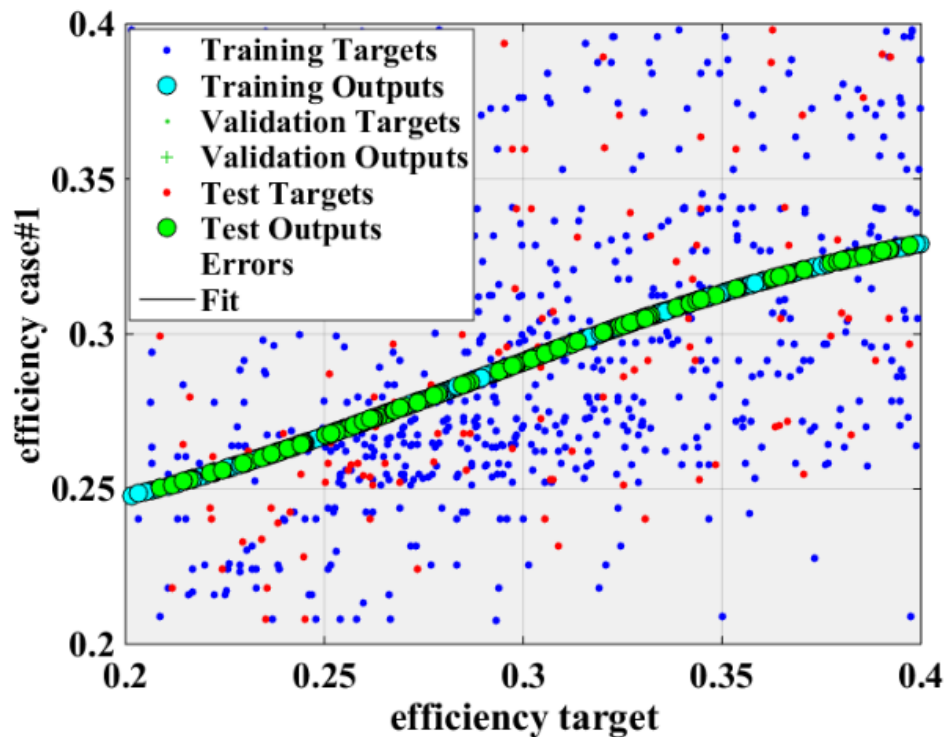


Рисунок 5 -. Порівняння ККД справного двигуна та з несправною форсункою

Запропонований у цій роботі метод діагностики дизельних двигунів у сільськогосподарських тракторах в умовах експлуатації полягав у записі даних за допомогою системи збору та перетворення даних із системи керування під час оригінального діагностичного заїзду. Зібрана інформація була використана для визначення ефективності двигуна на основі коефіцієнту надлишку повітря, встановленого контролером, що керує роботою двигуна. Такий метод може бути використаний для моніторингу та діагностики стану частково або повністю автономних сільськогосподарських тракторів, де необхідний сучасний підхід до онлайн -діагностики.

Література

1. Grytsyuk O., Vrublevskyi O. (2018). Investigations of diesel engine in the road test. *Diagnostyka*. **19** (2). 89–94.
2. Трактор John Deere URL: <https://www.deere.ua/uk/трактори/серія-6b/6135b/> (дата звернення: 15.09.2021).
3. Okut H. (2016). Bayesian Regularized Neural Networks for Small n Big p Data. *Artificial Neural Networks - Models and Applications*.

Доценко Сергій Михайлович к.т.н., доцент Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.
Білоус Ірина Вікторівна магістрант Первомайська філія Національного університету кораблебудування.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ТА ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ДВИГУНА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ НА РОСЛИНИХ ОЛІЯХ

Дизельні двигуни широко використовуються в якості головних агрегатів сільськогосподарської техніки. Маючи високу паливну економічність, дизельні двигуни не забезпечують екологічні норми до викидів шкідливих речовин. Одним із варіантів використання даного типу двигунів є перевід їх на альтернативне паливо з відновлювальних джерел - рослинні олії (соняшникова, кукурудзяна, ріпакова, соєва олії тощо). Основними перевагами олії перед дизельним паливом є його невичерпність та екологічність. Вона практично не містить сірки, забезпечує значне зниження шкідливих викидів в атмосферу при згоранні.

Відмінність фізико-хімічних властивостей рослинних олій та дизельного палива має вплив на протікання робочого процесу дизельних двигунів. В першу чергу це відноситься до процесів паливоподачі та сумішоутворення. Ці процеси в значній мірі визначаються такими фізичними властивостями палива, як густина, в'язкість, поверхневий натяг палива що використовується. Параметром який суттєво впливає на економічні показники є нижча теплота згорання палива[1,2].

Таблиця №1

Нижча теплота згорання палив (ДП та основних рослинних олій)

Вид палива	Нижча теплота згорання палива $Q_{н}$, кДж/кг
ДП	42500
МЕРО	37400
Ріпакова олія (РО)	37300
Соняшникова олія (СНО)	37000
Соєва олія (СО)	37000

Дослідження заключається у розрахунку ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на дизельному паливі та ріпакової олії з визначенням впливу фракційного складу на ефективні та економічні показники. Використовуючи всі ці данні був виконаний тепловий розрахунок дизельного двигуна 6ЧН13/11,5 (потужністю 120 кВт.) на двох видах палива.

Основними економічними показниками робочого процесу двигуна при роботі на різних видів палива є питома ефективна витрата палива та година витрата. З розрахунку робочого процесу питома ефективна витрата палива:

$$b_e = \frac{3600}{(Q_n \cdot \eta_e)}, \text{ кг / кВт} \cdot \text{ год}$$

- для дизельного палива $b_e = 0,237 \text{ кг / кВт} \cdot \text{ год}$;

- для рапсової олії $b_e = 0,282 \text{ кг / кВт} \cdot \text{ год}$; ю

Година витрата палива V , кг/год:

- для дизельного па. $V = v_e \times P_e =, \text{ кг} / \text{ год}$

- для ріпакової олії $V = 33,84$ кг/год;

Для порівняння економічних показників двигуна при роботі на різних видах палива потрібно врахувати ціну на паливо. В таблиці 1 приведенні ціни основних рослинних олій на 01.07.2021р.

Таблиця 1

Ціни основних рослинних олій

Ціна	Соняшн икова олія	Соє ва олія	Паль мова олія	Ріп акова олія	Диз ельне паливо
гривні за тону	29592	367 48,61	2818 0,08	173 87,22	341 68,67
гривні за кілограм	29,59	36, 75	28,1 8	17, 39	34,1 7
гривні за літр	32,06	40	30,6 9	18, 91	28,3 6

Визначаємо собівартість одної години роботи двигуна для різних видів палива. Для дизельного палива $C = \text{Ц} \cdot V = 34,17 \cdot 28,44 = 971,7$ грн/год

Для ріпакової олії $C = \text{Ц} \cdot V = 17,39 \cdot 33,84 = 588,5$ грн/год.

Висновок. Виходячи з результатів теплового розрахунку двигуна можемо зробити наступні висновки:

1. Основним параметром який впливає на економічні показники є нижча теплота згоряння палива та ціна на паливо.

2. Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на ріпакової олії збільшилася на 0,045 кг (23 %). В першу чергу це пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння ріпакової олії на 13,5 %. Але в зв'язку з тим, що густина ріпакової олії більша ніж дизельного палива, відбувається зменшення потужності двигуна в середньому на 8-10% та збільшення витрати палива на 7-9% [3].

3. Так, як в'язкість та температура спалахнення у ріпакової олії вищі ніж у дизельного палива, то погіршуються розпилювання, сумішоутворення та згоряння палива, що являється причиною появи відкладень на стінках циліндра та в каналах паливної апаратури [2].

4. Використання ріпакової олії економічно вигідно, особливо для двигунів сільськогосподарської техніки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Девянин С.Н., Марков В.А., Семёнов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. – М.: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2007. – 340 с.

2. В.А. Марков, Н.А. Иващенко, С.Н. Девянин, С.А. Нагорнов Сравнительный анализ показателей дизельного двигателя, работающего на смесях нефтяного дизельного топлива и растительных масел. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2012. – С.59-73.

3. Доценко С.М. к. т. н., доцент, Жувагіна І.О. к. е. н., доцент, Грицик М.І. магістрант Дослідження ефективності роботи теплового двигуна на рослинній олії. Суднова енергетика: стан та проблеми X Міжнародна науково-практичної конференції – Миколаїв: НУК, 2019. – С.159-161.

Доценко Сергій Михайлович к.т.н., доцент Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

Миронюк Дмитро Андрійович магістрант Первомайська філія Національного університету кораблебудування.

ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КОМПРЕСІЙНОГО КІЛЬЦЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6 ГЧН 25/34

Поршневі компресійні кільця в двигунах внутрішнього згоряння призначенні для ущільнення робочої порожнини циліндра, передачі теплоти від головки поршня до втулок циліндра і далі в охолоджувальну рідину.

В дизельному двигуні 6 ЧН25/34 використовуються компресійні кільця прямокутного перерізу які мають не складний технологічний процес виготовлення та невисокі затрати на виготовлення. Даний вид компресійних кілець найбільш широко використовується в поршневих двигунах внутрішнього згоряння.

Недоліком такого типу поршневих кілець є значний період припрацювання та значні сили тертя які залежать від висоти кільця та якості обробки робочої поверхні кільця та циліндра. Також в компресійних кільцях прямокутного перерізу відбувається втрата контакту кільця з циліндром під час зношення кільця та пропуск газу крізь замок.

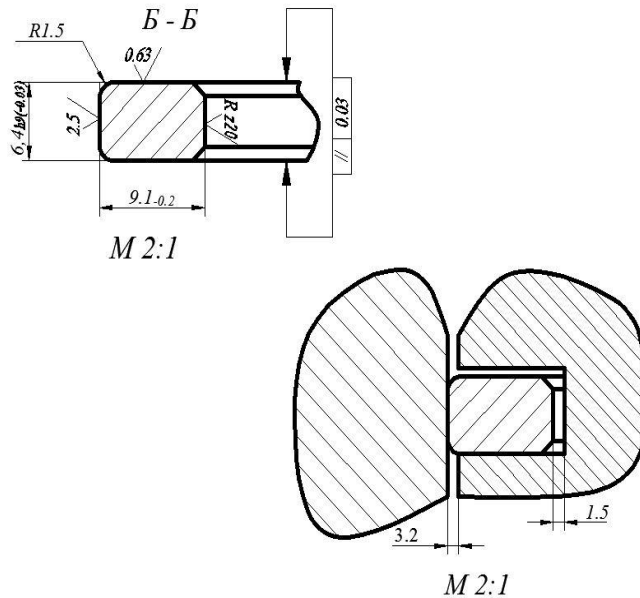


Рис.1 Конструкція поршневого кільця двигуна прототипу

Ці недоліки стають більш відчутними під час збільшення теплових навантажень що відбувається при переводі їх на роботу на газоподібному паливі. Передача на стінку циліндру збільшеної величини тиску може призвести до підвищеного спрацювання кілець і циліндрів, та до їх здирання.

Якщо компресійні кільця прямокутного перерізу починають перепрацьовуватися верхньою частиною циліндричної поверхні то кільце знімає масло з стінок циліндра в камеру згоряння. В результаті чого угар масла різко зростає збільшується нагароутворення і з'являється вірогідність закоксування компресійних кілець[1].

Для зменшення часу припрацювання та збільшення надійності роботи компресійних кілець їх робочу поверхню виготовляють таким чином, щоб весь радіальний тиск концентрувався на вузькому поясі, частіше всього на нижній кромці кільця. До кілець такого типу відносяться конусні кільця. Висота робочої поверхні кільця залежить від швидкості поршня. Збільшення висоти веде за собою збільшення підйомної сили поршневого кільця та прямо пропорційно до збільшення сили тертя [3].

В якості компресійного кільця - для газового двигуна 6 ГЧН25/34 пропонується конусне кільце з кутом конусу 2° . при роботі цього типу кільця весь тиск буде концентруватися на нижній вузькій кромці. По цьому пояску дуже швидко досягається припрацювання. Також ці кільця володіють високими масло знімними діями.

Враховуючи те, що кільце працює п'ятою частиною висоти сила тертя одного компресійного кільця зменшилась на 80% а для трьох кілець ця величина буде 25%. Так як 40% всіх механічних втрат припадає на поршневу групу то зменшення цих втрат в поршневій групі приведе до зменшення всіх механічних втрат в двигуні приблизно на 3-5%.[2].

Проведемо розрахунки визначення механічних втрат для газового двигуна 6 ГЧН 25/34[4].

Середній тиск механічних втрат (із теплового розрахунку двигуна) складає $P_m = 155,4 \text{ кПа}$. При зменшенні величини тиску в середньому на 4% ця цифра дорівнює $P_m = 0,96 * 155,4 = 149 \text{ кПа}$.

Середній ефективний тиск (із теплового розрахунку двигуна[4]) складає

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ МПа} \quad P_{me} = 1,155 - 0,149 = 1,006 \text{ МПа}$$

Механічний коефіцієнт корисної дії складає

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}; \quad \eta_M = \frac{1,006}{1,155} = 0,87$$

Ефективний коефіцієнт корисної дії складає

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M \quad \eta_e = 0,451 \cdot 0,87 = 0,392$$

Питома ефективна витрата газу

$$\Gamma^{e_e} = \frac{e_i}{\eta_m} = \frac{0,238}{0,87} = 0,2736 \text{ м}^3 / \text{квт} \times \text{год}$$

$$B = e_e \times P_e = 0,2736 \times 500 = 136,8 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Година витрата газу в двигуні прототипі $B_2 = 137,35 \text{ м}^3 / \text{год}$.

Фактична економія газу за годину роботи складає

$$E = B_2 - B = 137,53 - 136,8 = 0,73 \text{ м}^3 / \text{год}. [4].$$

Річний економічний ефект від впровадження конусного компресійного кільця за рахунок економії газу складатиме

$$E_e = E \cdot t \cdot C_e \cdot K_n = 0,73 \times 6500 \times 8,1 \times 0,85 = 32670 \text{ грн.}$$

Висновок.

1. В результаті заміни компресійних кілець прямокутного перерізу на конусні компресійного кільця зменшується величина середній тиск механічних втрат в середньому на 4% (за результатами теплового розрахунку двигуна[4]).

2. В результаті запропонованої зміни конструкції компресійного кільця, година витрати газу зменшилася на $0,73\text{м}^3$ в порівнянні з витратою газу двигуна прототипа (за результатами теплового розрахунку двигуна[4]).

3. Економічний ефект від впровадження зростає в зв'язку з зростанням ціни природного газу (в розрахунку прийнята ціна $C_g = 8,1 \text{ грн/нм}^3$).

ЛІТЕРАТУРА

1. Тимченко І.І. та інші. Автомобільні двигуни. Підручник. – III видання К.: Арістей, 2007. - 476с.

2. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв: 2015. - 332с.

3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчеты автомобильных и тракторных двигателей. – М: Высшая школа, 1978

4. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.- Первомайськ ППІ НУК, 2010.

Захарчук Віктор Іванович, д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет

Горлов Микола Миколайович, магістрант Луцький національний технічний університет

Гуль Віктор Іванович, магістрант, Луцький національний технічний університет

МЕТОД ВИБОРУ ТЕХНОЛОГІЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Для визначення найкращої технології (НТ) необхідно вибрати таку технологію (технічні заходи, управлінські рішення), що є найбільш дієвими, з точки зору досягнення загального високого рівня захисту навколишнього середовища. На практиці, при реалізації цього принципу, можуть виникнути ситуації, в яких не ясно, яка саме технологія буде забезпечувати найвищий рівень охорони навколишнього середовища (НС) та найбільший економічний ефект (рис. 1).

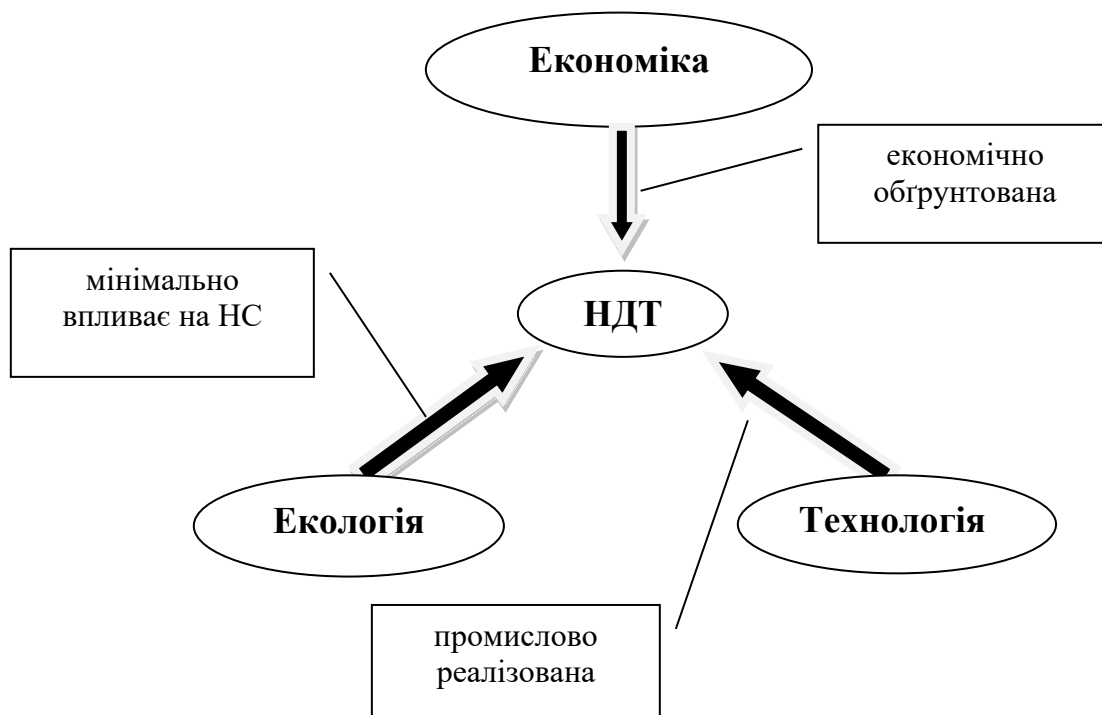


Рисунок 1 - Системні фактори ідентифікації технології

Тобто, необхідною є розробка науково - обґрунтованого методичного забезпечення модернізації транспортних засобів, першим етапом якого стало б вирішення завдання вибору технології в якості НТ, з урахуванням її технологічної можливості бути реалізованою, екологічної безпеки та економічної доцільності.

Відомо багато способів зменшення шкідливих викидів транспортних засобів в умовах експлуатації. З аналізу літературних джерел встановлено, що до найбільш дієвих відносяться каталітична нейтралізація відпрацьованих газів, застосування сажових фільтрів в дизелях, перехід на альтернативні палива та ін.

Застосування цих заходів на кожній конкретній моделі вимагає диференційованого підходу, причому, заходи мають різну ефективність. Характерно, що при зменшенні токсичності ВГ може мати місце погіршення інших показників. Встановлення нейтралізаторів ВГ майже завжди призводить до погіршення енергетичних та економічних показників двигунів. Зменшення утворення в циліндрах токсичних продуктів неповного згоряння палива має наслідком збільшення викидів оксидів азоту. Вибрати декілька найбільш ефективних заходів для подальшого дослідження можна, наприклад, методом

апріорного ранжування. Можливість застосування певної технології модернізації транспортного засобу визначається багатьма чинниками. В таких умовах ефективною методологічною основою є системний підхід. Це дозволяє звести комплексне завдання (або складні системи) високої розмірності до простіших завдань, пов'язаних (сполучених) за певними правилами (відповідно - підсистем або блоків). При цьому, в кожній з підсистем можуть досягатися не всі, а тільки деякі цілі (критерії), в той час як інші – в інших підсистемах; тоді загальний результат отримується на основі результатів рішення складових часткових завдань [1].

У процесі прийняття рішень, з огляду на велику кількість критеріїв, доводиться знаходити компроміс між найчастіше конфліктуючими цілями. Для підвищення ефективності управлінських рішень розроблено велику кількість методів багатокритеріального аналізу і оптимізації.

Методологія вибору НТ модернізації транспортних засобів включає в себе визначення критерію технологічності K_a системи «технологія-двигун-транспортний засіб», критерію екологічної безпеки K_e транспортного засобу (ТЗ) та критерію економічної ефективності експлуатації $K_{ек}$.

Таким чином вибрано три критерії вибору раціональної технології модернізації транспортних засобів. Багатокритеріальна задача зводиться до однокритеріальної за методом згортання. Об'єднання окремих критеріїв в загальний критерій раціонального виду палива здійснюється наступним чином:

$$K = \varphi_1 K_a + \varphi_2 K_e + \varphi_3 K_{ек}, \quad (1)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – коефіцієнти вагомості показників технологічності системи, екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації ТЗ ($\sum \varphi_i = 1$).

Для оцінки вагомості окремих критеріїв були використані результати експертних оцінок. Найбільша значимість – у критерію екологічної безпеки (0,4). Дещо менші значення (0,3), мають критерій технологічності та критерій економічної ефективності експлуатації. Для прийняття рішення щодо вибору НТ модернізації сформована цільова функція [2].

За значеннями сумарної токсичності відпрацьованих газів визначається безрозмірна величина - критерій екологічної безпеки K_e :

$$K_e = \frac{EB_o}{EB_{норм}}, \quad (2)$$

де EB_o - дійсний показник екологічної безпеки ТЗ;

$EB_{норм}$ - нормативний показник екологічної безпеки ТЗ.

Для порівняння токсичності ВГ газів ТЗ визначалися сумарні питомі викиди нормованих шкідливих речовин з серійним та модернізованим двигуном, приведені до оксиду вуглецю CO :

$$G_{CO} = A \cdot m_{CO} + B \cdot m_{C_mH_n} + C \cdot m_{NO_x} + D \cdot m_{Tч}, \quad (3)$$

де m_{CO} , $m_{C_mH_n}$, m_{NO_x} , m_{CO_2} , $m_{Tч}$ – питомі викиди відповідно оксиду вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту і твердих частинок за їздовий цикл, г/км;

A, B, C, D – коефіцієнти агресивності відповідних компонентів.

Значення коефіцієнтів агресивності в сучасних дослідженнях приймаються наступними: $A_{CO} = 1$, $B_{C_mH_n} = 3,16$, $C_{NO_x} = 41,1$, $D_{Tч} = 200$.

Висновки. Модельні представлення функціонування ТЗ дозволили звести завдання вибору НТ модернізації з метою покращення їх екологічних показників, до оптимізації параметрів експлуатаційної системи «технологія-двигун-транспортний засіб» за критеріями технологічності, екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації.

Література

1. Тишаева И.Р. Алгоритмическое обеспечение систем поддержки принятия решения по выбору наилучшей доступной технологии в химическом производстве: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук. Москва, 2014. – С. 20.
2. Захарчук В.І. Оцінка перспективності застосування альтернативних палив в технологічних транспортних засобах. Вісник НТУ «ХП». – 2015. – №8 (1117). – С. 76–81.

Корогодський Володимир Анатолійович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, korohodskiy@ukr.net

Тютюнник Дмитро Вадимович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dim4egg007@gmail.com

Авраменко Андрій Романович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, andre44950@gmail.com

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ ДВОТАКТНОГО ДВИГУНА ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ЗОВНІШНЬОГО ТА ВНУТРІШНЬОГО СУМІШОУТВОРЕННЯ

Основною проблемою сучасних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) є токсичність відпрацьованих газів (ВГ), шкідливі компоненти яких, в тому числі й тверді частинки після згорання вуглеводневого палива викидаються в атмосферу [1] та у ґрунт [2]. При цьому продукти повного згорання: вуглекислий газ (CO_2) та водяна пара (H_2O) сприяють створенню шкідливого парникового ефекту [3], рівень викидів яких також залежить від кількості спаленого палива.

Для виконання сучасних нормативних вимог щодо викидів шкідливих речовин з ВГ та зниження витрати палива доцільно переводити двигуни з іскровим запалюванням, особливо двотактні, з зовнішнього на внутрішнє сумішоутворення при безпосередньому впорскуванні палива (БВП) [4]. Організація внутрішнього сумішоутворення у двигуні з іскровим запалюванням при БВП дозволяє збільшити паливоповітряний заряд (ППЗ) у надпоршневому об'ємі та забезпечити зниження питомої ефективної витрати палива g_e та викиди шкідливих речовин з ВГ [5]. Проте, організація робочих процесів з внутрішнім сумішоутворенням при формуванні на часткових режимах роботи двигуна розподілу паливоповітряної суміші (ППС) і повітря шарами по різному впливає на рівень витрати палива та вміст шкідливих речовин у ВГ [6].

Тому визначення та порівняння показників згоряння на одному двигуні при зовнішньому сумішоутворенні (карбюраторна система живлення) (рис. 1а) та внутрішньому сумішоутворенні (БВП) при організації розширеного ППЗ (РППЗ) зі збагаченим складом ППС біля електродів свічки запалювання в камері згоряння (КЗ) (рис. 1б) та розширеного збільшеного ППЗ (РЗППЗ) (рис. 1в) при збільшенні об'єму ППС, а на периферії – повітря [7] є актуальним.

За даними експериментальних досліджень, які проводилися на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» на двотактному двигуні з іскровим запалюванням 1Д 8,2/8,7 з карбюраторною системою живлення та БВП й організацією робочого процесу з розширенням ППЗ при збагаченні та збільшенні ППС на режимах навантажувальної характеристики при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ зроблена порівняльна оцінка показників процесу згоряння.

З метою визначення показників процесу згоряння застосовувалася схема обробки індикаторних діаграм (рис. 2), результати показників процесу згоряння представлено в табл.

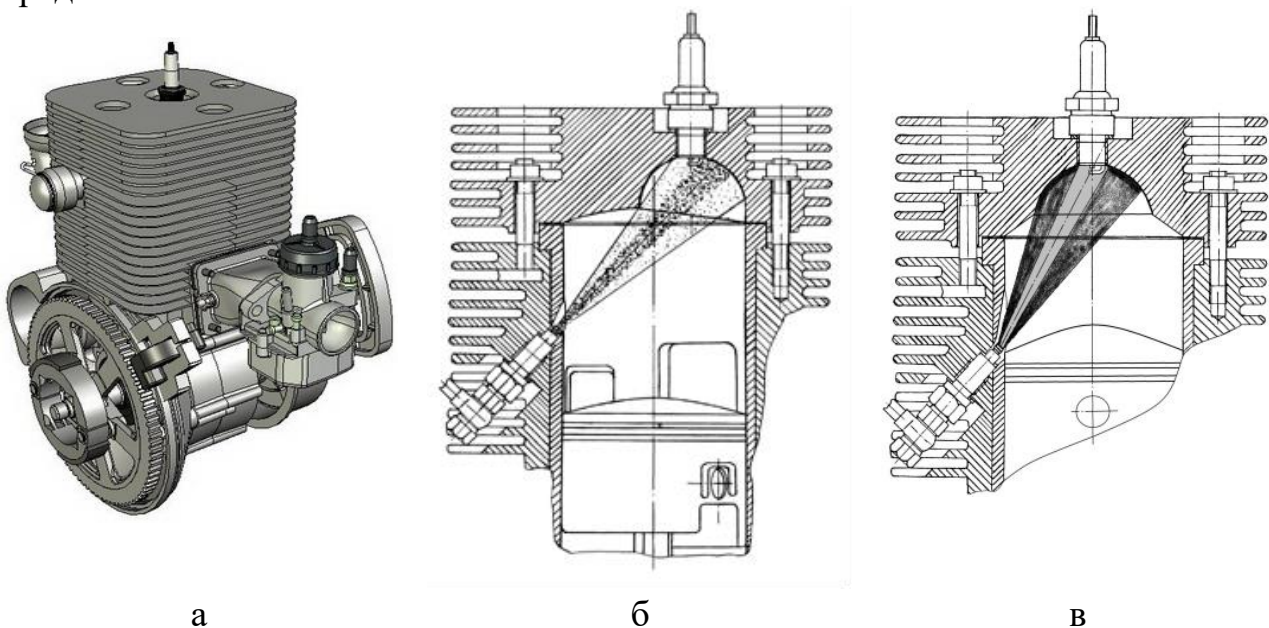


Рисунок 1 – Організація робочого процесу:
а – зовнішнє сумішоутворення (карбюраторна система живлення);
б – внутрішнє сумішоутворення організація РППЗ (БВП);

в – внутрішнє сумішоутворення організація РЗППЗ (БВП).

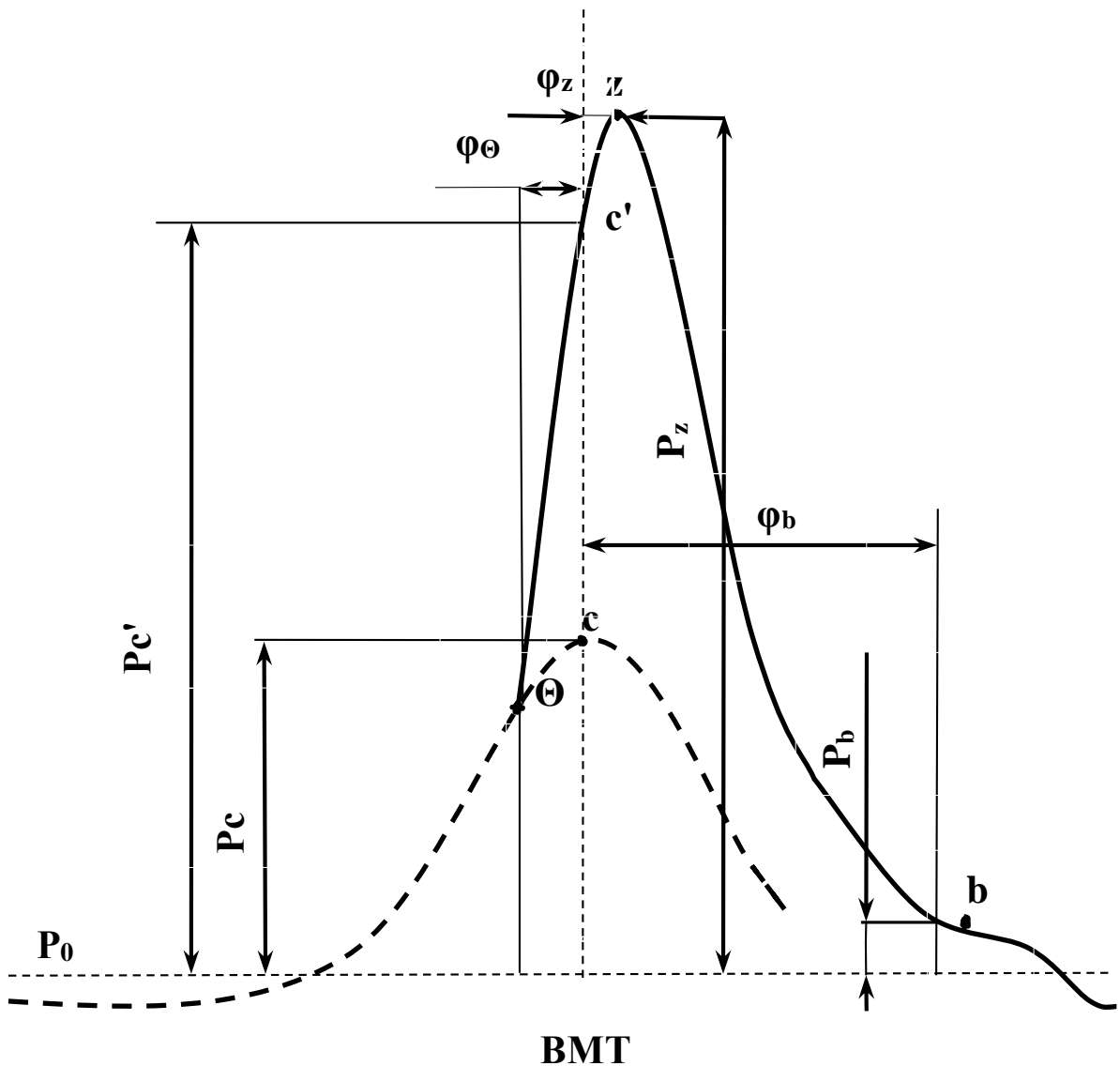


Рисунок 2 – Схема обробки індикаторної діаграми

Таблиця – Результати показників процесу згоряння при обробці експериментальних індикаторних діаграм

Показники процесу згоряння	Тип сумішоутворення					
	Зовнішнє (карбюратор). (рис. 1а)			Внутрішнє (БВП) з РППЗ. (рис. 1б)		
p_e , МПа	0,37	0,4	0,45	0,21	0,29	0,47
p_z , МПа	4,1	4,5	4,7	3,09	3,43	3,7
p_c , МПа	1,47	1,47	1,47	1,7	1,7	1,7
$p_{c'}$, МПа	3,71	3,75	3,85	2,26	2,44	2,64
η_i	0,298	0,297	0,280	0,438	0,44	0,351
$\varepsilon_r / \varepsilon_d$	8,5/6	8,5/6	8,5/6	12/8,4	12/8,4	12/8,4
φ_z , від ВМТ до Z град. п.к.в.	10	10	10	11	12	13

φ_{Θ} , від Θ до ВМТ, град. п.к.в.	27	27	27	8	10	30
φ_b , від ВМТ до b град. п.к.в.	102	102	102	102	102	102
λ	2,789	3,061	3,197	1,818	2,018	2,176
ρ	1,07	1,07	1,07	1,13	1,15	1,18
δ	5,64	5,64	5,64	7,44	7,28	7,12
$d\varphi_z$, град. п.к.в.	64	68	70	50	59	68
$\frac{dx}{df_{i\max}}$, гр. п.к.в. ⁻¹	0,034	0,032	0,031	-	-	-
m	1,26	1,22	1,17	1,5	1,5	1,5
Внутрішнє (БВП) з РЗППЗ. (рис. 1в)						
p_e , МПа	0,144	0,192	0,274	0,322	0,428	
p_z , МПа	3,61	3,84	4,25	4,45	4,75	
p_c , МПа	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	
$p_{c'}$, МПа	2,6	2,38	2,18	2,21	2,35	
η_i	0,466	0,498	0,475	0,455	0,418	
$\varepsilon_r / \varepsilon_d$	16,3/11,3	16,3/11,3	16,3/11,3	16,3/11,3	16,3/11,3	
φ_z , від ВМТ до Z град. п.к.в.	6	7	9	9	10	
φ_{Θ} , від Θ до ВМТ, град. п.к.в.	10	10	10	10	10	
φ_b , від ВМТ до b град. п.к.в.	102	102	102	102	102	
λ	1,8	1,92	2,125	2,225	2,358	
ρ	1,05	1,07	1,12	1,12	1,15	
δ	10,72	10,53	10,08	10,08	9,83	
$d\varphi_z$, град. п.к.в.	29	32	34	36	42	
$\frac{dx}{df_{i\max}}$, гр. п.к.в. ⁻¹	0,076	0,069	0,067	0,062	0,052	
m	1,76	2	2,18	2,08	1,58	

Відповідно до поданої схеми та методики розрахунку процесу згоряння палива І.І. Вібе [8] визначено основні показники процесу згоряння за осередненими індикаторними діаграмами двигуна із зовнішнім сумішоутворенням (карбюраторна система живлення) і внутрішнім сумішоутворенням (система БВП) при організації РППЗ [9] і РЗППЗ [10] на режимах навантажувальної характеристики ($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$).

Рівень значень тиску $p'_{c'}$ у точці c' (положення поршня у ВМТ) в середньому в 1,5 рази вище у двигуна з карбюраторною системою живлення порівняно з організацією РППЗ. При цьому зі збільшенням навантаження понад $p_e = 0,21$ МПа значення тиску $p'_{c'}$ при організації РЗППЗ в середньому на 10 % менше ніж при РППЗ.

Значення індикаторного ККД (η_i) при внутрішньому сумішоутворенні та організації РЗППЗ та РППЗ більше ніж при зовнішньому сумішоутворенні на всіх режимах навантажувальної характеристики. Максимальне значення η_i для РЗППЗ складає 0,498 при $p_e = 0,192$ МПа, для РППЗ – 0,44 при $p_e = 0,29$ МПа та 0,3 при $p_e = 0,36$ МПа для двигуна з карбюратором.

Організація РЗППЗ забезпечила порівняно з карбюраторною системою живлення збільшення (до 1,1 %) максимального тиску згоряння p_z при максимальному навантаженні та до 11 % збільшення значень p_z при зниженні навантаження до $p_e = 0,37$ МПа. При цьому рівень p_z у циліндрі двигуна з БВП та РППЗ нижче на 20–22 % у всьому діапазоні роботи двигуна відносно організації РЗППЗ.

Отримано зниження ступеня підвищення тиску λ на 26 % у двигуні з РЗППЗ та на 31 % при РППЗ порівняно з карбюраторною системою живлення.

Застосування системи БВП та організація РППЗ сприяють підвищенню значень ступеня попереднього розширення ρ на 9,2 % ($p_e = 0,45$ МПа) відносно карбюраторної системи живлення.

Організація РЗППЗ забезпечила на 2-4 % зниження значень ρ в діапазоні навантажень $p_e = 0,21-0,428$ МПа порівняно з організацією РППЗ.

Підвищення ступеня стиснення ϵ на 26,4 % та зниження ρ при організації РЗППЗ у порівнянні з РППЗ надало можливість підвищити значення ступеня подальшого розширення δ у середньому на 30 % та на 43 % у порівнянні з карбюраторною системою живлення.

На двигуні при організації РЗППЗ значення показника характеру згоряння m вище у середньому в 1,4 рази, ніж у двигуна з карбюраторною системою живлення та в 1,45 рази вище відносно організації РППЗ ($p_e = 0,274$ МПа).

Зміна максимальної швидкості тепловиділення $dx/df_{i \max}$ при організації РЗППЗ на режимах підвищених навантажень вище у середньому на 40 %, ніж у двигуні з карбюраторною системою живлення.

Тривалість згоряння (φ_z) від ВМТ до точки Z для двигуна з карбюратором складає 10 град. п.к.в. та відповідає значенню φ_z при організації РЗППЗ ($p_e = 0,428$ МПа). Значення φ_z для двигуна з організацією РЗППЗ при зниженні навантаження від $p_e = 0,428$ МПа до $p_e = 0,21$ МПа зменшується від 10 до 7,5 град. п.к.в., що на 22-32 % менше ніж при організації РППЗ.

Організація РППЗ дозволила скоротити загальну тривалість процесу згоряння ($d\varphi_z$) у середньому на 5 % порівняно з карбюраторною системою живлення. Для двигуна з організацією РЗППЗ значення $d\varphi_z$ на 39 % менше ніж при використанні карбюраторної системи та на 36 % менше ніж при організації РППЗ.

Література

1. Gritsuk, I. The evaluation of vehicle fuel consumption and harmful emission using the heating system in a driving cycle [Text] / I. Gritsuk, V. Volkov, V.

Mateichyk, Y. Gutarevych, M. Tsiuman, N. Goridko // SAE International Journal of Fuels and Lubricants. – 2017. – Vol. 10. – No. 1. – P. 236-248.

2. Kryshtopa, S. Improvement of the model of forecasting heavy metals of exhaust gases of motor vehicles in the soil [Text] / S. Kryshtopa, V. Melnyk, B. Dolishnii, V. Korohodskiy, I. Prunko, L. Kryshtopa, I. Zakhara, T. Voitsekhivska // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – Vol. 4. – No. (10 (100)): Ecology. – P. 44-51.

3. IEA. Global Energy Review 2021 Assessing the effects of economic recoveries on global energy demand and CO₂ emissions in 2021 [Text] / Paris: International Energy Agency, 2021. – 36 p.

4. van Basshuysen, R. Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial [Text] / R. van Basshuysen. – Springer Vieweg: Wiesbaden (Deutschland), 2013. – 465 p.

5. Корогодський, В.А. Визначення раціонального циклу та способу організації робочого процесу двигуна за навантажувальною характеристикою [Текст] / В.А. Корогодський // Вісник ХНАДУ. – 2020. – Вип. 90. – С. 80-94.

6. Korohodskiy, V. Determining the characteristics for the rational adjusting of an fuel-air mixture composition in a two-stroke engine with internal mixture formation [Text] / V. Korohodskiy, S. Kryshtopa, V. Migal, A. Rogovyi, A. Polivyanchuk, G. Slyn'ko, V. Manoylo, O. Vasylenko, O. Osetrov // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020. – Vol. 2. – No. 5 (104). – P. 39-52.

7. Korohodskiy, V. Dependence of the coefficients of residual gases on the type of mixture formation and the shape of a combustion chamber [Text] / V. Korohodskiy, A. Khandrymailov, O. Stetsenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 1. – No. 5(79). – P. 4–12.

8. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей [Текст] / И.И. Вибе. – М.: Машгиз, 1962. – 272 с.

9. Корогодский, В.А. Определение показателей сгорания по индикаторным диаграммам двухтактного двигателя с карбюратором и непосредственным впрыском топлива [Текст] / В.А. Корогодский, О.В. Василенко // Вестник ХНАДУ. – 2007. – Вип. 37. – С. 60-67.

10. Корогодский, В.А. Влияние расслоенного топливно-воздушного заряда на показатели сгорания двухтактного двигателя с искровым зажиганием [Текст] / В.А. Корогодский, О.Н. Стеценко, Е.А. Ткаченко // Збірник наукових праць УкрДУЗТ. – 2015. – Вип. 154. – С. 142-148.

Колеснікова Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, Tnk1403@ukr.net

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., доцент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, sakno.olha@pgasa.dp.ua

Волошко Денис Олексійович, студент, група АТ-20 мп, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, denkoeg6@gmail.com

Коваленко Сергій Вадимович, студент, група АТ-20 мп, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, sergeykovalenko099@gmail.com

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЧОТИРИТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВЗ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ЗОЛОТНИКОВОГО МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ

В умовах сьогодення автомобільний транспорт стає найбільш значимим джерелом забруднення атмосферного повітря, особливо великих міст. Транспортна мережа магістральних вулиць є надзвичайно розгалуженою, з інтенсивними транспортними потоками. Це створює умови для забруднення повітря викидами автотранспорту в зонах житлової забудови, а отже має негативний вплив на стан здоров'я населення. Одним з напрямків покращення екологічної ситуації у місті є удосконалення клапанних механізмів газорозподілу (МГ). Тобто зміна фаз газорозподілу для отримання необхідного характеру залежності крутного моменту від частоти обертання колінчастого валу

Актуальність. На сьогоднішній день вплив автомобільного транспорту на навколишнє середовище - одна з найактуальніших проблем сучасності. Необхідно вивчити вплив автотранспорту і розробити заходи, спрямовані на усунення негативних наслідків.

Автомобілі з двигунами традиційних конструкцій фактично вичерпали всі можливі варіанти поліпшення паливної економічності [1]. В останні роки автовиробники, в тому числі і вітчизняні, почали виробництво автомобілів з двигунами нетрадиційних конструкцій [2].

Виробники ДВЗ шукають шляхи досягнення паливної економічності в напрямку зміни конструкції газорозподільного механізму (ГРМ), хоча це ускладнює конструкцію газорозподільного механізму.

Варіантів і патентів досить багато, наприклад, установка декілька впускних клапанів на циліндр. Такий спосіб, як регулювання висоти підйому клапана і моментів відкриття і закриття клапанів. Але цього недостатньо для отримання бажаної паливної економічності двигунів.

Є можливість підвищити паливну економічність двигунів замінивши клапанний механізм газорозподілу на золотниковий для поліпшення процесів газообміну.

Цей резерв по підвищенню паливної економічності двигунів перспективний. Тому актуальним є створення працюючого ГРМ золотникового типу.

Постанова проблеми. Класичні конструкції двигунів внутрішнього згоряння мають надійні і вдосконалені клапанні механізми газорозподілу. Але мають суттєві недоліки. У клапанному механізмі газорозподілу (ГР) невеликі прохідні перетини, які не можуть забезпечити якісну очистку циліндрів від відпрацьованих газів через це погіршується наповнення циліндрів двигуна свіжою сумішшю, що призводить до погіршення економічних і потужних показників ДВЗ. Так само двигуни з клапанним механізмом ГР мають підвищений шум при роботі двигуна, великі інерційні сили, що перешкоджають форсуванню двигуна за оборотами.

Одним із напрямків удосконалення клапанного МГ є зміна фаз газорозподілу. При цьому отримуємо необхідну залежність крутного моменту від частоти обертання колінчастого валу. Одним з недоліків зміни фаз ГРМ - ускладнення конструкції.

В існуючих конструкціях двигунів зі змінними фазами газорозподілу оптимізація газообміну двигуна в дуже вузьких межах. Так як наявність розподільних валів і кулачків, які незалежно від їх кількості і профілю, не можуть забезпечити повного керування клапанами. Таке завдання вимагає індивідуального керування клапанами.

Клапанний механізм досить складний. Так як необхідно, при зростанні частоти обертання колінчастого валу двигуна скоротити час, який відведено на відкриття та закриття клапанів. Що приводить до необхідності збільшення жорсткості пружин та зниження їх маси, та збільшення резонансної частоти коливань.

На відміну від клапанних механізмів ГР золотниковий механізм позбавлений цих недоліків, так як відсутні поступально рухомі маси, завдяки чому можна форсувати двигун за оборотами. Також двигун з золотниковим механізмом ГР має великі прохідні перетини, що забезпечує краще очищення циліндрів від відпрацьованих газів, а відповідно і краще наповнення циліндрів.

Все це призводить до альтернативи - заміні клапанного механізму ГР на золотниковий.

Золотниковий механізм ГР застосовується в основному на двотактних ДВЗ, тому ідея установки золотникового механізму на чотиритактні ДВЗ цікава і актуальна. Тому така задача є актуальною, потребує дослідження та надання оцінки технічного застосування золотникового механізму ГР нового типу на автомобільному чотиритактному двигуні.

Теоретичні дослідження. Для досліджень було обрано механізм газорозподілу з циліндричним золотником.

Завданням теоретичного дослідження двигуна є виявлення впливу механізму газорозподілу золотникового типу на індикаторні та ефективні показники двигуна при його роботі на різних режимах.

Для вирішення поставленого завдання розроблено методику розрахунку чотиритактного двигуна, що дозволяє визначити параметри робочого циклу з урахуванням особливостей конструкції МГ ДВЗ. Очевидно, в першу чергу це

повинно торкнутися розрахунку процесу наповнення циліндра двигуна на різних режимах.

В ході розроблення методики розрахунку двигуна з золотниковим механізмом газорозподілу були отримані:

- аналітичні залежності для параметрів процесу газообміну при різних навантажувальних і швидкісних режимах роботи двигуна: параметри суміші на початку стиснення, втрат тиску у впускному трубопроводі, температури підігріву свіжого заряду, дозарядки циліндра в період газообміну;

- диференціальні рівняння зміни тиску в циліндрі двигуна в процесі впуску, а також формули для визначення поточних значень температури і об'єму в двигуні.

Результати досліджень. Для золотникового газорозподілу проведені розрахункові та експериментальні дослідження втрат потужності на привід золотника.

Експериментальні дослідження виконувалися на спеціально розробленій установці, яка дозволяла змінювати зусилля між парюю тертя золотник-башмак та регулювати частоту обертів золотника.

На основі результатів експериментів одержані дані втрат потужності на привід золотника. Механічні втрати в двигуні з різними механізмами газорозподілу (клапанним і золотниковим) визначилися з розрахункових індикаторних діаграм, де враховуються втрати на тертя.

Порівняльні дослідження на математичній моделі робочого циклу показали переваги двигуна із золотниковим механізмом газорозподілу порівняно з клапанним механізмом на 2...4% щодо індикаторних та ефективних показників.

Література

1. Ивандиков, М. П. История развития двигателей и энергетических агрегатов: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 01 "Двигатели внутреннего сгорания" / М. П. Ивандиков, А. Г. Бисярин; Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Двигатели внутреннего сгорания". – Минск: БНТУ, 2019. – 47 с.

2. Мищенко Н. И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. — Донецк: Лебедь, 1998. — 228 с.

3. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков. – Москва: Машиностроение, 2008. – 504 с. – Режим доступа: – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=57048> (дата звернення: 05.10.2021). – ISBN 978-5-217-03409-3. – Текст: електронний.

4. Шароглазов Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов.-Ч.- Челябинск; Издательство ЮУрГУ, 2005.- 403 с.

Корпач Анатолій Олександрович, к.т.н., професор, Національний транспортний університет, akorpach@ukr.net

Лобашов Дмитро Іванович, студент, Національний транспортний університет lobashov.dmitry@icloud.com

БЮГАЗ – АЛЬТЕРНАТИВНЕ ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТЕ ПАЛИВО ДЛЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Запаси нафти в надрах землі безперервно зменшуються, а видобуток - зростає. Це призводить до дефіциту світлих палив нафтового походження для двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) - бензину та дизельного палива. Його вартість у світі стрімко зростає. Аналіз свідчить про те, що запаси нафти й газу у світі щорічно зменшуються, їх залишилось наближено на декілька десятків років. Виникає проблема пошуку нових, не традиційних палив під назвою альтернативних. Найбільшу зацікавленість представляють альтернативні палива, отримувані з поновлюваних ресурсів. До таких відновлювальних джерел можна віднести біогаз. Людство навчилося використовувати біогаз у своїх цілях ще з давніх давен [1].

Джерелом для отримання біогазу можуть слугувати найрізноманітніші види біомаси рослинного та тваринного походження. Біомаса тваринного походження – це все, з чого складаються та що виділяють у процесі життєдіяльності тварини. Біогаз можна отримувати з їх екскрементів, крові та з будь-яких частин тіла. Органічна складова стічних вод усіляких очисних споруд може мати як тваринне, так і рослинне походження, у залежності від початкового їх джерела. Так само, як і похована в товщі полігонів побутових відходів органічна біомаса, яка служить джерелом різновиду біогазу – звалищного газу. Найбільш широко використовують для отримання біогазу сировину рослинного походження. Її заведено розділяти на покоління, як і різні види палива, які отримують з такої сировини. Сировина рослинного походження 1 покоління – це різноманітні види рослин, з яких виробляють харчові продукти. Якщо обмежитися рамками вироблення біогазу, то перші місця тут заслужено займають кукурудза, цукрові буряки та цукрове сорго. Причина цього криється в їх високій врожайності, високому потенціалі отримання біогазу та відпрацьованих технологіях вирощування, збору і зберігання. Основним негативним фактором при використанні харчових культур як сировини біогазових комплексів є відповідне скорочення обсягів виробництва харчових продуктів для людей і сільськогосподарських тварин. Саме, вищезгаданий фактор, послужив основним мотивом для дослідження можливостей і розробки технологій отримання біогазу з рослинної сировини 2

покоління – відходів і побічних продуктів рослинництва (соломи), а також з енергетичних рослин, що природно зростають або спеціально вирощуються на малопродатних землях. Їх анаеробна ферментація сьогодні успішно здійснюється на нечисленних поки біогазових комплексах у Китаї та деяких країнах Європи. До сировини 3 покоління відносять численні різновиди водоростей. Їх особливістю є той факт, що вони складаються з найпростіших одноклітинних і багатоклітинних організмів. Видобутком з них різних видів палива, у тому числі - біогазу, в останні роки посилено займаються численні університети і наукові установи багатьох країн світу. Проведені дослідження переконливо доводять цілий ряд переваг, основними з яких є можливість штучного вирощування великої кількості водоростей у спеціальних спорудах – фотобіореакторах. Більш того, використання водоростей у якості ко-субстрату, внаслідок високого вмісту в них вуглецю, дозволяє ферментувати органічні речовини з високим вмістом амонійного азоту (курячий послід і свинячий гній). Вчені та інвестори ряду країн сьогодні ретельно розглядають можливість повномасштабного використання водоростей для анаеробної ферментації і отримання біогазу [2].

Агропромисловий сектор України, виробляючи значні обсяги органічних відходів, потенційно володіє ресурсами для виробництва біогазу, здатними замінити 2,6 млрд. м³ ПГ/рік. При подальшому розвитку сільського господарства та широкому використанні рослинної сировини (силос, трави) цей потенціал може бути доведений за різними оцінками від 7,711 до 1812 млрд. м³/рік у перерахунку на природний газ. У першому випадку передбачається використовувати 6% орних (50% вільних від посівів) земель в Україні під вирощування кукурудзи на біогаз з консервативною величиною урожайності 30 т/га. При цьому частка біогазу з силосу кукурудзи складе 53,0% від загального потенціалу, з побічної продукції та відходів рослинництва - 5,7%, з побічної продукції та відходів харчової переробної промисловості - 5,3%, з гнойових відходів тваринництва - 36%. Другий варіант з більш високим прогнозом передбачає використання 7,9 млн га вільних від посівів земель під вирощування кукурудзи на біогаз з урахуванням підвищення врожайності. Обсяг біогазового ринку в Україні може бути освоєний протягом 10 років (до 2030 року). Необхідною передумовою реалізації даних проектів на першому етапі є введення економічно обґрунтованого ЗТ для електроенергії з біогазу. Для реалізації ефективних енергетичних біогазових проектів важливо стимулювати виробництво електроенергії з біогазу, отриманого не тільки з відходів біомаси, а також зі спеціально вирощеної рослинної сировини. Паралельно з виробництвом електроенергії в Україні доцільно впроваджувати виробництво біометану для прямого заміщення природного стисненого газу для використання в ДВЗ. У цілому, біогазовий ринок в Україні можна оцінити як

перспективний. Огляд публікацій свідчить про те, що цим потрібно займатись, це питання давно відоме за кордоном, але і в Україні воно вивчається також [3,4].

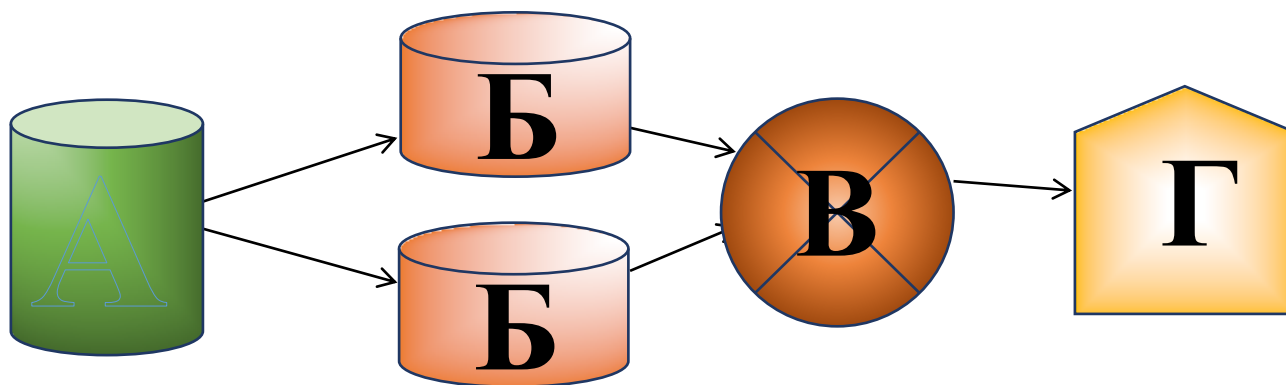


Рис. 1. Схема лабораторної установки для отримання біогазу

В Національному транспортному університеті для вивчення можливості використання біогазу, як альтернативного палива на заміну нафтовим видам палив, була створена лабораторна установка (рис. 1) для отримання біогазу в реальних умовах. Установка складається з резервуару (а), двох ємностей для накопичення об'єму біогазу (б) та крану (в), що стримує біометан від самовільного вивільнення в навколишнє середовище та пальника (г). Отримання біометану в лабораторній установці було підтверджено методом спалювання через пальник (г). Роботи в напрямку з подальшого дослідження, можливої очистки отриманого біометану та використання його для подальших лабораторних досліджень в складі ДВЗ в перспективі будуть продовжуватись. Адже біогаз - це не тільки альтернативний вид палива, це ще й екологічно чистий вид палива, що має велике значення в сучасному світі, де в першу чергу всі люди нашої планети мають перейматися питанням екології, питанням: «Як зберегти планету сьогодні, щоб вона зберегла нас завтра?».

Література

1. Дослідження «Biogas und Landwirtschaft» / «Біогаз і сільське господарство», Рада з питань біогазу, 2017
2. <https://alternative-energy.com.ua/uk/author/oksana/page/15/>
3. <https://ecodevelop.ua/potensial-virobnitstva-biogazu-v-ukrayini/>
4. <https://moyaosvita.com.ua/finansu/nafta-i-gaz-oae/>

Корпач Анатолій Олександрович – к.т.н., професор, Національний транспортний університет, akorpach@ukr.net

Федорчук Роман Олександрович, магістр, Національний транспортний університет, romafedorchuk@ukr.net

РПАКОВА, СОНЯШНИКОВА ОЛІЇ – АЛЬТЕРНАТИВНЕ ПАЛИВО ДЛЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.

Тривалий час світовим паливно-енергетичним комплексом використовувалися енергоносії переважно нафтового походження. Однак, в останні роки намітилася тенденція до зниження ролі нафти і нафтопродуктів у світовій економіці, що показує світова динаміка споживання первинної енергії. Якщо в 1979 році на долю нафти приходилося близько 50 % усіх споживаних енергоносіїв, то в даний час її частка складає лише близько 35 % і її відносне споживання продовжує неухильно скорочуватися. Це пояснюється зниженням темпів росту видобутку нафти, викликаним виробленням великих родовищ, незначним введенням в експлуатацію нових родовищ, помітним скороченням інвестицій у пошуково-розвідувальні роботи. Поряд зі зменшенням світових запасів нафти спостерігається тенденція підвищення цін на нафту і нафтові палива. Усе це створює передумови до більш широкого використання інших енергетичних ресурсів.

Тенденція розвитку світового і вітчизняного автомобільного парку призводить до необхідності збільшення виробництва моторних палив. Таким чином, нафтопереробна промисловість розвивається в напрямку збільшення вироблення світлих нафтопродуктів (бензинів, керосинів, дизельних і реактивних палив) [1].

Безперерійну і мобільну роботу ДВЗ в умовах дефіциту того або іншого виду палива дозволяє забезпечити розробка і впровадження, так званих, «багатопаливних» двигунів, що працюють на різних нафтових паливах, а також заміна нафтових палив альтернативними. Внаслідок зазначених вище факторів, перехід частини вітчизняного автомобільного парку на палива, одержувані з альтернативних сировинних ресурсів, стає неминучим.

Один з радикальних шляхів зниження споживання рідкого палива полягає в розширенні використання нетрадиційних (альтернативних) енергоносіїв і палив на їхній основі, створенні й експлуатації енергосилових установок автотранспорту, призначених для роботи на них, що багато в чому вирішує екологічну проблему транспортної енергетики [2].

Запаси нафти, що знаходяться на поверхні, вичерпуються, а більш глибокий видобуток нафти тягне за собою підвищення витрат на її отримання. Після настання піку нафти буде видобуватися все менше і менше, аж поки вона не закінчиться зовсім, або вичерпаються технологічні можливості людства видобути необхідну нафту. Прихильників теорії

Хабберта додалося, коли в 1971 році в США видобуток нафти досягнув піку і дійсно почав спадати.

Найбільш поширеними видами рідкого біопалива, що вже зараз присутні на світовому енергетичному ринку, є біоетанол і біодизельне паливо. За обсягами виробництва ріпакова олія посідає четверте місце у світі (9,7%) після соєвої (29,7%), пальмової (13,1%) та соняшникової (12,3%).

Ріпакове насіння містить 45-50% олії – не менше, ніж насіння соняшника. У деяких європейських країнах урожайність ріпаку сягає 40 ц/га, що дає змогу одержувати до 2 т олії з гектара. Все більше уваги надається переробці ріпакової олії для технічних цілей в країнах Західної Європи, особливо в Німеччині, Франції, Австрії, Голландії, а також у США, Канаді, Китаї. Відповідно зростають і обсяги вирощування ріпаку. Так, за останні двадцять років, загалом, у світі вони зросли більш ніж у чотири рази, і, зокрема, в Європі - у десять разів. У ЄС загальна площа посівів ріпаку складає 7 млн га (середня врожайність 25 ц/га) і планується, що в майбутньому вона досягне 12 млн/га.

Гектар ріпаку продукує тонну білка проти 640 кілограмів при культивуванні сої і 220 кг - ячменю. Коефіцієнт перетравності ріпакового шроту сягає 71%, тоді як соняшникового – 56 %. Останній поступається і за вмістом незамінних амінокислот: лізину - на 33%, цистину - у 2,1 разу. Згодовування тонни ріпакового шроту або макухи адекватне 8-10 тоннам зернофуражу.

Ріпак як високоенергетична культура, може слугувати сировиною, для виробництва біологічного палива (біодизеля). З кожної тонни ріпаку можна отримати близько 300 кг олії, а з неї – 270 кг біодизеля.

Порівняно з паливом із нафти для автомобільного транспорту, біодизельне паливо на основі ріпакової олії відзначається суттєвими перевагами, основні з яких наступні:

- воно майже не містить сірки, тому його використання зменшує викиди в

атмосферу сірчаного ангідриду (на 1 тис. т у разі заміни 250 тис. т дизпалива з нафти такою ж кількістю біодизелю з ріпаку);

- при спалюванні біодизеля не підсилюється парниковий ефект, оскільки ріпак, як і вся біомаса, є CO₂ - нейтральним;

- високий ступінь біологічного розкладу за відносно короткий період. Згідно з міжнародним тестом СЕС L-33А-93 за 21 день біологічний розклад сягає 90%;

- зменшується концентрація шкідливих речовин у відпрацьованих газах, зокрема, димність газів зменшується вдвічі, а концентрація СО, СН і твердих частинок, особливо сажі, знижується на 25-50 %;

- як продукт переробки рослинної сировини, біодизель не містить канцерогенних речовин, таких як поліциклічні ароматичні вуглеводні та, особливо, бензапірен;

- ріпакова олія відзначається більшим, порівняно з дизельним паливом, вмістом кисню (11 % та 0,4 % відповідно). Тому, для повного згорання 1 кг ріпакової олії потрібно менше, ніж для дизельного палива, повітря (12,9 та 14,45 кг відповідно) [3].

В Україні широко розвиваються фермерські господарства. Кожен фермер, для забезпечення себе паливом, для здійснення процесу посіву і збирання урожаю, може продукувати на відповідній території олійні культури, такі як соняшник чи ріпак і виходячи із цього у перспективі подати дану культуру на переробку, отримати жмих для травоїдних тварин і, в кінцевому результаті, отримати паливо для свого використання. Це дозволить зробити це виробництво безвідходним.

В Національно транспортному університеті проводяться дослідження щодо використання біодизельного палива на основі ріпаку, соняшника на різних типах двигунів, зокрема автотракторного типу Д-243. В ході цих досліджень підтверджено зростання потужності, оптимізацію параметрів робочого процесу, пов'язаних із зменшенням вмісту оксидів азоту, також великою перевагою є те, що зменшується димність відпрацьованих газів. В цілому, використання біодизельного палива призводить до покращення екологічної ситуації в світі.

Таким чином можна зробити висновок- альтернативні палива на основі ріпаку, соняшника можуть складати альтернативу дизельному паливу.

Література

1. Иващенко Н.А., Марков В.А., Ефанов А.А. Работа дизеля с разделенной камерой сгорания на рапсовом масле // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2007. - № 3. - С.26-40.
2. Лютко В. Використання альтернативних палив в ДВЗ / В. Лютко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян – М.: Изд-во МАДИ, 2000. – 311 с.
3. Головчук А. Ф. Біодизельне пальне ріпакового походження / А. Ф. Головчук, А. В. Зайцев, О. С. Пушка // Збірник праць Вип. 58. – С. 122 –128.

Кухарёнок Георгий Михайлович, д.т.н., профессор, Белорусский национальный технический университет

Березун Виталий Иванович, к.т.н., руководитель отраслевой лаборатории ОАО «Управляющая компания холдинга «МИСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД»,
vitaliy.berezun@gmail.com

ОБНОВЛЕНИЕ БАЗОВОЙ ПЛАТФОРМЫ ДИЗЕЛЕЙ

Сформированная «классическая» международная практика создания новой перспективной продукции и достижения современных требований

строится на подходе создания опытного образца, в котором реализуются самые современные на момент разработки достижения, и дальнейшей его доводке с учетом дополнительных граничных условий, выражаемых в целевой стоимости конечной продукции, технологических ограничений и др.

Конструкция и технология производства базовой платформы двигателей ОАО «УКХ «ММЗ» изначально спроектирована для тракторов сельскохозяйственного назначения, выполняющих типовые технологические операции в своем классе. С учетом накопленного опыта удалось адаптировать конструкцию и технологию производства двигателей для автомобильной и внедорожной техники. Однако с ростом требований по экологии, спектра выполняемых машинами операций и как следствие изменения режимов нагружения, конструктивные различия между модификациями различного применения значительно возросли.

Развитие сельскохозяйственной и специальной техники в сторону повышения эффективности использования способствовало применению комбинированных технологических операций, современных систем управления и автоматизации процессов при работе с рабочим оборудованием, автоматических коробок передач, точного земледелия, беспилотного управления, концепции интернет-вещей: умный трактор, умный карьер и умный погрузчик, что привело к значительному изменению режимов нагружения двигателя. Поэтому для выполнения современных и перспективных требований по выбросам вредных веществ, шуму, вибрации и ресурсу требуется значительная модернизация базовой платформы в сторону изменения баланса тепловых, массо-инерционных, амплитудно-частотных и жесткостных характеристик основных деталей и систем ДВС, эффективно реализуемые на меньшей размерности.

Главной целью обновления современных базовых платформ является создание условий для производств востребованного рынком продукта и выстраивание гибкого производства, способного быстро реагировать на изменение спроса с целью наращивания объемов выпуска и улучшения конкурентных позиций на традиционных и перспективных рынках сбыта.

Анализ научных публикаций в предметной области и результатов достижений мировых лидеров отрасли позволяют сделать однозначный вывод о сохранении за двигателем внутреннего сгорания лидирующих позиций в качестве энергетических установок в сегменте грузового транспорта, внедорожной и специальной техники на ближайшие десятилетия при условии обеспечения его соответствия постоянно ужесточающимся требованиям к выбросам вредных веществ, топливной эффективности, а также встраиваемости в технологии использования конечного продукта.

Проведенный анализ позволяет сформулировать следующие факторы развития двигателей:

– потенциал достижения действующих и будущих требований по выбросам вредных веществ, вибрации и шуму;

- забезпечення широкого потужного ряду в межах декількох екологічних класів без значительного змінення базової платформи;
- встрайовуваність в концепцію технологій використання сучасних машин за рахунок підвищення ефективності використання привода відбору потужності (100%-й відбір потужності з носка коленчатого вала, збільшення потужності шестернятого привода, забезпечення типових стандартних місць підключення приводів обладнання машин);
- встрайовуваність в типові компоновочні рішення підкапотного простору сучасних машин (конструктивні рішення по встановці двигача і підключенню систем живлення повітрям, паливом, охолодження і системи доочистки отработавших газів);
- встрайовуваність в електронну систему управління машин з автоматизованим управлінням, сприяючим розвитку концепцій безпілотного управління;
- упреждаючий моніторинг параметрів роботи і віддалена діагностика двигача.

З урахуванням розглянутих тенденцій розвитку світового двигачестроєння на ОАО «УКХ «ММЗ» проводиться робота по вдосконаленню базової платформи перспективних дизелів. В конструкцію з зменшеною розмірністю внесені значительні змінення блоку і головки блоку циліндрів, направлені на підвищення літрової потужності і удосконалення сумішеобрання, дозволяючі досягти перспективних показателів екологічної безпеки і розширити номенклатуру застосовуваності.

Ліньков Олег Юрійович, к.т.н., доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», oleh.linkov@khpi.edu.ua

Ликов Сергій Валентинович, аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», serhii.lykov@ieee.khpi.edu.ua

Пильов Володимир Олександрович, д.т.н., професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», volodymyr.pylov@khpi.edu.ua

ВРАХУВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЗМІЩЕНОГО ТА НЕЗМІЩЕНОГО В ЧАСІ МАТЕРІАЛУ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ПОРШНЯ ДВЗ

Процес вдосконалення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) призводить окрім іншого до того, що матеріали теплонапружених деталей фактично працюють на межі міцності. Однією з найбільш теплонапружених деталей ДВЗ є поршень. При аналізі аварійних ситуацій можна виділити три основні зони поршня, в яких відбувається втрата фізичної або параметричної надійності конструкції. Це зони кромки камери згорання, поршневі кілець та юбки поршня. Слід зазначити, що руйнування у перших двох зонах зазвичай

проявляються під час довгострокової експлуатації двигунів, а втрата надійності конструкції в третій з означених зон трапляється навіть під час доводки ДВЗ.

Граничний стан матеріалу за умов неізотермічного низькочастотного навантаження деталі, що в першу чергу характерно для першої зони, описується рівнянням [1]:

$$d_{fs} = d_f + d_s = 1, \quad (1)$$

де d_f – доля пошкоджень утоми; d_s – доля пошкоджень повзучості.

При цьому в умовах роботи матеріалів на межі міцності властивості повзучості матеріалу слід враховувати обов'язково. Загальний вигляд кривої повзучості матеріалу наведено на рис. 1.

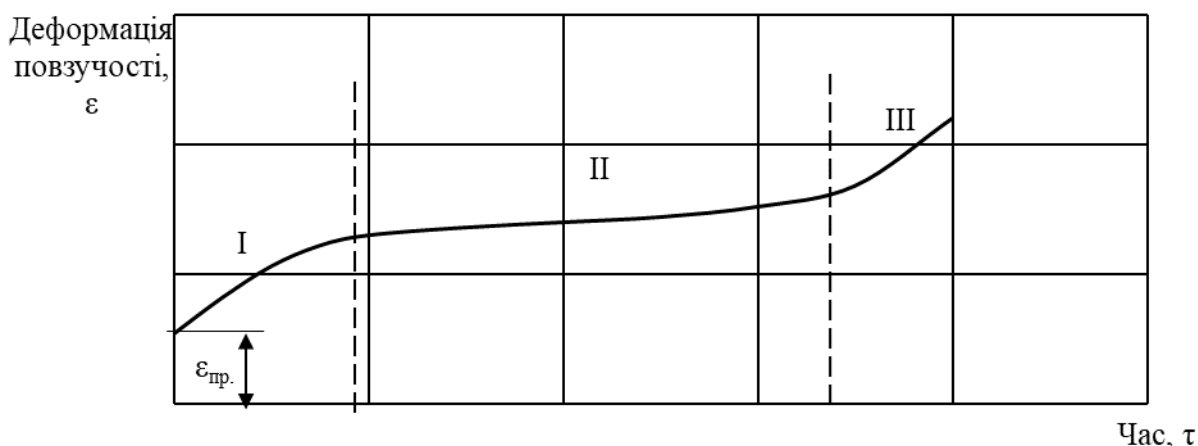


Рисунок 1 – Загальний вигляд кривої повзучості матеріалу: I – стадія зміцнення; II – стадія сталої повзучості; III – стадія прискореної втрати міцності; $\varepsilon_{пр.}$ – початкова пружна деформація

Залежність для знаходження повзучості, на усіх трьох стадіях, має загальний вигляд [1]:

$$\dot{\varepsilon} = A \left[\frac{\sigma}{(1 - \omega^r)} \right]^n (1 - D \cdot \varepsilon^{-\alpha}), \quad \varepsilon_0=0; \quad (2)$$

$$\dot{\omega} = B \left[\frac{\sigma}{(1 - \omega^r)} \right]^n, \quad \omega(0)=0, \quad (3)$$

де: ε – деформація повзучості; σ – напруження; D , α – константи матеріалу, що характеризують стадію зміцнення; A – константа, що характеризує стадію сталої повзучості та є залежною від діючої температури; n – константа, що характеризує стадію сталої повзучості та може бути незалежною від діючої температури; r – константа, що характеризує стадію прискореної втрати міцності; ω – параметр, що характеризує ступінь пошкодження матеріалу (на початку $\omega = 0$, при руйнуванні $\omega = 1$).

Очевидно, що для другої і третьої розглянутих зон поршня повзучість матеріалу конструкції є неприпустимою. Тому для цих зон на відміну від критерію (1) нами пропонується до використання інший критерій,

$$d_s = 0, \quad (4)$$

який характеризує навантаження матеріалу без наявності процесу повзучості. Тобто рівні температур і напружень в означених зонах не повинні перевищувати поріг повзучості.

Зазвичай при проектуванні теплонапружених конструкцій внаслідок малості в часі стадії зміцнення матеріалу поріг повзучості встановлюють за властивостями другої стадії, тобто вже зміцненого матеріалу. Наприклад, нами встановлено, що зміцнення поршневих алюмінієвих сплавів здійснюється за 10 – 20 годин термонавантаження [2]. З іншого боку, при профілюванні бічної поверхні поршня, призначенні зазору між поршнем та циліндром ДВЗ, а також між поршневим кільцем та відповідною канавкою поршня можливу повзучість матеріалу конструкції не враховують. Саме тому для забезпечення надійної роботи бічної поверхні поршня необхідно мати дані щодо порогу повзучості незміцненого матеріалу.

Поріг повзучості певного матеріалу можливо встановити за експериментально визначеними коефіцієнтами рівнянь (2),(3) на основі розрахунку релаксації напружень $\Delta\sigma$ при даному початковому напруженні σ в умовах дії певної температури для кількох інтервалів часу τ [1]. Нами виконано відповідне дослідження і встановлені відмінності результатів при врахуванні властивостей незміцненого та зміцненого внаслідок повзучості поршневого алюмінієвого сплаву АК12М2МгН. Для незміцненого матеріалу за розрахункові інтервали було обрано 1, 5 та 10 годин. Для зміцненого матеріалу інтервали часу можна обрати з діапазону 50–1000 годин. Коефіцієнти повзучості рівнянь (2),(3) використано з роботи [1]. Типові отримані результати незалежно від рівня діючої температури продемонстровані на рис. 2.

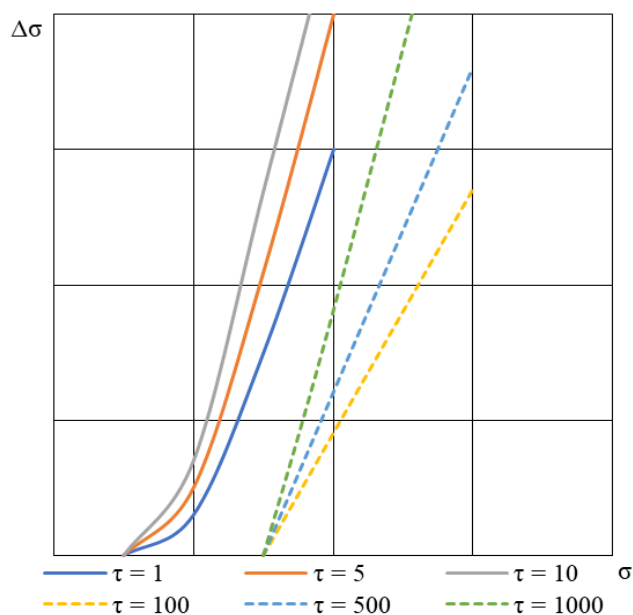


Рисунок 2 – Типові результати визначення порогу повзучості для умов незміцненого та зміцненого поршневого сплаву АК12М2МгН

Таким чином, в роботі отримано пороги повзучості зміцненого та незміцненого сплаву АК12М2МгН, які рекомендовано використовувати при проектуванні поршнів форсованих двигунів. На цій основі розширено теоретичні уявлення щодо впливу повзучості матеріалів поршнів при проектуванні їх бічної поверхні, що відповідає прогресивній концепції забезпечення роботи теплонапружених деталей ДВЗ на межі міцності за умов дотримання концепції гарантованого забезпечення міцності під час проектування. Запропонований підхід слід розповсюджувати щодо визначення і використання властивостей повзучості інших матеріалів деталей камери згоряння ДВЗ.

Література

1. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332с.
2. Марченко А.П. Порівняльна оцінка повзучості поршневих алюмінієвих сплавів / А.П. Марченко, В.О. Пильов, О.Ю. Лінков, С.В. Ликов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. – №2. – с. 43–49.

Магац М.І., Львівський національний аграрний університет
Львівський
Гошко З.О., Львівський національний аграрний університет
Львівський
Вагула Ю.І., Львівський національний аграрний університет
Ужва А.В., Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ МОДЕРНІЗОВАНОЇ ВПУСКНОЇ СИСТЕМИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

За останні роки, в Україні різко відчутне зниження температури навколишнього середовища, особливо у зимовий період. Відповідно, це негативний вплив на експлуатаційні характеристики автомобільних двигунів (затруднений запуск та тривале прогрівання) [1-6], так, як лівова частка автомобілів приватного сектору знаходиться на відкритих майданчиках і піддаються різким температурним і вологим змінам.

І тому, для часткового вирішення даної проблеми, наша увага була зосереджена на повітряних магістралях впускної системи бензинового двигуна.

Мета та постановка задачі: покращення пускових характеристик та зменшення часу прогрівання бензинового двигуна в умовах понижених температур навколишнього середовища. Для цього, *необхідно*: модернізувати впускну систему бензинового двигуна та покращити якість приготування робочої суміші, встановити залежність часу прогрівання двигуна та витрат палива від температури впускного повітряного заряду.

Нами прийнято рішення, щодо отримання теплової енергії для підігріву повітря на впуску без додаткових витрат. Це, встановлення у впускну повітряну

магістраль системи живлення двигуна з іскровим запаленням розжарювальної спіралі, яка буде отримувати живлення від акумуляторної батареї. Така модернізація системи, не вимагає великих конструктивних змін і значних фінансових капіталовкладень.

Слід зазначити, що оптимальне розігрівання двигунів найбільш доцільно проводити (тобто розігрівання охолодної рідини і оливи в системі мащення двигуна) не до температури експлуатаційного теплового режиму, а до температури, що забезпечує його надійний пуск.

На рис.1 зображено схему підключення підігрівального елемента у електромережу автомобіля.

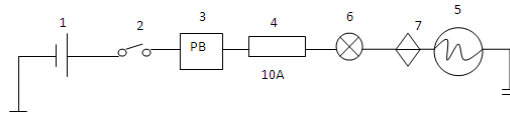


Рис. 1 Схема підключення підігрівального елемента у впускній магістралі системи живлення: 1- акумуляторна батарея 6СТ60; 2- вмикач; 3- реле вмикання; 4 – запобіжник; 5 – підігрівальна спіраль; 6 – контрольна лампа; 7 – термовимикач (вимикається за +90°C).

За відомою методикою теоретичних досліджень теплового балансу модернізованого двигуна, отримано наступні діаграми, рис. 2.



Рис. 2 Тепловий баланс двигуна

За діаграмами теплового балансу встановили, що ефективна теплота за холодного повітря становить 20,2%, а за підігрітого зросла до 29,9%.

Дане явище пояснюється тим, що ефективна кількість теплоти збільшилась за рахунок підігрітого повітря у впускному колекторі.

За методикою стендового дослідження бензинового двигуна з удосконаленою системою живлення, отримали графік залежностей, рис. 3

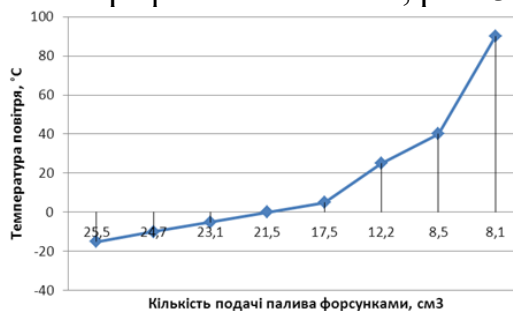


Рис. 3 – Графік залежності витрати палива на початку пуску і прогрівання двигуна, залежно від температури навколишнього середовища

Із графіка видно, що експлуатацію автомобіля слід починати за температури від +40°C.

Відповідно за -15°C, витрата палива збільшилась до 25,5 см³, порівняно за

температури +40°C – 8,5 см³ на протязі 60с роботи двигуна.

Слід зазначити, що під час роботи холодного двигуна (протягом 300 с), температура бензинового двигуна (з базовою впускною системою) піднялася до 14°C, а із модернізованою - близько 42°C (експлуатаційної), рис. 4

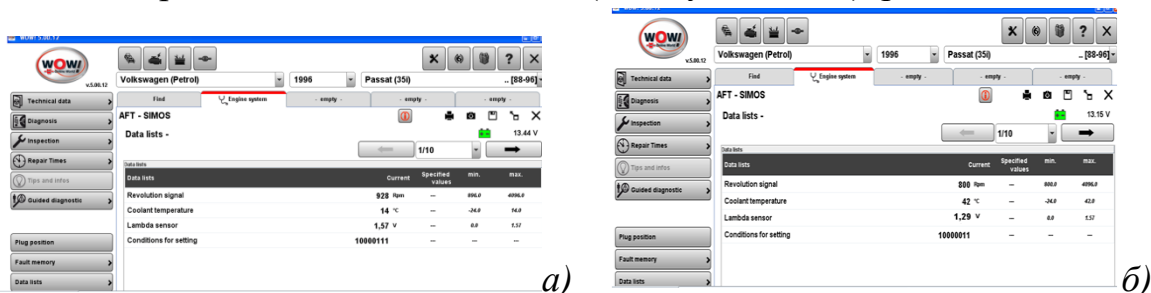


Рис. 4. Результати комп'ютерної діагностики двигуна у процесі його прогрівання:

- а) скановані показники досліджуваних параметрів без підігрівального пристрою;
- б) покази з увімкненим підігрівальним елементом.

Висновки

За понижених температур навколишнього середовища, часто спостерігається затрудненість запуску та значно зростають витрати палива бензинових двигунів. Тому, лівова частка на довговічність і економічність двигунів припадає на даний процес роботи.

Дана модернізована система забезпечує більш повне згоряння палива, що відповідно сприяє полегшеному запуску і зменшенню витрат палива.

Проведений тепловий розрахунок бензинового двигуна показав, що в процесі його роботи (за понижених температур), ефективна теплота зросла з 20,2% до 29,9%.

Згідно результатів стендових випробувань, тривалість прогріву двигуна за температури (- 15°C) зменшується у два рази.

Література

1. Варшамов А.В., Голеншин В.В., Харитонов М.Ю. Выбор перспективных схем теплоаккумулирующих систем предпускового прогрева двигателей внутреннего сгорания /Наукові праці. Техногенна безпека. Радиобіологія, Випуск 268. Том 280, Миколаївський університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, м. Миколаїв, 2016р. - С. 21-27.
2. Лісовал А., Нижник М., Вербовський О. Електронні системи подачі газу в когенераційну установку. Systems and means of motor transport. Selected problems. Seria: Transport, Politechnika Rzesowska, Poland, 2013. С. 245-250.
3. Influence of Ambient Temperature [Електрон. ресурс]— Режим доступа: <http://man-ag.com.ua/man-tgx/> - 24.01.2019г.

4. 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.
5. Підгородецький Я.І., Сичевський М.І., Домінік А.М. Автомобільні транспортні засоби. – Львів: Видавництво ЛДУ БЖД, 2013.- 316 с.
6. Вербовський В. С., Грицук І.В., Адров Д.С., Краснокутська З.І. Дослідження системи передпускового розігріву газового двигуна на основі використання теплового акумулятора з теплоакumuлюючим матеріалом, що має фазовий перехід / Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2013. – №1. - С. 110-116.

Медлярський І.С., Смуток О.С., магістранти Первомайської філії
Національного Університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
medlarskijvana@gmail.com, savya.smutok@gmail.com

РЕТРОСПЕКТИВНИЙ ОГЛЯД І АНАЛІЗ МОЖЛИВИХ ШЛЯХІВ РОЗВИТКУ ПОРШНЕВИХ ДВЗ

Простота конструкції та надійність в роботі, висока економічність роблять поршневі ДВЗ незамінними в якості приводних механізмів енергетичних установок різного призначення. Недоліками ДВЗ є обмеження робочих обертів через виникнення сил інерції мас деталей кривошипно-шатунного механізму та обмеження агрегатної потужності в порівнянні з газотурбінними і паротурбінними установками.

Найвищі ефективні показники по використанню теплоти палива, що спалюється в ДВЗ, привели до того, що принаймні 90% земної моторної енергетики складають поршневі двигуни внутрішнього згорання. Простота конструкції і надійність в роботі, висока економічність по питомій витраті палива, виключно висока гнучкість в управлінні, постійна готовність до дії роблять поршневі ДВЗ незамінними в якості приводних агрегатів переважної більшості енергетичних установок.

Крім очевидних переваг, поршневі ДВС володіють і недоліками, що обмежують область їх застосування. До них належать такі:

наявність зворотно-поступального і зворотно-хитального руху частин кривошипно-шатунних механізмів, що є причиною виникнення сил інерції, пропорційних квадрату швидкості обертання колінчастого валу, внаслідок чого робочі числа обертів обмежені;

великі питомі маси двигунів, збільшуються в міру зменшення числа обертів, і внаслідок цього великі абсолютні маси деталей силової установки;

обмежені потужності робочих циліндрів і, отже, агрегатні потужності двигунів в порівнянні з газотурбінними і паротурбінними установками.

Слід мати на увазі, що ДВЗ є одними з основних споживачів атмосферного повітря та головних джерел негативного впливу на зовнішнє середовище шляхом викидів з відпрацьованими газами токсичних складових (окису вуглецю - CO, оксидів азоту - NO_x, вуглеводнів - CH, оксидів сірки - SO, сажі і ін.), а також надлишкової теплоти.

Основними проблемами, які вимагають свого вирішення для поліпшення експлуатаційних показників ДВЗ, є наступними:

збільшення частки корисно використаної теплоти із загального теплового потенціалу, що міститься в паливі;

розширення номенклатури рідких вуглеводневих (одержуваних з нафти і синтетичних) палив, які можуть бути використані в суднових, транспортних і стаціонарних моторних установках, альтернативних вуглеводневих палив рослинного походження, а також водню і водневовмістних сумішей;

розширення області та інтенсивності використання газоподібних палив; збільшення частки корисної роботи, яку здійснюють робочим тілом за період термодинамічної циклу;

зменшення втрат енергії при перетворенні поступального руху поршневої групи в обертальний рух колінчастого валу з відбором потужності, а також зменшення втрат потужності на подолання всіх видів сил тертя в складній технічній системі, якою є ДВЗ; вироблення паритету між рівнем витрат на виробництво двигуна і на його експлуатаційне обслуговування;

значне скорочення теплових і токсичних викидів в навколишнє середовище.

Проблеми і перспективи розвитку поршневих ДВС є актуальними для вчених і фахівців промисловості і зараз активно досліджуються шляхи по створенню різних комбінованих агрегатів турбокомпаундного типу, систем, що працюють спільно з безмоторних комплексами (паливними елементами, електрохімічними генераторами), систем агрегатованих з двигунами Стірлінга, з частково або повністю замкнутим циклом газообміну і інші. І це дає надію на те, що проблема подальшого використання поршневих ДВС знайде своє вирішення в подальшому розвитку машинної цивілізації.

Література

1. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Под ред. А.Ф. Шеховцова.-К.: Техника, 1992 - 272 с.
2. Процессы в перспективных дизелях / Под ред. А.Ф. Шеховцова. - Х.: Изд-во "Основа", 1992 - 352 с.
3. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин/За ред..проф. А.П. Марченка та засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова. - Харків, Прапор, 2004.-384 с.

Нестеренко Вікторія Валентинівна, к.т.н., доцент, Первомайська філія
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Вільховецький Андрій Русланович, магістрант, Первомайська філія
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

АНАЛІЗ ІНДИКАТОРНИХ ТА ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА 6ЧН 26/34 ДЛЯ РОБОТИ ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ

Проблема використання газів в якості моторного палива двигунів внутрішнього згорання і стаціонарних установок різного призначення багатогранна. Вона виходить за рамки якої-небудь однієї галузі - транспорту, машинобудування, нафтової або газової промисловості.

Перевід двигунів внутрішнього згорання і, перш за все, двигунів транспортних засобів на газ, дозволяє одночасно вирішувати ряд найважливіших задач:

- зниження шкідливої дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище;
- вивільнення значної частини традиційних видів моторного палива для використання в тих областях, де їм немає альтернативи;
- заощадження викопних і не поновлювальних природних енергоресурсів.

Рішення цих задач стає для України і всього світу є все більш актуальним. Перехід до нових технологій здійснюватиметься через розширення використання природного газу. Одним з головних рушійних мотивів збільшення частки природного газу в господарській діяльності людини стає необхідність скорочення парникового ефекту. В порівнянні з іншими видами викопного палива, природний газ має незаперечні екологічні переваги. У більшості зарубіжних досліджень робиться висновок про те, що застосування природного газу в двигунах дозволяє скоротити парникові викиди на 20%.

Найбільш важливим питанням при використанні газу є раціональна організація робочого процесу двигуна. Конструкція дизеля, що розрахована на високі навантаження і тиски, може бути з успіхом використана для створення вискоелективного газового двигуна. На сьогодні найбільше поширення отримали два способи переобладнання дизелів для роботи на газовому паливі:

1. Переобладнання дизелів в «чисто» газові двигуни з іскровим запаленням.
2. Переобладнання дизелів для роботи по газодизельному циклу.

В даній роботі пропонується аналіз індикаторних та ефективних показників дизельного двигуна 6ЧН26/34 для роботи за газодизельним циклом.

Газодизельний двигун працює як по дизельному, так і по газодизельному циклу, що забезпечує безперебійне енергопостачання - у випадку відсутності газу він працює за дизельним циклом. Особливістю газодизельного циклу є те, що температура samozапалювання газу вища від температури samozапалювання дизельного палива, то для її надійного запалювання необхідно впорскувати в циліндри газодизеля так звану «запальну дозу» дизельного палива. Суттєвий

вплив на енергетичні й екологічні показники роботи газодизеля має величина запальної дози. Для вибору її оптимальної величини було проведено декілька розрахунків двигуна-прототипу 6ЧН26/34 та газодизельного двигуна 6ГДЧН26/34. Було виконано розрахунок робочого процесу, теплового балансу, розраховані дійсна та теоретична індикаторні діаграми.

При розрахунках було використано класичну методику теплового розрахунку, що розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконалена Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку, заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, досить повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі, і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд дослідних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу наведено на діаграмах (Рис. 1 –5).

Залежність індикаторного ККД циклу від величини запальної дози дизельного пального для проектного газодизеля 6ГДЧН 26/34 може бути описана за допомогою математичного рівняння:

$$\eta_i = 0,0095 \cdot \delta_e + 0,4467,$$

де η_i – індикаторний ККД циклу; δ_e – запальна доза рідкого палива, %.

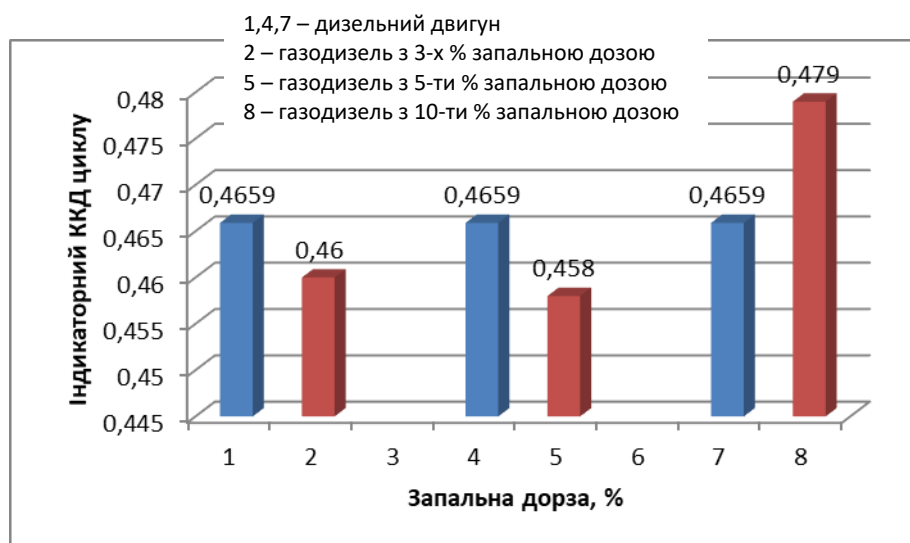


Рис. 1 – Індикаторний ККД циклу

Залежність ефективного ККД циклу від величини запальної дози дизельного пального для проектного газодизеля 6ГДЧН 26/34 може бути описана за допомогою математичного рівняння:

$$\eta_e = 0,008 \cdot \delta_e + 0,3897,$$

де η_e – ефективний ККД циклу; δ_e – запальна доза рідкого палива, %.

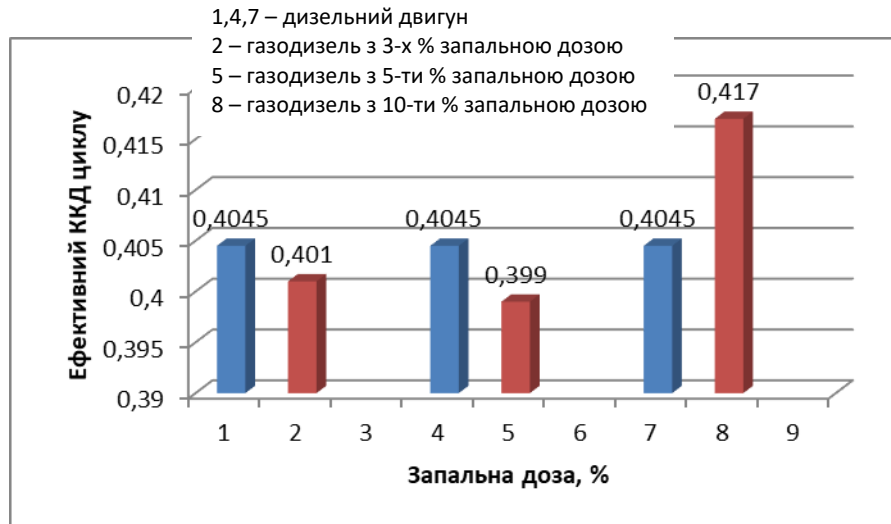


Рис. 2 – Ефективний ККД циклу

Залежність питомої індикаторної витрати теплоти в циклі від величини запальної дози дизельного пального для проектованого газодизеля 6ГДЧН 26/34 може бути описана за допомогою математичного рівняння

$$q_{it} = 8032e^{-0,02\delta_i},$$

де q_{it} – питома індикаторна витрата теплоти в циклі; δ_e – запальна доза рідкого палива, %.

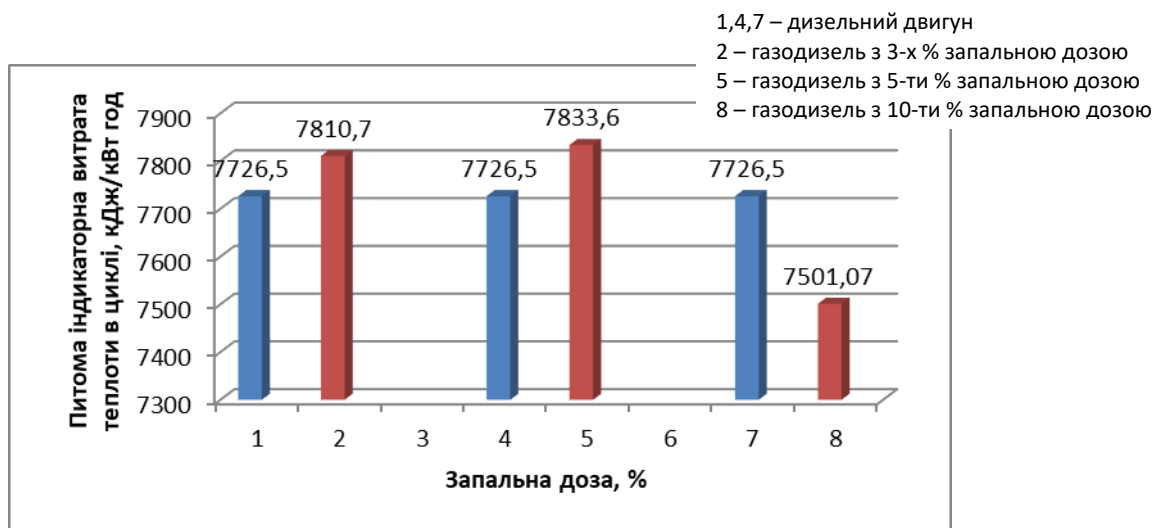


Рис. 3 – Питома індикаторна витрата теплоти в циклі

Залежність питомої ефективної витрати теплоти в циклі від величини запальної дози дизельного пального для проектованого газодизеля 6ГДЧН 26/34 може бути описана за допомогою математичного рівняння

$$q_{et} = 9231e^{-0,021\delta_i},$$

де q_{et} – питома ефективна витрата теплоти в циклі; δ_e – запальна доза рідкого палива, %.

Аналіз індикаторних та ефективних показників проектованого газодизеля 6ГДЧН26/34 та дизеля-прототипу 6ЧН26/34, наведених у таблиці та на діаграмах свідчить про те, що індикаторний $\eta_i = 0,479$ та ефективний ККД

циклу газодизеля $\eta_e = 0,417$ є максимальними, а питомі індикаторні $q_{it} = 7501 \text{кДж/кВт}\cdot\text{год}$ та ефективні витрати теплоти $q_{ет} = 8603 \text{кДж/кВт}\cdot\text{год}$ є мінімальними при запальній дозі рідкого палива у 10%.

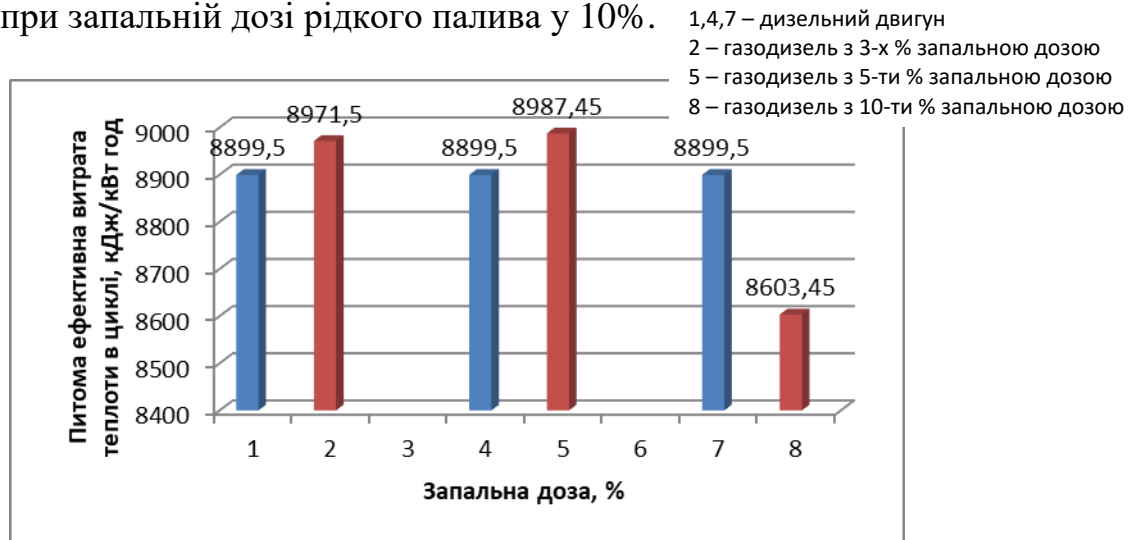


Рис. 4 – Питома ефективна витрата теплоти в циклі

Ще одним важливим фактором, що впливає доцільність заміни дизеля на газодизель, є питома вартість пального. Для газодизеля вона практично не залежить від величини запальної дози, але вдвічі менша за питому вартість дизельного пального (Рис. 5).

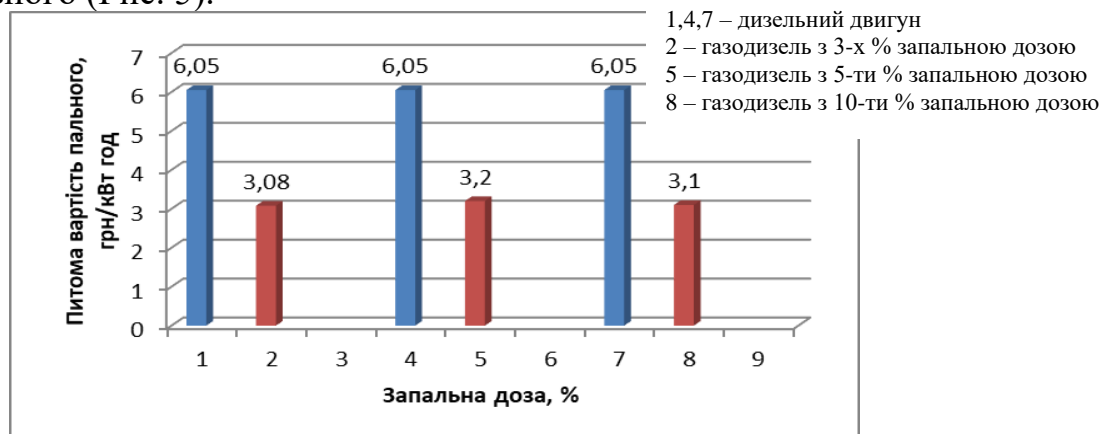


Рис. 5 – Питома вартість пального

Висновок

Ґрунтуючись на виконаних порівняльних розрахунках та проведеному аналізі їх результатів, в якості конвертованого двигуна запропоновано обрати газодизельний двигун **6ГДЧН26/34** з 10-ти відсотковою запальною дозою рідкого палива.

Література

1. Колчин А.І., Демидов В.П. "Расчет автомобильных и тракторных двигателей", М: "Высшая школа" 1980. – с.343.
2. Моргуліс Ю.Б. "Двигуни внутрішнього згорання", М: "Машиностроение" 1972. – с.336.
3. Дизелі типа 6Ч 12/14 і дизель-генератори, М: "Машиностроение", 1983. – с.463.

Нікітченко Ігор Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, igor.nikitchenko@gmail.com
Тесленко Едуард Вікторович, інженер, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Назаров Артем Олександрович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Богданов Андрій Іванович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПНЕВМАТИЧНИЙ ДВИГУН ІЗ ЗОВНІШНІМ ПІДВОДОМ ТЕПЛОТИ

Істотне покращення витрати палива і екологічних показників, котре б виправдало ускладнення силової установки і подорожчання автомобіля у разі використання гібридної силової установки може бути досягнутим лише при умові, що ДВЗ в її складі не буде працювати на режимах холостого ходу, малих навантажень і на перевантаженні з недопустимо низьким коефіцієнтом надлишку повітря α (можливість роботи з низькими α повинна бути заблокована). Зрушення з місця, розгін до певної (оптимізованої) швидкості і рух автомобіля з малими швидкостями, наприклад, «у пробках» повинні здійснюватися за допомогою енергії стисненого повітря (за винятком, безумовно, тих випадків, коли балони з ним порожні).

Підігрів стисненого повітря на впуску дозволяє збільшити максимально припустимий ступінь розширення робочого тіла в циліндрі пневмодвигуна, що додатково підвищує його економічність.

Аналіз експериментальних даних показав, що зниження маси витоків практично повністю відповідає зниженню густини повітря, що надходить до циліндра, обумовленої підігрівом. Коефіцієнт витоків $\eta_{вт}$ змінюється від 0,6 за умови $n = 200 \text{ хв}^{-1}$ до 0,01 за умови $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$.

Основними недоліками двигунів з підігрівом стиснутого повітря є недостатня ефективність перетворення теплоти згоряння палива в механічну роботу газів та підвищені викиди з відпрацьованими газами токсичних хімічних сполук, обумовлених процесом згоряння палива.

На даний час проводиться робота з 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.

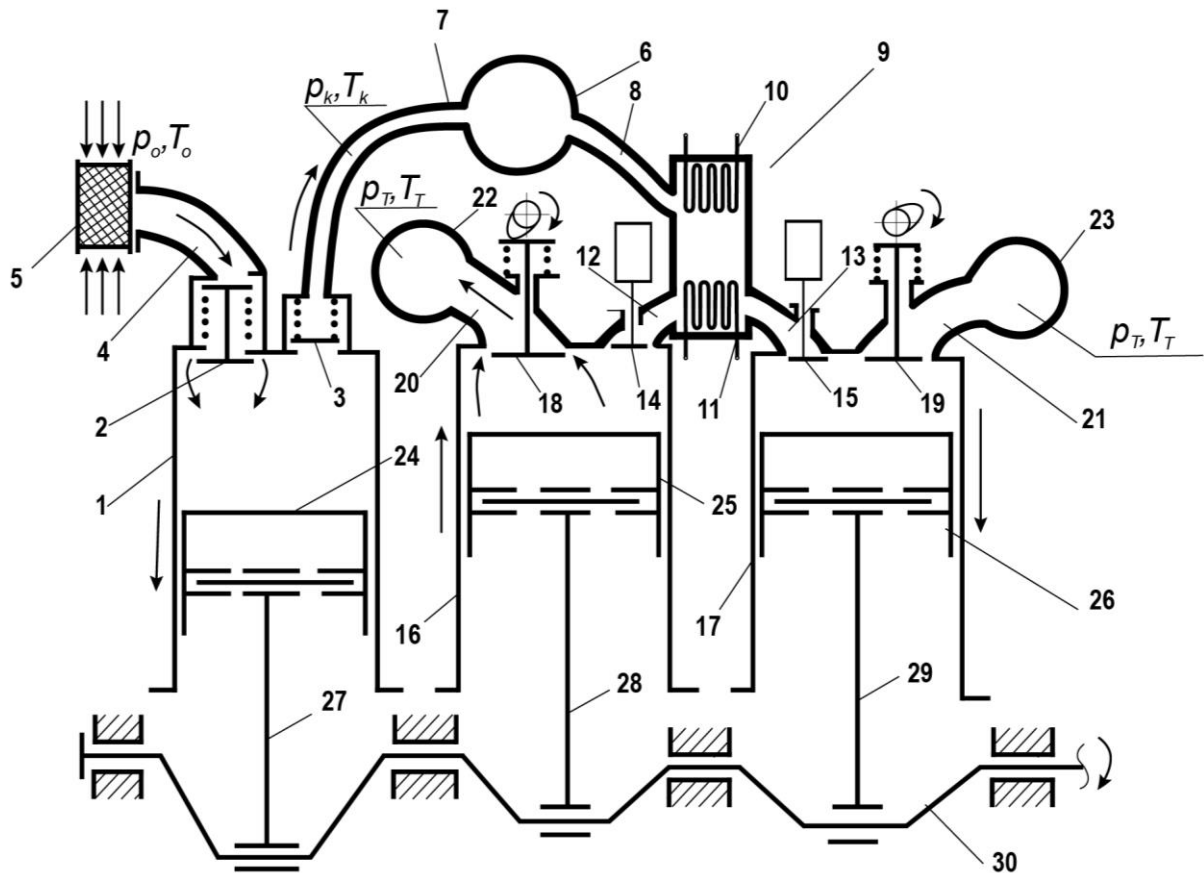


Рисунок 1 – Схема енергетичної установки

Спосіб роботи теплового двигуна здійснюють за один оберт колінчастого вала. На такті впуску в компресорному циліндрі 1 повітря з навколишнього середовища через повітряний фільтр 5, канал 4 та впускний клапан 2, наприклад, пластинчатий, поступає в надпоршневу порожнину компресорного циліндра 1, а при зворотному русі поршня 24 від нижньої мертвої точки до верхньої здійснюють стиск повітря. В кінці такту випуску стиснене до 3–5 МПа повітря через випускний клапан 3, канал 7 та електричні нагрівачі елементи 10, 11 подається для зниження коливань тиску до камери стисненого повітря 6, з'єднаною каналом 8 з камерою підігріву 9, спільною для двох робочих циліндрів 16 та 17. Температуру стисненого повітря, що поступає до камери підігріву 9 підтримують на заданому рівні. Відпрацьоване повітря через випускні канали 20 та 21, випускні клапани 18 та 19, відводиться в навколишнє середовище. Впускні клапани відкривають за 5–10 градусів оберт у спільного на всі циліндри колінчастого вала 30 до верхньої мертвої точки поршнів 25 та 26 робочих циліндрів, а закривають залежно від режиму роботи за 5-40 градусів

оберту колінчастого вала 30 за верхньою мертвою точкою. На такті розширення стисненого повітря в робочих циліндрах при положенні поршнів робочих циліндрів за 0–40 градусів оберту колінчастого вала до нижньої мертвої точки (відповідно до порядку роботи циліндрів) випускні клапани відкривають за допомогою кулачкового механізму. Відпрацьоване повітря із робочих циліндрів видаляють протягом 80–120 градусів оберту колінчастого вала при переміщенні поршнів від нижньої мертвої точки до верхньої. При положенні поршнів в робочих циліндрах за 60–100 градусів оберту колінчастого вала до їх верхніх мертвих точок випускні клапани закривають, повітря, що залишилися в надпоршневих порожнинах робочих циліндрів протягом 60–100 градусів оберту колінчастого вала стискають. Таким чином, робочий цикл здійснюють в даному випадку в трьох циліндрах, один з яких компресорний, за один оберт колінчастого вала.

На режимах холостого ходу і часткових навантажень, які є визначальними для автомобільних двигунів, що працюють за міським циклом, температуру відпрацьованих газів підтримують не нижче температури навколишнього середовища шляхом зміни подачі палива в камеру згорання і тривалості відкриття впускного клапана.

Існуюча розрахункова модель дозволяє визначити показники двигуна з зовнішнім підводом теплоти при створенні його шляхом конвертації ДВЗ. Кінцевою метою розрахунку є побудова індикаторної діаграми, що представляє собою зміну тиску робочого тіла в надпоршневій порожнині протягом циклу. Це дозволяє оцінити техніко-економічні показники пневматичного двигуна з зовнішнім підводом теплоти і порівняти їх з показниками базового ДВЗ.

Література

1. Дьяченко В.Г. Двигатель внешнего сгорания – проблемы, перспективы / В.Г. Дьяченко, А.И. Воронков, О.Ю. Линьков, И.Н. Никитченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 113-120.
2. Воронков О.І. Розробка та дослідження нагрівача стиснутого повітря, що надходить до пневмодвигуна / О.І. Воронков, І.М. Нікітченко // 76 науково-технічна й науково-методична конференція університету. – 2012. – С. 9.
3. Абрамчук Ф.І. Стенд для випробування і дослідження пневмодвигунів / Ф.І. Абрамчук, О.І. Воронков, А.І. Харченко, С.С. Жилін, І.М. Нікітченко, В.С. Червяк // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. науч.-техн. журнал. – 2011.

Погорлецький Дмитро Сергійович, к.т.н. Херсонська державна морська академія, dimon150582@gmail.com.

Грицук Ігор Валерійович, д.т.н. проф. Херсонська державна морська академія, grytsuk_iv@ukr.net.

Худяков Ігор Валентинович, к.т.н. Херсонська державна морська академія, igor.khudiakov563@gmail.com.

Білай Антон Вікторович, Маріупольський будівельний фаховий коледж, директор, abelay1981@gmail.com.

ЦИКЛ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ДВИГУНОМ ПЕРЕОБЛАДНАНИМ ДЛЯ РОБОТИ НА ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ, ОСНАЩЕНОГО СИСТЕМОЮ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ НА ОСНОВІ ТЕПЛООВОГО АКУМУЛЯТОРА ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Для дослідження умов забезпечення теплової підготовки транспортного засобу (ТЗ) із двигуном, переобладнаним для роботи на газовому паливі, який оснащено системою теплової підготовки на основі теплового акумулятора фазового переходу в умовах експлуатації, було запропоновано та розроблено цикл теплової підготовки (рис.1) в режимах передпускового та післяпускового прогріву в умовах експлуатації.

Застосування системи теплової підготовки (СТП) за розробленими циклами дозволить скоротити час прогріву двигуна ТЗ до робочої температури, зменшити витрати рідкого та газового палива на прогрів та зменшити викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах.

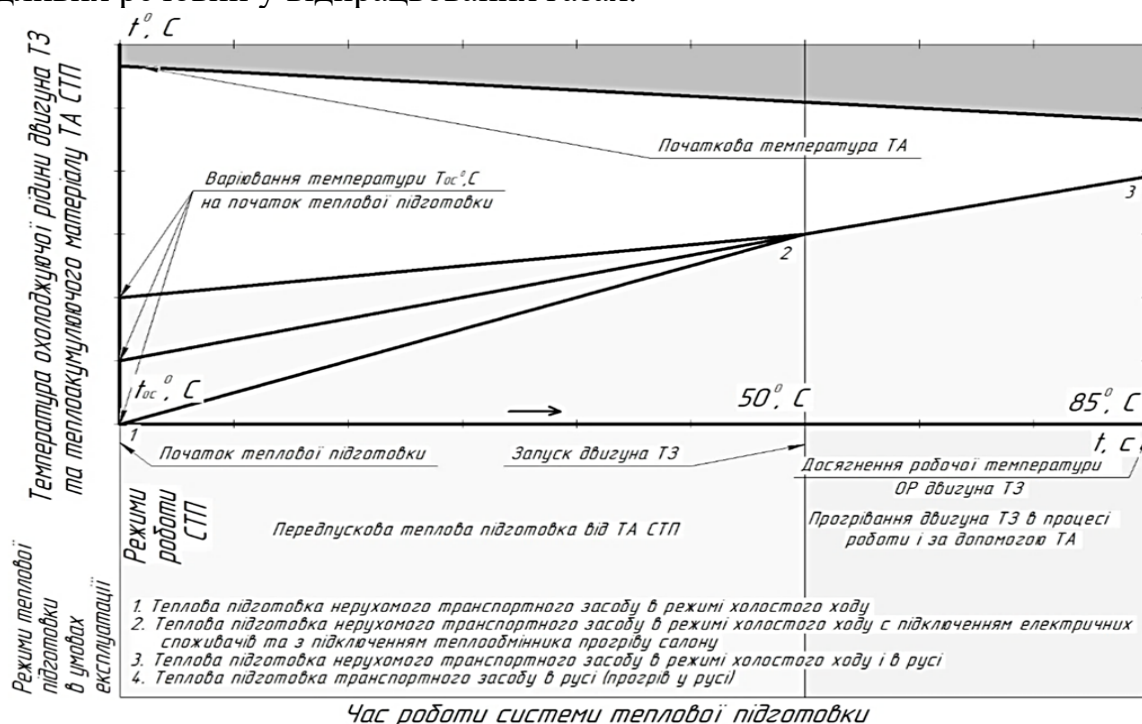


Рисунок 1 – Розроблений цикл теплової підготовки ТЗ з двигуном, переобладнаним для роботи на газовому паливі

Особливостями розробленого циклу забезпечення теплової підготовки транспортного двигуна в умовах експлуатації за допомогою СТП на основі теплового акумулятора фазового переходу є те, що в точці 1 температура оточуючого середовища (ОС) T_{oc} , а відповідно і температура охолоджувальної рідини може змінюватися у широкому діапазоні допустимих температур. Залежно від цього можуть варіюватися режими роботи теплового акумулятору (ТА) і, відповідно, теплоакумулювального матеріалу (ТАМ) та алгоритми роботи СТП залежно від варіантів режимів прогріву ТЗ [1-5].

Після пуску СТП в інтервалі точок 1...2 відбувається передпускова тепла підготовка системи охолодження двигуна ТЗ від теплового акумулятора фазового переходу (ТАФП). Тривалість цього етапу залежить від T_{oc} та конструкційних особливостей системи охолодження двигуна.

Точка 2 циклу відповідає температурі охолоджувальної рідини $+50^{\circ}\text{C}$. Саме за цієї температури (відповідно до завдань дисертації) відбувається запуск двигуна ТЗ після процесу теплової підготовки в умовах експлуатації. Саме за цієї температури можна запускати двигун, переходити на живлення газовим паливом і приймати навантаження. Вона може змінюватися залежно від технологічних завдань і рекомендацій виробника.

Під час теплової підготовки двигуна від T_{oc} до температури $+50^{\circ}\text{C}$ у точці 2 буде витрачено різну кількість накопиченої в ТАФП СТП теплової енергії. У зв'язку з цим робоча температура ТАМ буде відрізнятися від початкової залежно від кліматичних умов оточуючого середовища. Швидкість циркуляції охолоджувальної рідини в системі охолодження двигуна між точками 1...2, зважаючи на можливості СТП, має бути максимальною для можливостей ТАМ, але може змінюватися залежно від конструктивних особливостей ТА й будови системи охолодження, особливостей теплової підготовки та обраних режимів прогріву.

Після досягнення температури $+50^{\circ}\text{C}$ у системі охолодження (точка 2) відбувається запуск двигуна ТЗ. В інтервалі точок 2...3 відбувається тепла підготовка двигуна ТЗ від ТАФП СТП і теплової енергії згоряння палива у двигуні. Початкова температура охолоджувальної рідини в цьому інтервалі відповідає $+50^{\circ}\text{C}$ у точці 2, а у кінці інтервалу (точка 3) – робочій температурі системи охолодження двигуна ТЗ (не менше $+85^{\circ}\text{C}$) відповідно до рекомендацій виробника.

Протягом інтервалу між точками 2...3 відбувається подальше зниження температури ТАМ ТАФП пропорційно початковій температурі T_{oc} з підтриманням тривалості цього інтервалу для різних температур T_{oc} .

У точці 3 температура охолоджувальної рідини повинна становити $+85 \pm 5^{\circ}\text{C}$. Після досягнення такої температури відключається насос СТП та двигун працює від штатного насоса. Тривалість етапів передпускової теплової підготовки двигуна ТЗ від СТП на основі ТАФП у точках 1...3 залежить від обраного режиму та температури оточуючого середовища [1-5].

Висновок. Для формування основ організації передпускового і післяпускового прогріву двигуна і ТЗ до температури, що дозволяє здійснювати переключення на живлення газом паливом відразу після пуску і приймання навантаження і вибору режимів роботи СТП розроблено цикл теплової підготовки в умовах експлуатації (передпускового і післяпускового прогріву) транспортного двигуна, переобладнаного для роботи на газом паливі, оснащеного системою теплової підготовки на основі ТА фазового переходу. Застосування СТП за розробленим циклом дозволить скоротити час прогріву двигуна ТЗ до робочої температури та зменшити витрату рідкого та газом палива на прогрів і зменшити викиди шкідливих речовин у ВГ.

Література

1. 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, <https://doi.org/10.4271/2016-01-0204>.
2. Погорлецький Д.С. Особливості застосування систем теплової підготовки для полегшення пуску транспортних двигунів, працюючих на зрідженому газом паливі / Науковий вісник Херсонської державної морської академії № 2 (17), 2017. – 181-186 с. ISSN 2313-4763, Херсон.
3. Погорлецький Д.С. Структура вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газом палива, в умовах експлуатації засобами ITS / Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики : монографія / Blatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj та ін.; за наук. ред. проф. Грицука Ігоря. – Херсон : ХДМА, 2019. – 442 с. : іл., табл. (укр., рос., англ. мовами) ISBN 978-966-2245-53-0, Херсон, р. 383-394.
4. 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.
5. І.В. Грицук, Д.С. Погорлецький, Д.С. Адров, А.В. Білай. Особливості визначення витрати палива та викидів шкідливих речовин двигунів транспортних засобів, що працюють на газом паливі. Двигуни внутрішнього згорання // Науково-технічний журнал. Харків: НТУ "ХПІ". – 2021. – №1. С. 102.

Прохоренко Андрій Олексійович, д.т.н., проф. зав. кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ap.kharkiv@ukr.net, (057) 707-37-25

Грицюк Олександр Васильович, д.т.н., проф. кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dthkbd@ukr.net, (057) 707-37-25

Кузьменко Анатолій Петрович, к.т.н., доц. кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kuzmatolja@gmail.com, (057) 707-37-25

Бубир Михайло Володимирович студент автомобільного факультету гр. АД-61-20, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 12fasha21@gmail.com, (097) 950-17-06

ВИБІР ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЇ ТА РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ УНІФІКОВАНОГО РЯДУ МАЛОЛІТРАЖНИХ ДИЗЕЛІВ

На сьогоднішній день машинобудівна галузь України у цілому, та двигунобудування як її складова частина, перебувають у складному становищі. В першу чергу це пов'язано з відсутністю достатнього фінансування вказаної галузі, що за останні роки призвело до дефіциту вітчизняних двигунів які використовуються в народному господарстві та військовій техніці.

Незважаючи на вищевказані труднощі, на протязі 20-ти років ХХІ сторіччя Харківська школа двигунобудування придбала безцінний досвід науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт щодо створення високообертових малолітражних дизелів серій 4ДТНА, ДА10, та ХАДІ-100 і цілком підготовлена до стартапівського проекту формування єдиного уніфікованого потужнісного ряду вітчизняних дизелів першочергової потреби в діапазоні 25-150 кВт на принципово новій платформі. Саме цей досвід та 20-ти річні досягнення вищезазначеної школи дозволяють сьогодні базувати новий уніфікований ряд вітчизняних двигунів транспортних засобів не на прототипах та ліцензійних фундаментах, а взяти за основу виключно власні базові напрацювання, які вже у світовому плані підтвердили свою доцільність та практичну цінність.

В роботі вибрано та обґрунтовано основні параметри конструкції та робочих процесів для уніфікованого потужнісного ряду малолітражних дизелів. В результаті були обґрунтовані наступні параметри:

- тип дизеля – чотиритактний;
- кількість циліндрів – від 2-х до 6-ти;
- розташування циліндрів – рядне (R);
- літраж дизеля – робочий об'єм одного циліндра 0,5 л.
- відношення S/D – короткохідний з відношенням ходу поршня до діаметру циліндра 0,93.
- Діаметр циліндру 88 мм;

- Хід поршня 82 мм;
- Частота обертання колінчастого валу 800-4500 хв⁻¹.

В роботі досить велику увагу присвячено обґрунтуванню короткохідності майбутнього потужнісного ряду дизелів, адже цей параметр визначає граничні значення частоти обертання, що в свою чергу впливає на особливості конструкцій, параметри робочих процесів, моторесурс двигуна та, у підсумку, його технічні характеристики [1-4].

Задаючись вихідними параметрами майбутніх конструкцій було визначено основні показники всіх представників потужнісного ряду перспективних дизелів. Для цього вперше було використано поєднання сучасних програмних засобів, а саме програмного комплексу Simcenter Amesim версії 2019 року фірми Siemens [5], Approximation_LSM [6] та програми WP.exe [7]. Розрахунок дозволив сформувати таблицю основних параметрів майбутнього потужнісного ряду малолітражних дизелів. (табл. 1)

Таблиця 1- Пропозиція основних технічних характеристик дизелів

№ з/п	Найменування показника та параметру	Дизелі потужнісного ряду														
		2Ч 8,8/8,2		3Ч 8,8/8,2		3ЧН 8,8/8,2		4Ч 8,8/8,2		4ЧН 8,8/8,2		6ЧН8,8/8,2				
1	Позначення дизеля															
2	Частота обертання КВ при номінальній потужності, хв ⁻¹	3000	3600	2200	3000	2200	3000	3600	3000	3600	3000	3600	4400	3000	3600	4400
3	Кількість циліндрів	2	2	3	3	3	3	3	4	4	4	4	4	6	6	6
4	Наявність наддуву	б/н	б/н	б/н	б/н	н	н	н	б/н	б/н	н	н	н	н	н	н
5	Кількість клапанів на циліндр	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	4	2	2	4
6	Номінальна потужність, кВт	17,5	21	20	26,5	37,5	52	63	35	42	70	84	102,5	105	126	154
7	Максимальний крутний момент, Н·м	65	65	90	90	190	170	170	135	130	245	250	260	365	380	400
8	Частота обертання КВ при максимальному крутному моменті, хв ⁻¹	1800	2000	1500	1800	1500	1800	2000	1800	2000	1800	2000	2000	1800	2000	2000

В роботі було також розглянуто можливість застосування двох- та чотирьох- клапанних головок циліндрів. Для порівняння та оцінки ефективності запропонованих схем організації газообміну на різних частотних режимах були знайдені відношення максимальних P_e чотириклапанної та двоклапанної схем та побудовано наступний графік який дозволяє відзначити різке збільшення ефективності застосування чотириклапанної головки циліндрів, починаючи з частоти обертання колінчастого валу 3600 хв⁻¹ та вище. (рис. 1). А це свідчить про те що більш складні та більш дорогі ГБЦ з чотирма клапанами доцільно застосовувати на форсованих конструкціях в яких робочі діапазони частоти

обертання КВ постійно знаходяться вище 3600 хв^{-1} .

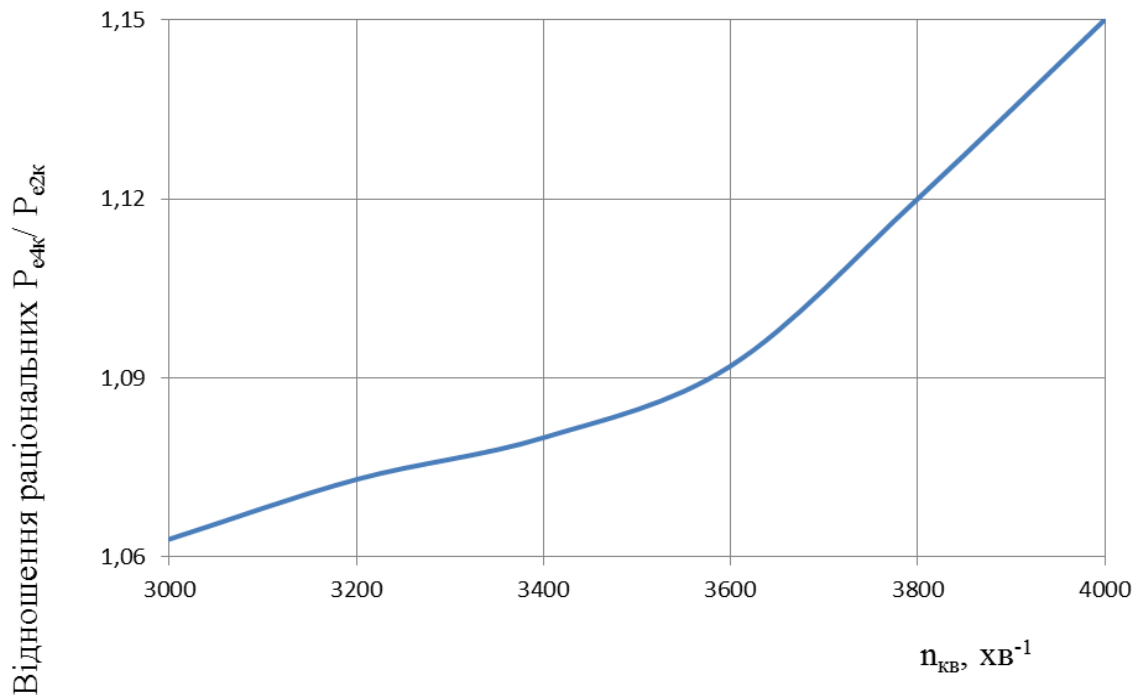


Рисунок 1 – Ефективність застосування чотириклапанної головки циліндрів при різних частотних режимах навантаження дизеля

Для запропонованого уніфікованого потужнісного ряду дизелів виконано розрахунок основних параметрів паливободачі, а також вибір та обґрунтування конструктивних параметрів паливної апаратури за методикою наведеною в [8]. 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.

Крім того проаналізовано можливість застосування сучасних схем систем наддуву високооберткових дизелів для запропонованого потужнісного ряду. На основі отриманої залежності діапазонів номінальної потужності дизелів уніфікованого потужнісного ряду від параметрів наддуву доведено, що завдяки варіюванню значення тиску наддуву в межах 0,16...0,28 МПа можна досягти корекції потрібної для технічних характеристик конкретного транспортного засобу номінальної потужності не змінюючи інших конструктивних параметрів двигуна, як то – частоти обертання, числа та розміру циліндрів тощо.

Розроблено теоретичні основи створення математичної моделі та визначено умови проведення експериментального дослідження пускових процесів малолітражних дизелів які мають за мету подальше чисельне дослідження для оптимізації параметрів системи пуску, уточнення характеристик її складових частин (раціональна вольт-амперна характеристика

АКБ, максимальна довжина та мінімальний поперечний перетин електричних дротів живлення стартеру, параметри свічок розжарювання) та формуванні алгоритмів керування процесом.

Отже проведені дослідження дали змогу виконати вибір і обґрунтування параметрів конструктивної бази для формування уніфікованого потужнісного ряду високообертового малолітражного дизеля багатоцільового призначення. Розроблена пропозиція основних технічних характеристик дизелів уніфікованого потужнісного ряду та визначені технічні обґрунтування для комплектації дизелів в залежності від потреб замовника.

Література

1. Дяченко В.Г. Теорія двигунів внутрішнього згоряння. Підручник для студентів вищих навчальних закладів / В.Г. Дяченко ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2009. – 500 с.

2. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченка та А.Ф. Шеховцова. – Х.: "Прапор", 2004. – 384 с.

3. Грицюк О.В. Теоретичні основи та практичні методи створення високообертового малолітражного дизеля багатоцільового призначення малолітражного дизеля : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.03 "Двигуни та енергетичні установки" / Грицюк Олександр Васильович ; НТУ «ХП». – Харків, 2010. – 39 с.

4. Брилинг Н.Р. Теория короткоходового дизеля / Н.Р. Брилинг // Труды лаборатории двигателей АН СССР. – М.: АН СССР, 1957. – Вып. III. –С.9-39.

5. Компания Siemens. // Офіційний сайт. – 2019 р. – Режим доступу до сайту:

<https://www.plm.automation.siemens.com/global/ru/products/simcenter/simcenter-amesim.html>

6. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №94461 Україна. Комп'ютерна програма «Approximation_LSM» / Д.В. Левченко, О.В. Грицюк, А.О. Прохоренко (Україна); авторські майнові права належать: Левченко Д.В., Грицюк О.В., Прохоренко А.О., ХНАДУ; заявл. 08.11.2019; дата реєстрації 04.12.2019.

7. Прохоренко А.А. Методические указания для выполнения дипломных проектов и выпускных квалификационных работ бакалавров «Расчёт рабочего процесса четырёхтактного дизеля с помощью ЭВМ» / А.А.Прохоренко. – Харків: НТУ «ХП», 2002. – 20 с.

8. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион - Автодата, 2004. – 344 с.

Прохоренко Андрій Олексійович, д.т.н., проф., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Ріпка Микита Сергійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ РОСЛИННОГО ПАЛИВА У ЦИЛІНДРІ ДИЗЕЛЯ

Жорсткі сучасні вимоги до екологічних показників двигунів, а також виснаження родовищ нафти і зростання цін на нафтопродукти змушують до пошуку альтернативних палив для ДВЗ. До альтернативних відносять палива, які не є продуктами переробки нафти і традиційні нафтові палива, модифіковані різними добавками. В роботі, в якості об'єкта досліджень використано паливо, що містить різний відсоток ріпакової олії в суміші з дизельним паливом.

Для дослідження застосовано енерго-ексергетичний метод, який дозволив провести якісний аналіз процесу підведення теплоти в дійсному робочому циклі дизеля, оцінити рівень працездатної частини підведеної теплоти, виявити резерви підвищення тепловикористання при застосуванні палив різного складу.

Цей (енерго-ексергетичний) метод аналізу має широке визнання – він дозволяє провести якісний аналіз енергетичних потоків в циліндрі двигуна, оцінити рівень втрат ексергії в процесі згоряння на різних режимах роботи двигуна, а значить, виявити резерви збільшення тепловикористання [1–4].

У даній роботі була вирішена задача енерго-ексергетичного аналізу дійсного робочого циклу дизеля на основі обробки індикаторних діаграм, отриманих експериментальним шляхом, для визначення відносної кількості ексергії і анергії в теплоті, що виділилася при згорянні палива різного складу.

Методика енерго-ексергетичного методу аналізу наведена в роботі [5].

Основні положення цієї методики такі:

1. Відносна кількість ексергії робочого тіла і максимальний ККД визначаються різницею між відносною кількістю теплоти, яка виділяється при згорянні палива і відносною кількістю анергії робочого тіла в циліндрі двигуна

$$x_e = \eta_{\max} = x - x_a.$$

2. Для спрощення розрахунків, в силу малості величини, можна прийняти елементарне припущення кількості анергії робочого тіла внаслідок масообміну $\delta A_M = 0$. При цьому похибка обчислення не перевищує 1,5% від методики, де $\delta A_M \neq 0$.

Результати стендових випробувань двигуна при використанні в ньому різних палив наведені у вигляді основних параметрів його роботи на

досліджуваних режимах представлені в табл. 1.

Приклад індикаторних діаграм, необхідних для виконання енерго-ексергетичного аналізу процесу підведення теплоти в дійсному циклі представлений на рис. 1.

Таблиця 1 - Основні результати випробувань двигуна

Вид палива	n хв-1	Ne кВт	G _B кг/г	G _T кг/г	η_{max}
ДП	2000	118,3	812,8	26,0	0,812
	2000	106,4	761,7	23,0	0,804
	2000	88,6	719,9	19,9	0,798
	2000	59,3	622,4	14,1	0,782
	2000	29,5	566,7	8,3	0,752
75%ДП+25%РО	2000	106,6	761,7	24,0	0,804
50%ДП+50%РО	2000	113,9	790,5	27,3	0,813
	2000	106,8	758,5	24,9	0,806
	2000	88,8	724,6	20,8	0,794
	2000	60,1	631,7	14,7	0,775
25%ДП+75%РО	2000	106,5	766,4	26,6	0,808
ЕЕРО	2000	111,0	780,3	29,0	0,811
	2000	106,4	775,7	27,6	0,807
	2000	88,6	715,3	23,5	0,797
	2000	59,3	627,0	16,3	0,777

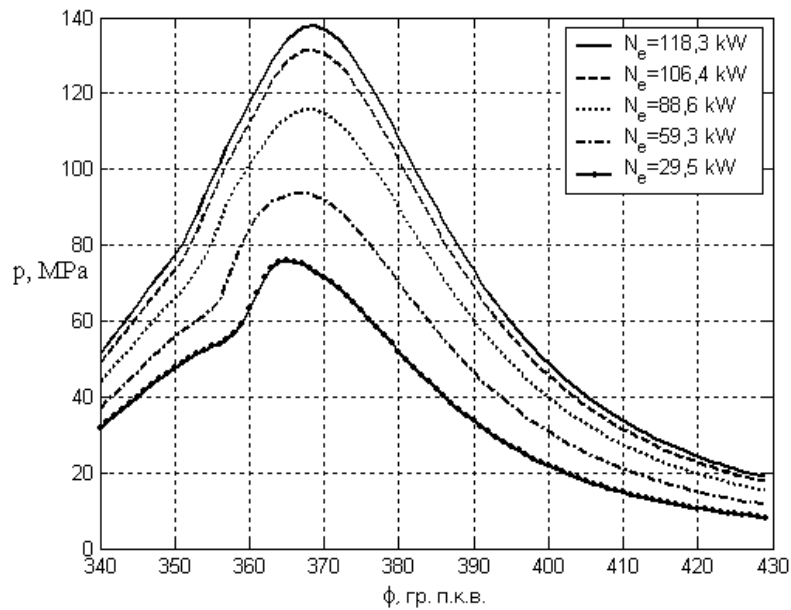


Рисунок 1 – Індикаторні діаграми дизельного палива. Навантажувальна характеристика при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

Результати обробки індикаторних діаграм, виконаної за загальновідомою методикою у вигляді диференціальних законів згоряння палива показані на рис. 2.

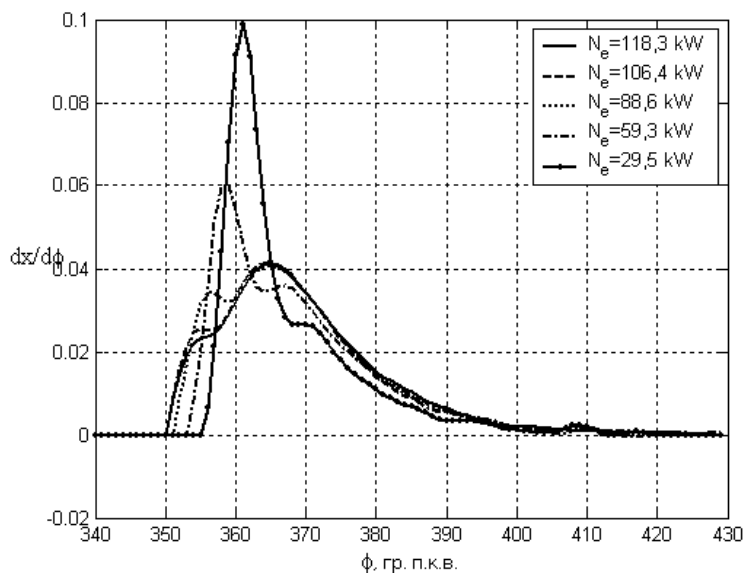


Рисунок 2 – Закони згоряння дизельного палива. Навантажувальна характеристика при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

Нижче наведені результати енерго-ексергетичного аналізу отриманих процесів згоряння (підведення теплоти в дійсному циклі), виконаного з використанням описаної вище методики.

Аналіз впливу навантаження на двигун

Значення отриманого максимального ККД циклу η_{max} для кожного режиму наведене в табл. 1.

На рис. 3 представлена зміна значення максимального ККД циклу η_{max} від відносної потужності $\check{N}_e = N_e / N_{e_{max}}$ двигуна. Як видно, при збільшенні \check{N}_e – η_{max} теж збільшується, причому, залежність носить лінійний характер. Це пояснюється підвищенням тиску, а значить і температури в процесі підведення теплоти в циліндрі.

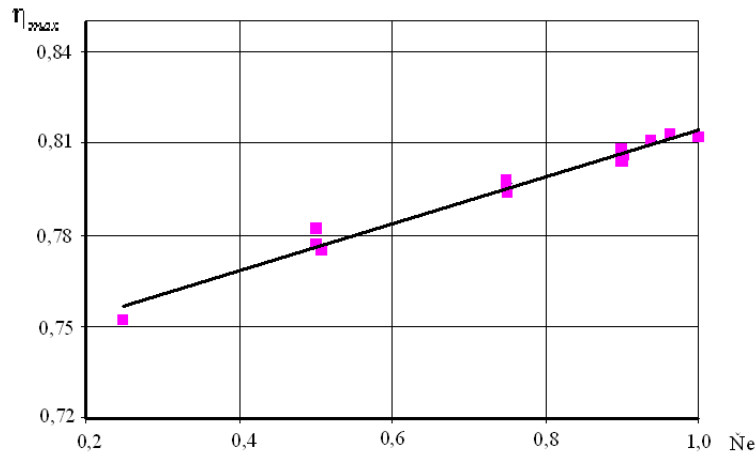


Рисунок 3 – Зміна максимального ККД дизеля за навантажувальною характеристикою

Аналіз впливу складу палива

Результати аналізу показали, що зміна частки ексергії робочого тіла практично не залежить від складу палива. Це пояснюється тим, що максимальна температура робочого тіла в циклі, а значить температура в процесі підведення теплоти, при переході на паливо відмінного від дизельного складу значно не змінюється. Отже, не змінюється й максимальний ККД циклу, що проілюстровано на рис. 4.

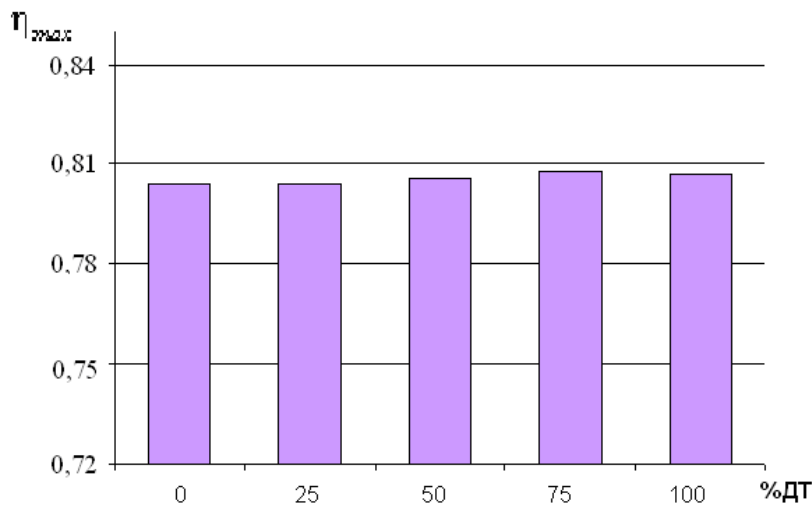


Рисунок 4 – Залежність максимального ККД циклу від складу палива

Висновки

1. Величина максимального ККД циклу η_{max} визначає межу значень ефективного ККД η_e двигуна. Очевидно, що ця межа, може бути досягнута удосконаленням конструкції двигуна й підвищенням ефективності робочого процесу за рахунок тепловикористання.
2. При зниженні навантаження значення максимального ККД циклу η_{max} зменшується. Це зв'язано зі зниженням величини T_{max} через меншу циклову подачу палива, а значить більшого коефіцієнта надлишку повітря α . Отже, ефективність теплопідведення залежить від якості робочої суміші. Необхідно реалізовувати робочий процес із тепловиділенням при максимально можливій для даного двигуна температурі.
3. На різних режимах роботи значення η_{max} лежить у межах 0,74...0,82. Ця величина визначає межу значень ефективного ККД η_e двигуна. Ця межа може бути досягнута удосконаленням конструкції двигуна й підвищенням ефективності робочого процесу за рахунок тепловикористання.
4. При використанні палива різного состава, значення η_{max} лежить у межах 0,79...0,80. Це підтверджує, що відносна кількість працездатної теплоти, що виділилася при згорянні палива, не залежить від типу альтернативного або сумішевого палива.

Література

1. Шокотов Н.К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. Ун-те, 1980. – 120 с.
2. Шокотов Н.К. Механизм возникновения потерь работоспособности в цилиндре дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 1977. – №26. – С. 18-23.
3. Шокотов Н.К. Оптимальная степень сжатия и потери эксергии на участке горения в дизеле с наддувом // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, 1977. – №26. – С.23-29.
4. Шокотов Н. К., Марченко А. П. Эксергия и закон подвода теплоты // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ «ХПИ», 1993. – №53. – С.3-10.
5. Прохоренко А.А., Кувика М.Н. Энерго – эксергитический анализ действительного рабочего цикла дизеля // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 1997 – С.157-165.

Ричок Сергій Олексійович, аспірант Національного транспортного університету, провідний інженер ДП “ДержавтотрансНДІпроект”, srychok@insta.org.ua

ВПЛИВ СПОСОБУ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ПРИ КОМБІНОВАНОМУ РЕГУЛЮВАННІ ПОТУЖНОСТІ

Відомо, що основними режимами роботи автомобільних двигунів в умовах експлуатації є часткові навантаження, швидкісні режими та холостий хід. В цих режимах значення паливної економічності автомобільних двигунів, зокрема двигунів з іскровим запалюванням, не дуже високі. Основними причинами погіршення паливної економічності є збільшення насосних втрат та відносної долі втрат на тертя, погіршення процесу сумішоутворення і згорання.

Одним з відомих методів зменшення впливу цих причин є комбінований метод регулювання потужності, а саме відключення групи циліндрів в режимах малих навантажень і холостого ходу з подальшими дроселюванням працюючих циліндрів та дроселюванням всіх циліндрів в режимах середніх і повних навантажень. Ефективність цього методу залежить від способу відключення групи циліндрів і процесів, що протікають у відключених циліндрах.

В доповіді будуть висвітлені питання щодо впливу способу відключення циліндрів на паливну економічність двигуна з іскровим запалюванням при комбінованому регулюванні потужності.

Швець Ігор Анатолійович, старший викладач кафедри енергетичного машинобудування Первомайської філії Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна, igor.shvets@nuos.edu.ua

Іванюк Ярослав Володимирович, студент групи 54-ЕМ-19з Первомайської філії Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова м. Первомайськ, Україна, yaroslavvladimirovich27@gmail.com

Іващенко Олександр Іванович, студент групи 54-ЕМ-19з Первомайської філії Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова м. Первомайськ, Україна, sanj235820@gmail.com

СИСТЕМА ДЕСКРЕТНОГО ДОЗУВАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА ДЛЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ВИСОКООБЕРТОВОГО ДВИГУНА

В даний час, головною проблемою при організації подачі палива з регулюванням його кількості в ДВЗ є те, що необхідно забезпечити потрібну подачу газового палива за короткочасний період (час відкриття і закриття клапана становить менше однієї мілісекунди) в досить великій кількості, з

використанням засобів дозування, що мають достатньо мінімальну інерційність рухомих мас і легкість управління електронного регулятора.

Для вирішення зазначеної проблеми пропонується система подачі, що реалізує дискретний спосіб подачі та дозування газового палива. Суть запропонованого способу полягає у витісненні газу під тиском з паливного балона по паливопроводу в усмоктувальний тракт через випарник-теплообмінник з регулюванням кількості газу. Регулювання кількості палива здійснює адаптоване поєднання паралельно розташованих форсунок на ділянці розгалуженого паливопроводу. Вони здійснюють подачу палива із заданою точністю, за рахунок реалізації принципу дискретного дозування. Кожне окреме дискретне дозування палива управляється електронним регулятором, в залежності від поданих на нього сигналів датчика частоти обертання, а також параметрів тиску і температури у всмоктуючому тракті і датчика тиску на вході дозуючих засобів і датчика температури на їх виході.

Завдання яке вирішується встановленням такої системи подачі газового палива, є підвищення швидкодії дозуючих засобів і точності дозування подачі палива в ДВЗ за рахунок використання варіантів їх одночасної роботи з мінімально допустимою інерційністю рухомих мас.

Дане завдання вирішується тим, що спосіб запропонований подачі газоподібного палива в двигун внутрішнього згоряння, обумовлений наступними особливостями:

- регулюванням кількості палива, що подається в усмоктувальний тракт;
- адаптованим поєднанням з безлічі паралельно розташованих на ділянці розгалуженого паливопроводу форсунок дискретного дозування з наперед заданою точністю подачі газового палива;
- наявністю кожного окремого дискретного дозування палива завдяки електронного регулятору, який формує керуючий сигнал в залежності від електричних сигналів, що подає на нього датчик частоти обертання колінчастого вала двигуна, а також датчики параметрів тиску і температури у всмоктувальному тракті і датчик тиску на вході дозуючих засобів і датчик температури на їх виході.

Величина подачі газового палива дискретним способом формується на основі витрати через переріз наперед заданої площі прохідного отвору форсунок. Для всіх форсунок величини площ прохідного отвору змінюються згідно наперед заданого встановленого ряду чисел. Величина цієї площі може бути визначена з формули:

$$f_i = \frac{f_{\text{заг}}}{n_i} \cdot \psi$$

де f_i – прохідний перетин окремого кошти дозування;

$f_{\text{заг}}$ – сумарне значення всіх дискретних засобів дозування;

n_i – кількість дискретних засобів дозування;

ψ – коефіцієнт, що виражає ряд чисел, сума яких становить кількість сполучень (комбінацій) дискретне засобів дозування;

Таким чином окреме дискретне дозування палива для заданого режиму роботи двигуна вибирають з умови наперед заданої точності пропускної здатності засобів дозування. Завдяки цьому запропонований спосіб подачі палива в ДВЗ, забезпечує умови для підвищення точності дозування палива і його швидкодії через засоби дозування.

Додатковою перевагою запропонованого способу подачі палива є використання електронного регулятора, за допомогою якого забезпечується умова варіювання ступеня плавності зміни витрати палива з урахуванням частоти обертання колінчастого валу двигуна, параметрів тиску і температура у всмоктувальному тракті, та параметрів тиску на вході форсунки і температури на виході. Можливість варіантів поєднання безлічі дозуючих засобів, створює зручність переходу від максимальної до мінімальної витрати палива з наперед заданою точністю.

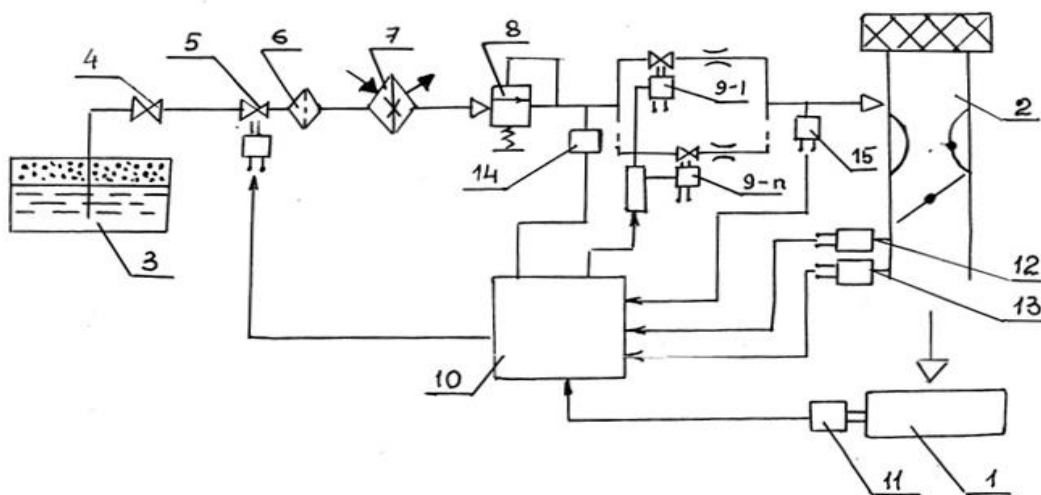


Рисунок 1 – Пропонована система дозування газового палива.

На приведеній на рисунку схемі подачі газоподібного палива показано, що в двигун внутрішнього згоряння зображеного як двигун 1, зі всмоктувального тракту 2 подається газоподібний паливо з паливного балона 3, проходячи через вентиль 4, електромагнітний клапан 5, та фільтр 6. Паливо після цього потрапляє в теплообмінник-випарник 7, та регулятор тиску 8 і далі рухається по розгалуженому паливопроводу. На кожному відгалуженні паливопроводу встановлені електромагнітні клапани, що позначені на схемі під позиціями 9-1, 9-2, 9-3, та 9-н із загальною чисельністю, що дорівнює числу відгалужень паливопроводу.

Керування витратою палива здійснюється завдяки електронному регулятору 10, до якого надходять електричні сигнали від датчика числа обертів колінчастого вала двигуна 11, датчика тиску у всмоктувальному тракті 12, датчика температури в згаданому тракті 13, а також датчика вихідного тиску палива з регулятора 14 і датчика температури на виході з дозуючих засобів 15. Вихідний командний сигнал з електронного регулятора витрати палива після обробки інформації згаданих датчиків надходять до дозуючих засобів, виконаних у вигляді електромагнітних клапанів.

В нашому випадку пропонується для реалізації зазначеного дискретного способу подачі газового палива, розділити номінальну циклову порцію палива на подачу через чотири дозуючі форсунки. Таким чином регулювання поточної витрати палива за допомогою чотирьох електромагнітних клапанів, в залежності від режим навантаження двигуна буде здійснюватись відповідним поєднанням їх спільної подачі.

Кількість сполучень (комбінації) дозуючі засобу встановлюється з рівняння:

$$N_i = 2^{n-1},$$

де N_i – кількість поєднань дозуючих засобів,
 n – кількість дозуючих засобів.

При сумарній площі прохідного одночасно працюючих дозуючих засобів $f_{\text{заг}}$ забезпечує режим максимальної витрати палива для роботи двигуна на режимі номінальної потужності, а кожне дискретне дозування $f_{\text{дискр}}$ забезпечує роботу кожного поточного режиму навантаження.

При розгалуженні трубопроводу на чотири потоки сума можливих дискретних сполучень дозуючих засобів складе 1 2 4 8 що відповідає залежності 2^{n-1} .

Електричні сигнали датчиків, формують алгоритм роботи електронного регулятора, з наступним вироблення командного сигналу, що визначає величину необхідного прохідного перетину в форсунках, в залежності від режиму роботи двигуна.

Представлений спосіб подачі палива в ДВЗ реалізує принцип дроблення загального потоку палива на частини, з можливою максимальною точністю дозування і використання електромагнітних клапанів з мінімальною інерційністю рухомих елементів.

Такий прийом в пропонованому технічному рішенні зумовив використання електронного регулятора з можливістю безперешкодного реагування вищезгаданих пристроїв дозування під час процесу паливоподачі, а також забезпечив можливість поєднання в достатній комбінації одночасної дії електромагнітних клапанів для забезпечення необхідного оптимального прохідного перетину пристроїв дозування.

Таким чином, досягнута умова для досягнення швидкодії окремого дозувального пристрою, а також точність дозування при обмеженій тривалості процесу подачі палива. Пропоноване технічне рішення зумовило також подальший розвиток основної тенденції застосування електронних систем управління і елементів систем в розширенні кількості функцій управління.

Електронний регулятор поряд з функцією відстеження частоти такту подачі палива в усмоктувальний тракт в залежності від режиму роботи двигуна і параметрів тиску і температури здійснює додаткову функцію, а саме поєднує дії дозуючих засобів для забезпечення оптимального прохідного перетину в форсунках.

Література

1. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общ. Ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.:Машиностроение, 1985.-456 с., ил.
2. Беспалько, П.П. Электронные системы впрыска автомобильных двигателей : практикум / П.П. Беспалько, А.В. Брусенков, А.В. Милованов. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 96 с. – 150 экз. – ISBN 978-5-8265-0869-5.
3. <https://patentdb.ru/patent/2464439>
4. <https://poleznayamodel.ru/model/4/49128.html>

Авершин Андрій Геннадійович, к.т.н., асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, avershin.andrey@gmail.com

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЯ ПІД ЧАС ОБГОНУ

Вступ

Найважливішими елементами при маневрах обгону є різкі зміни аеродинамічних коефіцієнтів (бічної сили та моменту похитування), оскільки транспортні засоби знаходяться близько один до одного. Найчастіше ці відхилення можна порівняти з раптовими змінами дорожніх умов та призвести до втрати керування водієм. Аеродинамічні явища, пов'язані з маневрами можуть бути подібними до явищ, що діють на транспортний засіб, під час подолання перешкоди (раптова зміна швидкості вітру), і можуть бути пов'язані з транспортним засобом під боковими поривами вітру.

Тому вдосконалювання аеродинамічних характеристик транспортних засобів, відпрацювання методів математичного моделювання аеродинамічних характеристик є актуальним завданням і визначає напрямок дослідження

Основна частина

Чисельне моделювання [1,3] стаціонарного та нестаціонарного обтікання виконане за допомогою програмного комплексу OpenFOAM [40]. Розрахункова область будувалася за принципом аеродинамічної труби. Твердотільна модель занурена в розрахункову область із розмірами $L \times H \times W = 10l \times 5l \times 5l$ (рис. 1) де

l - довжина автомобіля. Розрахункова область описувалася тетрадральною сіткою потужністю близько 10 млн. вузлів зі згущеннями поблизу твердих поверхонь для опису прикордонного шару.

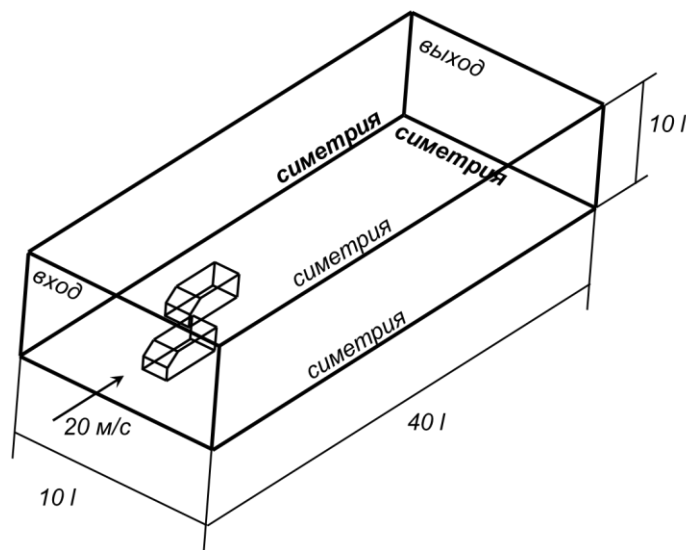


Рисунок 1 – Схема розрахункової області навколо автомобілів

Інтегрування повних осереднених рівнянь Нав'є-Стокса здійснювалося різницевою схемою 2-го порядку точності на основі *TVD* апроксимації при замиканні *SST* моделлю турбулентності у формулюванні *k-ε*. Для опису в'язких ефектів у прикордонному шарі на деяких елементах конструкцій використовувалися пристінні функції, при цьому мінімальне значення змінної погранслою вибиралося за умови $Y^+ < 5$. Поза розрахунковою областю передбачався незбурений потік.

Атмосферне середовище описувалося моделлю ідеального газу. У чисельних експериментах використовувалися наступні граничні умови: швидкість потоку, що набігає, повітря направлялася уздовж поздовжньої осі автомобіля, становила 20 м/с і збігалася зі швидкістю дорожнього полотна; на видаленні задавався тиск P_∞ стандартної атмосфери [4].

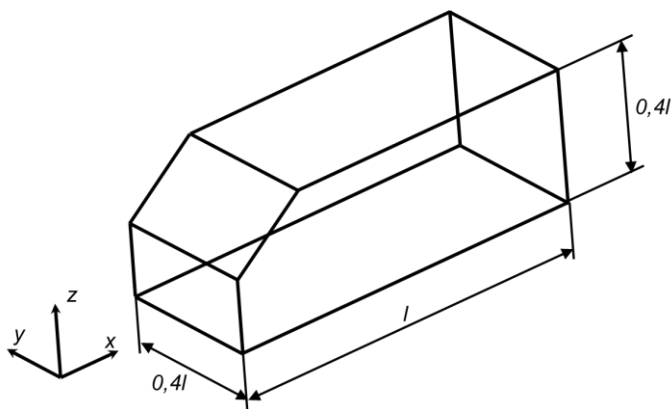


Рисунок 2 – Тривимірна модель

Транспортний засіб Рис. 2 являє собою «мінівен» з зазначеними на рисунку відносними розмірами.

Питання обгону одного транспортного засобу іншим вирішувалось як відносний рух одного транспортного засобу відносно нерухомого іншого транспортного засобу, які обдувалися зустрічним потоком повітря (Рис.3) [5,6].

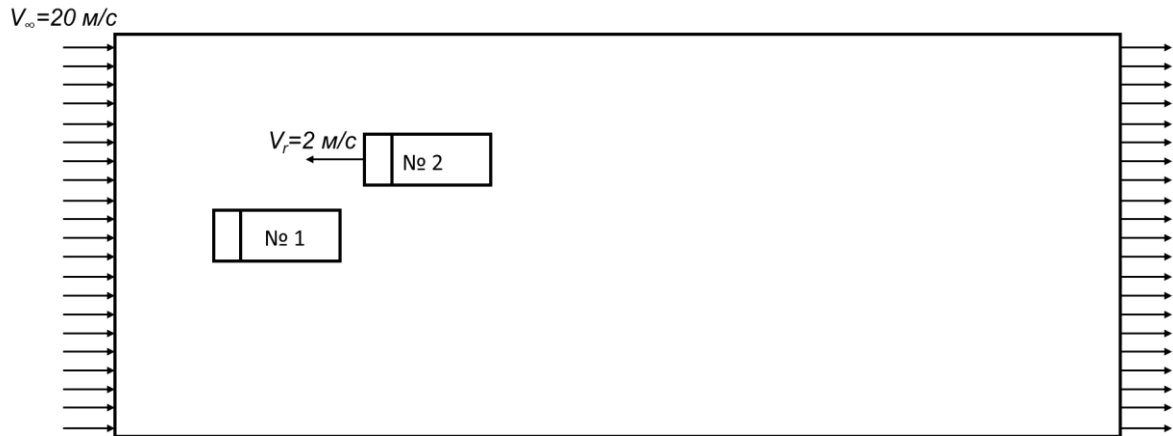


Рисунок 3 – Постановка задачі

Дослідження аеродинамічних характеристик транспортних засобі під час обгону одного транспортного засобу іншим

Результати нестационарного розрахунку представлено на рисунках 4 – 7.

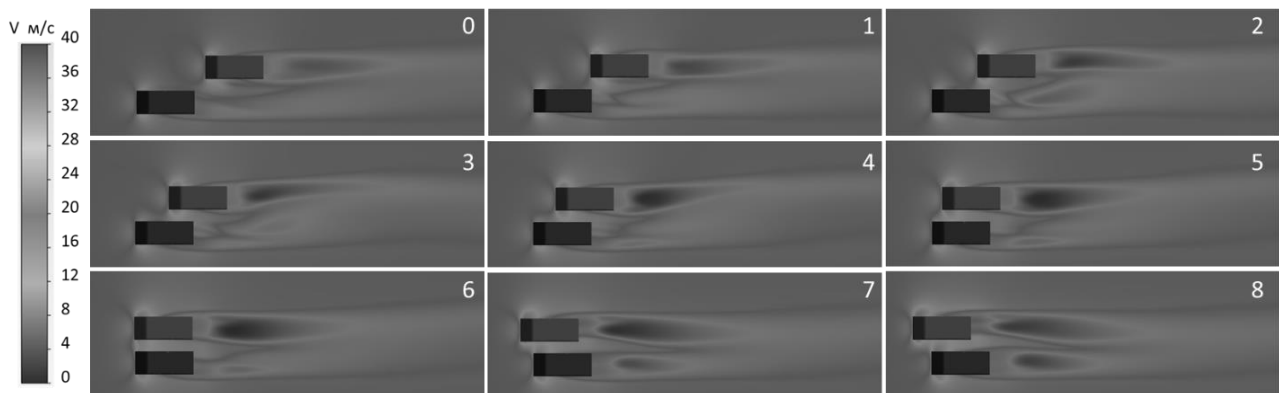


Рисунок 4 Поля швидкостей навколо транспортних засобів (0-8м)

Аналіз нестационарного розрахунку дає нам уявлення про аеродинамічну взаємодію двох транспортних засобів. Завдяки чому можна оцінити вплив аеродинамічних сил, що діють на транспортні засобі під час обгону. Уявлення про цей вплив дозволяє проектувати інтелектуальні системи керування транспортних засобів.

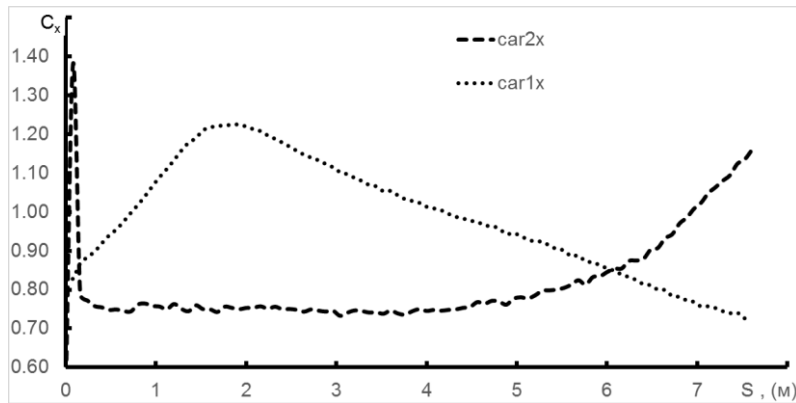


Рисунок 2.13 Коефіцієнт аеродинамічного опору транспортних засобів

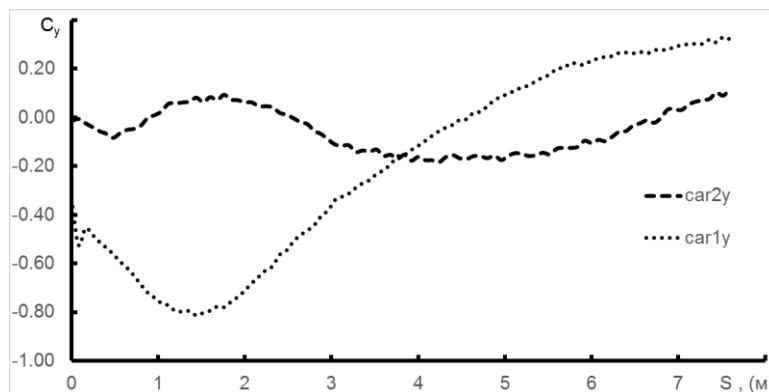


Рисунок 2.14 Коефіцієнт бічного опору транспортних засобів

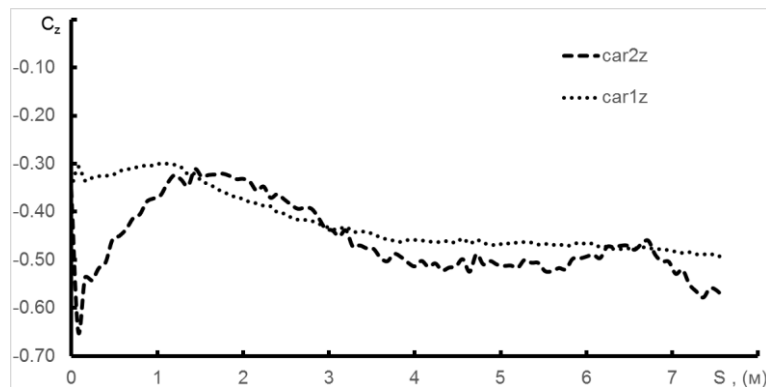


Рисунок 2.15 Коефіцієнт підіймальної сили транспортних засобів

Висновки

1. Сформульовано задачу щодо чисельного моделювання течії навколо транспортних засобів; розроблено методику чисельного експерименту по моделюванню зовнішніх потоків навколо транспортних засобів в нестационарній постановці.

2. Дослідження обтікання транспортних засобів під час обгону дозволило обчислити аеродинамічні сили.

3. Встановлено залежності аеродинамічних сил від їх взаємного положення транспортних засобів

Література

1. Аэродинамика автомобиля / под ред. В.Г. Гухо. – М.: Машиностроение, –1987. – 420 с.
2. Михайловский Е.В. Аэродинамика автомобиля [Текст] / Е.В. Михайловский. – М.: Машиностроение, 1973. – 224 с.
3. Рабинович Э.Х. Определение сопротивлений движению автомобиля методом однократного выбега / Рабинович Э.Х., Кемалов З.Э., Соновый А.В // Автомобильный транспорт : Сб. науч. Трудов - Харьков: ХНАДУ, 2008 - Вып. 22. - С. 46-48
4. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля [текст]/ Б.С Фалькевич М.: Машиностроение. – 1963. – с.239
5. Gopalarathnam A. Design of High Lift Airfoils For Low Aspect Ratio Wings With Endplates [Текст] / A. Gopalarathnam, M.S. Selig, F. Hsu, // AIAA 15th Applied Aerodynamics Conference. AIAA Paper 97-2232, Atlanta, GA, June 1997.
6. Katz Joseph. Race Car Aerodynamics: Designing for Speed [текст] / Joseph Katz. – 1995. – 224p. – ISBN 0-8376-0142-8.

Альошин Г.В., д.т.н., проф., Українська державна академія залізничного транспорту, м. Харків

Коломійцев О.В., д.т.н., проф., Заслужений винахідник України

Лисиця А.О., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків

ГОЛОВНІ ПЕРЕВАГИ СЕПАРАБЕЛЬНОГО ПРОГРАМУВАННЯ ДЛЯ БАГАТОМІРНИХ ЗАДАЧ

Питанням вибору ефективного методу розв'язання задач математичного програмування у математиці присвячені численні публікації.

В доповіді проведено аналіз існуючих методів, які класифікуються за формами виразів цільової функції та функцій зв'язку:

- методи прямого пошуку – дихотомія, за числами Фібоначчі та ін.;
- методи лінійного програмування – сімплекс-метод;
- метод обернення матриці коефіцієнтів та ін.;
- нелінійні методи – опукле програмування;
- градієнтні методи першого і другого порядків і тощо.

За результатами проведеного аналізу встановлено, що за даними методами у результаті обробки статистики, при отриманні ліній середньоквадратичної регресії нечіткої вартості на параметр, змінюються форми функцій зв'язку, а, значить, і методи математичного програмування при розв'язанні задач.

Таким чином, актуальною науковою задачею є створення єдиного універсального методу, який не залежить від форми функцій зв'язку та

задовольняє наступним вимогам за:

- універсальністю;
- спрощенням розв'язання задач великої розмірності;
- простотою алгоритму;
- зходимістю результатів (малим часом на розв'язання задач);
- контролюємністю результатів;
- наглядністю (простотою перевірки опуклості (одно модальності) та ін. якостей);

- оцінкою критичності (залежності оптимуму від сталих та ін. факторів);
- простотою отримання кривих обміну у аналітичному вигляді.

Запропоновано метод сепарабельного програмування для багатомірних задач, який має наступні переваги перед існуючими методами:

- вирішення проблеми багатовимірності (проблема багатовимірності впливає тільки у першому порядку);

- універсальність алгоритму оптимізації для довільних сепарабельних функцій;

- зходимість ітеративного процесу (як і у градієнтному методі другого порядку з регулюванням шагу ітерації);

- отримання рішення у загальному (аналітичному) вигляді (дозволяє одразу отримати криві обміну і спростити процедуру системного аналізу результатів оптимізації);

- отримання оптимуму (дозволяє одразу бачити та прогнозувати, які виробництва і якості систем потрібно розвивати);

- розв'язання багатопараметричних задач з сепарабельними функціями цілі (функціями зв'язку є асігнування на систему, оскільки ці асігнування завжди є глобальними обмеженнями);

- отримання рішення складних зіставних задач блочного програмування (вони зшиваються з рішень та оптимумів більш простих стандартних задач);

- програмування на ЕОМ отриманих алгоритмів рішень;

- використання маркетингової статистики (підвищення ефективності систем).

Єрьоміна Олена Федорівна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет elena.yeryomina@gmail.com
Шиндерук Світлана Олександрівна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Чаплигін Євген Олександрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Гаврилова Тетяна Володимирівна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЗОНАНСНОГО ПІДСИЛЮВАЧА РЕАКТИВНОЇ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ПОТУЖНОСТІ ПРИ ВАРІАЦІЇ СХЕМНИХ ПАРАМЕТРІВ

При розробці технологій видалення вм'ятин та вирівнювання поверхонь листових металів під час відновлення кузовів автомобілів все більш актуальними стають методи магнітно-імпульсної обробки металів. Включення резонансного підсилювача реактивної електричної потужності в схеми магнітно-імпульсного обладнання, описаних в [1], дозволить при підвищенні продуктивності істотно знизити енергоспоживання, підвищити економію матеріальних ресурсів виробництва і, в кінцевому підсумку, привести до істотного зниження собівартості продукції, що випускається.

У даній роботі проведена оцінка вихідних характеристик підсилювача реактивної електричної потужності гармонійних сигналів при варіації рівня електромагнітного зв'язку між ними і відхиленні робочих частот від резонансних величин. Теоретичне дослідження процесів в резонансному підсилювачі реактивної електричної потужності з двох індуктивно зв'язаних послідовних активно-реактивних контурів при можливій варіації рівня електромагнітного зв'язку між ними і порушенні умов резонансу проведено в роботі [2]. Застосовуючи отримані аналітичні залежності, виконаємо конкретні чисельні оцінки ефективності експериментальної моделі підсилювача реактивної електричної потужності, розробленої на кафедрі фізики Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, при варіації рівня електромагнітного зв'язку між контурами і варіації робочих частот щодо резонансних величин.

Експериментальна модель підсилювача мала наступні параметри.

1. Джерело гармонійної напруги:

амплітуда - $E_m = 1.0$ В; варійована частота вихідного сигналу - $\omega = \text{var}$.

2. Вхідний контур - перший контур:

Індуктивність (індуктивність первинної обмотки трансформатора зв'язку між контурами) $L_{1T} = 13.0$ мкГн; ємність $C_1 = 3.11757$ мкФ; активний опір з

урахуванням внутрішнього опору джерела напруги $R_1 = 0.21$ Ом; власна

частота $f_1 = \frac{1}{\sqrt{L_{1T} \cdot C_1}} \approx 25000.0$ Гц, $\omega_1 = 2\pi \cdot f_1 = 157080$ Гц.

3. Вихідний контур - другий контур:

Індуктивність вторинної обмотки трансформатора зв'язку $L_{2T} = 13.0$ мкГн; індуктивність «вихідного соленоїда» $L_2 = 172.8$ мкГн; сумарна індуктивність контуру $L_S = (L_{2T} + L_2) = 185.8$ мкГн; ємність $C_2 = 0.218$ мкФ; активний опір

$R_2 = 0.46$ Ом; власна частота $f_2 = \frac{1}{\sqrt{L_S \cdot C_2}} \approx 25000.0$ Гц, $\omega_2 = 2\pi \cdot f_2 = 157080$ Гц.

Результати обчислень з відповідними коментарями представлені нижче.

На рисунку 1 представлені результати обчислень відносного коефіцієнту посилення реактивної потужності при варіації власних частот контурів

$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \alpha = \text{var}$, при строгому збігу частоти збудження с її резонансним значенням

для першого контуру і при різних величинах рівня електромагнітного зв'язку між контурами підсилювача: $1 - k_{12} = 1.0$ і $2 - k_{12} = 0.16$.

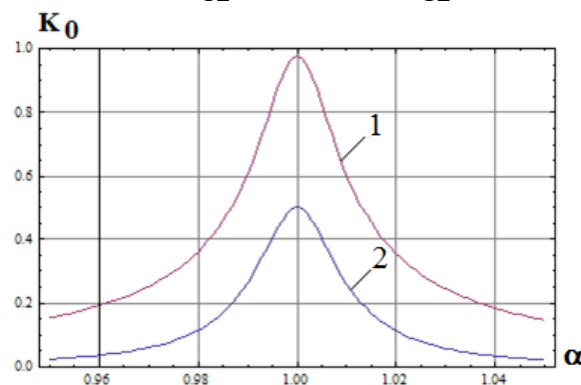


Рисунок 1. – Відносний коефіцієнт посилення реактивної потужності

$1 - k_{12} = 1.0$ и $2 - k_{12} = 0.16$.

З наведених залежностей очевидним є зростання реактивної електричної потужності при збільшенні рівня електромагнітного зв'язку між контурами підсилювача. Практично значуща особливість даного факту полягає в тому, що при низькому рівні зв'язку, незважаючи на менше значення інтегрального коефіцієнта посилення потужності в порівнянні з аналогом при високому рівні зв'язку, генеруються струми з істотно більш високими амплітудами.

З фізичної точки зору зазначена особливість пояснюється різним характером процесів енергообміну між контурами підсилювача при різному рівні електромагнітного зв'язку між ними. Так, в разі низького рівня зв'язку досить мала потужність первинного контуру збуджує вторинний контур при незначному поверненні його енергії назад в первинний контур. При високому рівні зв'язку двосторонній взаємний енергообмін між контурами призводить,

відповідно, до значної зміни в співвідношеннях струмів і потужностей в кожному з них, що, в кінцевому підсумку, є причиною зниження інтегральної величини коефіцієнта посилення потужності всієї схеми в цілому.

Значимість даного факту для практики визначається можливостями застосування запропонованого підсилювача в залежності від рівня потужності, що генерується джерелом напруги. У разі джерел з невеликими амплітудами збуджуючого сигналу доцільним є режим з низьким рівнем зв'язку, а при використанні потужних джерел гармонійної напруги кращим є режим з високим рівнем електромагнітного зв'язку між контурами підсилювача.

Зростання коефіцієнта посилення реактивної потужності в залежності від рівня електромагнітного зв'язку між контурами підсилювача спостерігався при різних величинах відхилень частот збуджуючої напруги щодо їх резонансних частот. Так, уже при $k_{12} \geq 0.5$ коефіцієнти посилення потужності прагнуть до свого максимуму. Говорячи про частотні відхилення від резонансу, слід зазначити, що їх вплив має велике значення. Так, для $\pm 5\%$ відхилень інтегральна величина коефіцієнта посилення реактивної потужності падає в $5 \div 10$ разів.

Література

1. Yuriy Batygin, Marina Barbashova, Oleh Sabokar, Electromagnetic Metal Forming for Advanced Processing Technologies. Springer International Publishing AG (Switzerland), part of Springer Nature. 2018. – 94 pages.

2. Батыгин Ю. В., Ерѐмина Е. Ф., Шиндерук С. А., Чаплыгин Е. А., Гаврилова Т. В., Безродная А. В. Расчетные соотношения характеристик резонансного усилителя реактивной электрической мощности // Innovations and prospects of world science. Proceedings of the 1st International scientific and practical conference. Perfect Publishing. Vancouver, Canada. 2021. С. 90-97.
URL: <https://sci-conf.com.ua/i-mezhdunarodnaya-nauchno-prakticheskaya-konferentsiya-innovations-and-prospects-of-world-science-8-10-sentyabrya-2021-goda-vankuver-kanada-arhiv/>

Біловол Олександр Васильович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

НЕВРІВНОВАЖЕНІ ПРОЦЕСИ І ОСНОВНА НЕРІВНІСТЬ ТЕРМОДИНАМІКИ

Поширення першого начала термодинаміки на процеси далекі від стану рівноваги є одною з найактуальніших задач термодинаміки. Пропонується нестандартний підхід до її вирішення, в основу якого покладено закон збереження інформації.

Введемо величину, яка характеризує внутрішній стан термодинамічної системи і є середнім значенням функції розподілу величини імпульсу у розрахунку на одну ступінь вільності,

$$T = \exp\left(-\frac{2}{3N} \int \rho(\mathbf{p}) \ln \rho(\mathbf{p}) dV\right).$$

Введемо також величину, яка є середнім значенням функції розподілу координат у розрахунку на одну матеріальну точку,

$$v = \exp\left(-\frac{1}{N} \int \rho(\mathbf{q}) \ln \rho(\mathbf{q}) dV\right).$$

Відповідно, $\rho(\mathbf{q})$ і $\rho(\mathbf{p})$ - функції розподілу у просторі конфігурацій і просторі імпульсів.

Розглянемо змінення дефіциту ентропії для нерівноважних процесів

$$\Delta S = S' - S = \frac{3}{2} kN \ln \frac{T}{T_a} + kN \ln \frac{v}{v_a},$$

де S' - ентропія у невірноваженому стані, а T_a і v_a - відповідні значення у стані близькому до рівноваги.

Зрозуміло, що ця величина від'ємна і в процесі наближення до стану термодинамічної рівноваги монотонно збільшується до нуля. Отже,

$$d(\Delta S) \geq 0.$$

Для ізольованих систем T_a є сталою величиною і виконується так зване друге начало термодинаміки або закон зростання ентропії при невірноважених процесах:

$$dS' \geq 0.$$

У загальному випадку для стану близького до термодинамічної рівноваги, коли $T \approx T_a$, виконується основне рівняння і основна нерівність термодинаміки, які записують у вигляді

$$TdS' \geq dE + PdV,$$

де знак рівності відноситься до врівноважених процесів, а нерівності – до неуврівноважених.

Використаний підхід дозволяє розглянути стаціонарні і нестаціонарні стани далекі від термодинамічної рівноваги, тобто врівноважені і неуврівноважені структури, наприклад, коли на границях області підтримуються сталі температури. В даному випадку температура T_s не дорівнює T_a , а є певною функцією від неї або, відповідно, від внутрішньої енергії, тобто $T_s = T_s(T_a)$. Аналогічно, об'єм на одну матеріальну точку $v_s = v_s(v_a)$.

Ентропія ідеального газу набуває вигляду

$$S = \frac{3}{2}kN \ln T_s + kN \ln v_s,$$

а її диференціал у випадку квазістаціонарного процесу

$$dS = \frac{3}{2}kN \frac{dT_a}{T_g} + kN \frac{dv_a}{v_g},$$

де середня гармонічна температура є функцією температур ступенів вільності T_i

$$T_g = \left(\frac{1}{3N} \sum_{i=1}^{3N} \frac{1}{T_i} \right)^{-1},$$

а середній гармонічний об'єм є функцією об'ємів в розрахунку на одну матеріальну точку v_i

$$v_g = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{1}{v_i} \right)^{-1}.$$

В свою чергу, дефіцит ентропії

$$\Delta S = S' - S = \frac{3}{2} kN \ln \frac{T}{T_s} + kN \ln \frac{v}{v_s},$$

а його диференціал

$$d\Delta S = \frac{3}{2} kN \left(\frac{dT}{T} - \frac{dT_a}{T_g} \right) + kN \left(\frac{dv}{v} - \frac{dv_a}{v_g} \right).$$

У випадку, коли температура тіла і питомий об'єм у всіх точках зростають або спадають, дефіцит ентропії не зменшується, тобто

$$d\Delta S \geq 0.$$

Це стає зрозумілим, якщо його диференціал переписати у вигляді

$$d\Delta S = \frac{1}{2} k \sum_{i=1}^{3N} \frac{d(T_i - T_a)}{T_i} + k \sum_{i=1}^N \frac{d(v_i - v_a)}{v_i}$$

і врахувати, що

$$\sum_{i=1}^{3N} d(T_i - T_a) = 0, \sum_{i=1}^N d(v_i - v_a) = 0.$$

Для ентропії буде виконуватися нерівність

$$dS' \geq \frac{dE}{T_g} + k \frac{dV}{v_g}.$$

Збільшення дефіциту ентропії вказує на те, що початкова інформація про систему частково втрачається. А та що залишається відповідає стаціонарному стану (врівноваженій структурі) або нестаціонарному динамічному стану (дисипативній структурі), який відповідає певній формі молекулярної організації. Згадаємо, що у випадку дисипативної структури, середня геометрична температура повинна бути функцією тільки внутрішньої енергії системи.

Таким чином, введення на основі уявлень про ентропію і кінетичну енергію двох видів термодинамічної температури дозволило поширити друге начало термодинаміки на неврівноважені процеси замінивши ентропію на її дефіцит. Запропонований підхід дозволяє в перспективі описувати еволюцію і конкуренцію дисипативних структур.

Література

1. Сучасна фізика як новітня натуральна філософія/ О.В. Біловол, Харків: ФОП Панов А,М., 2019. 116 с.

Солодов Валерій Григорович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОЦІНКА ВПЛИВУ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ НА АТМОСФЕРНЕ ПОВІТРЯ В УМОВАХ ЩІЛЬНОЇ МІСЬКОЇ ЗАБУДОВИ

Концентрація шкідливих речовин, які потрапляють в повітря з відпрацьованими газами автомобілів, в значному ступені залежить від умов розповсюдження повітряних мас, які значно погіршуються в центральних частинах міст з щільною багатоповерховою забудовою. Ця проблема загострюється внаслідок об'єктивно існуючої перевантаженості центрів міст рухом транспорту, що призводить до суттєвого підвищення обсягу шкідливих викидів автомобілями. Для подолання проблеми необхідно визначити закономірності формування автотранспортних потоків в містах та адвекційного переносу викидів транспортного походження під впливом рельєфу місцевості і міської забудови.

Для можливих станів попиту на пересування може бути розрахований рівень викидів шкідливих речовин в атмосферу та використана модель переносу шкідливих речовин в межах проїзної частини центральних вулиць.

На цій основі створюється 3D модель центральної частини міста, і розв'язуються рівняння переносу в області, що покриває район міста.

Отримання ймовірнісної оцінки рівня концентрації шкідливих речовин, що є результатом роботи двигунів внутрішнього згоряння автомобілів, у приземному шарі повітря міст в умовах щільної забудови можливо за допомогою врахування таких випадкових характеристик транспортного потоку як інтенсивність та швидкість руху, що безпосередньо визначаються кількістю автомобілів, водії яких бажають проїхати центром міста в деякий час.

Основною гіпотезою в цьому процесі є ствердження про сталі характеристики місткості окремих територій міста з відправлення та прибуття автомобілів, при випадковому характері розподілу кореспонденцій між ними. Ця гіпотеза доповнюється загальновідомими закономірностями розподілу дальності поїздок, які мають своє підтвердження в роботах авторів проекту для громадського транспорту міст та потребують свого теоретичного обґрунтування для індивідуального транспорту. На основі цих положень можливе надання ймовірнісної оцінки розподілу інтенсивності руху автомобілів в рамках інтервальної концепції моделювання потреб у пересуваннях, яка базується на ствердженні про випадковий, з точки зору дослідника, вибір учасником руху його напрямку.

Для можливих станів попиту на пересування може бути розрахований рівень викидів шкідливих речовин в атмосферу та обчислена модель переносу шкідливих речовин в межах проїзної частини центральних вулиць.

Результати співставлення розрахункових і експериментальних досліджень на місцевості

На обраному мікрорайоні на вулицях №№ 1,3 проведені співставлення даних розрахунків і даних натурних вимірювань (рис. 1-4) заміри проводилися на висоті 1.5м.

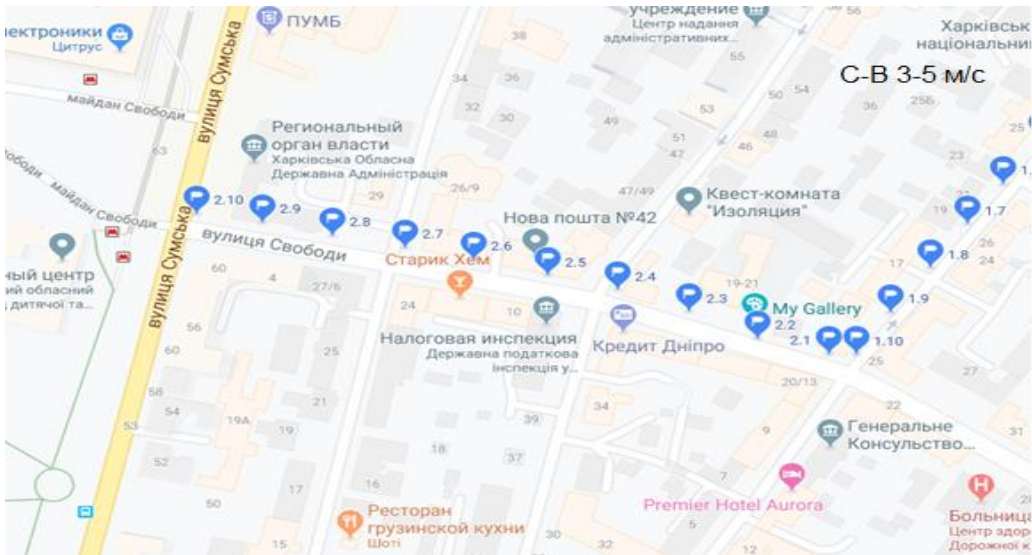


Рис 1 Карта Google Maps з місцями замірів CO на вулиці №1

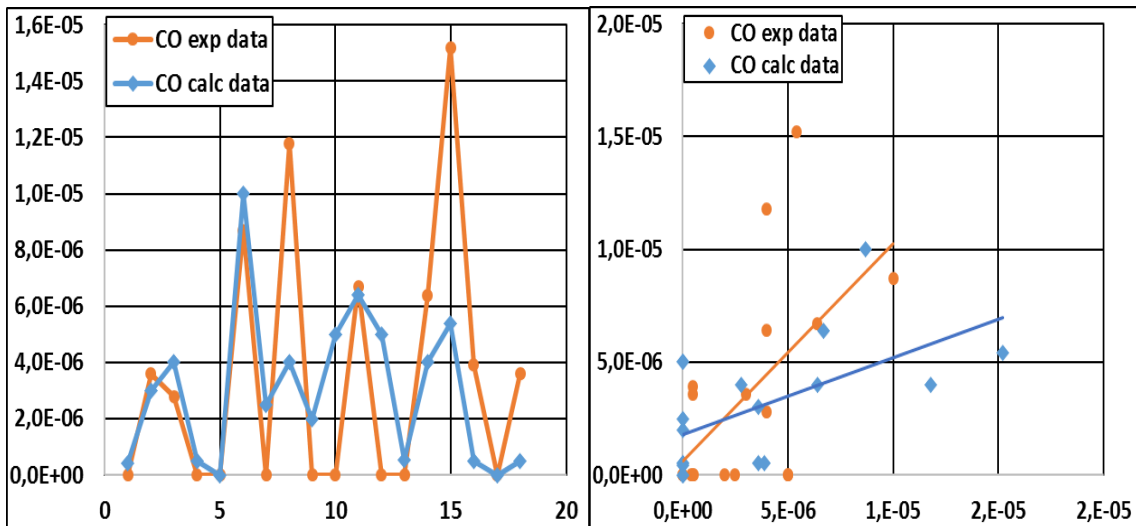


Рис. 2 Порівняння експериментальних і розрахункових даних вздовж вул.№1

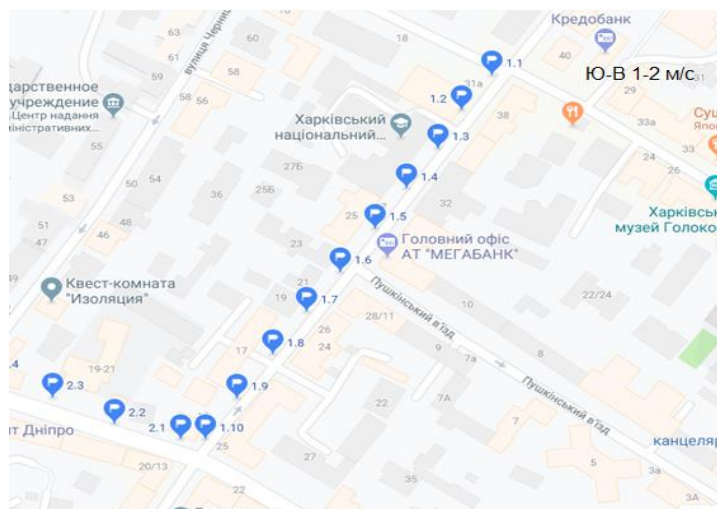


Рис 3. Карта Google Maps з місцями замірів CO на верхній частині вулиці №3

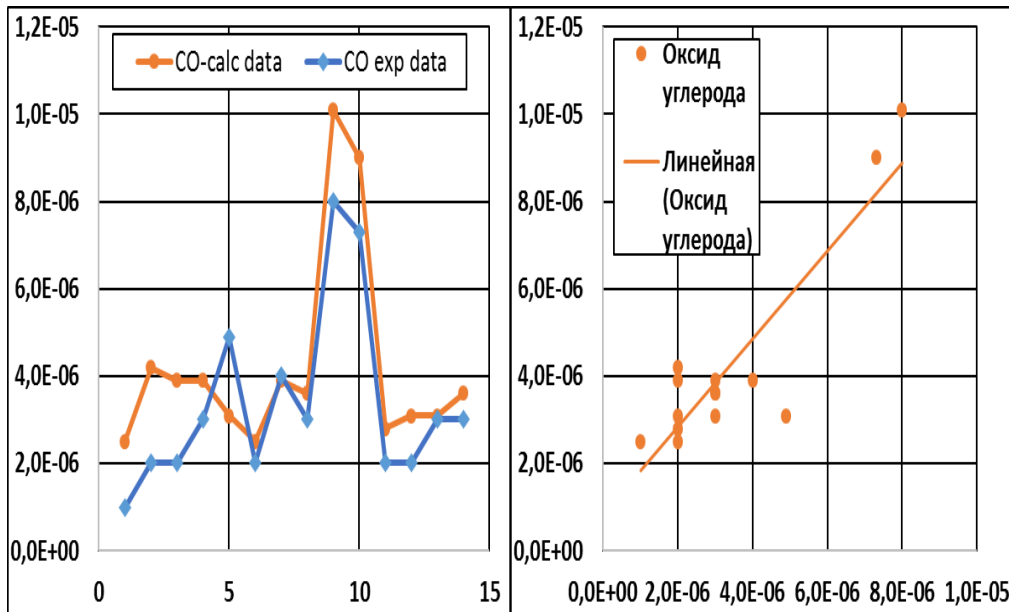


Рис. 4 Порівняння експериментальних і розрахункових даних вздовж вул.№3

Висновки

1. Виконано чисельні і експериментальні дослідження
2. Проведено осереднення швидкості і масової частки CO на місцевості у часі за картинами вітрового обдуву на протязі місячної норми влітку
3. Проведено співставлення розрахункових і експериментальних досліджень на місцевості
4. Показано, що на перехрестях немає піків виділення CO

Література

1. Солодов В.Г. Моделирование турбулентных течений. Расчет больших вихрей. Харків, вид-во ХНАДУ, 2011. -167с
2. Солодов В.Г. Научно-прикладной программный комплекс MTFS[®] для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. / В.Г.Солодов, Ю.В.Стародубцев / Сертификат гос. регистр. авт. прав, УГААСП, №5921, 07.16.2002

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Новіков Сергій Олександрович, студент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОСОБЛИВОСТІ ПОБУДОВИ НОВОГО СУЧАСНОГО СХОВИЩА ВІДПРАЦЬОВАНОГО ЯДЕРНОГО ПАЛИВА НА УКРАЇНИ

До свята 30 річниці незалежності України була побудована перша черга Централізованого сховища відпрацьованого ядерного палива (ЦСВЯП, рис. 1). Встановлено обладнання Holtec International з якою була домовленість ще з помаранчевої революції у 2005 р. За думкою прем'єр-міністра Д. Шмигаль «це крок до нашої енергонезалежності, тому що Україна більше не буде вивозити у Росію відпрацьоване паливо з вітчизняних АЕС». Стверджується, що введення в експлуатацію ЦСВЯП дозволить заощадити до 200 млн. доларів у рік (таблиця 1).



Рисунок 1 – Перший пусковий комплекс ЦСВЯП збудовано, Пресцентр
НАЕК “Енергоатом” 22.12.2020

Таблиця 1 – Порівняльна вартість сховищ відпрацьованого [ядерного палива](#)

Сховище відпрацьованого ядерного палива	Зага льна вартість	Кіл ькість збірок	Вартіс ть у перерахунк у на 1 ТВЗ	Вартіс ть у перерахунку на 1 кг ВЯП
ЗАЕС	85 м лн \$	9 000	9,5 тис. \$	13 \$
ЦСВЯП (проєкт 2004)	151 млн \$	16 500	9,2 тис. \$	15 \$
ЦСВЯП (проєкт 2015)	400 млн \$	16 500	24,2 тис. \$	40 \$
Залізногірськ, РФ	500 млн \$	>12 000	41,5 тис. \$	<60 \$
ЦСВЯП(підсумкови й проєкт)	1400 млн \$	16 500	84,7 тис. \$	140 \$

Згідно даних НАЕК “Енергоатом” зона потенційного впливу на довкілля в разі аварії охопить територію радіусом до 1 км, а проект ЦСВЯП пройшов комплексну державну експертизу – екологічну, санітарно-епідеміологічну, ядерної та радіаційної безпеки, техногенного впливу, експертизи міцності, надійності та довговічності. Найближчі до ЦСВЯП населені пункти в 13 км від нього (сmt. Іванків -40 км, Київ - 110 км, Чернігів - 90 км).

Аналіз цього питання має важливе значення для народного господарства України. Висловлення Д. Шмигаль підтримують офіційні особи НАЕК “Енергоатом” і Міністерство енергетики, але викликають негативну реакцію в екологів та членів Держатомрегулювання (Державна інспекція ядерного регулювання України). Так Кошарна О. стверджує, що новий склад керівництва НАЕК “Енергоатом” і Міністерство енергетики з приходом ставлеників А.Деркача й особливо А. Галущенко займається успішною інформаційною війною при негативних фінансових показниках. Так на початок 2021 року збитки НАЕК “Енергоатом” склали близько 5 млрд. грн., чого не було за всю попередню історію. Крім цього сума 200 млн. доларів є верхньою оцінкою перспективи витрат України на зберігання відходів ядерного палива в Росії й реально виплачувані суми перебували у межах 40-150 млн. доларів. Також слід зазначити, що з \$333 млн. виділених на ЦСВЯП: \$250 млн. це борг 2017 року від банку США Central Storage Safety Project Trust строком на 20 років зі ставкою 6,83%, а \$52,2 млн. це вже борг 2021 року з незазначеними умовами. Вартість же завершеного будівництва першої черги ЦСВЯП становить лише \$72 млн.

Сумніви в можливості використання ЦСВЯП Кошарна О. разом з іншими членами Держатомрегулювання викладає в історичному, екологічному й реалізаційному аспектах.

Так на 2021 рік так і не було побудовано раніше заплановані об'єкти. Розпочате в 2012 році за розпорядженням М. Азарова будівництво ЧАО “Завод по виготовленню ядерного палива” в п. Смоліно фактично знищено. Не збудовано завод по переробці високоактивних відходів. Спочатку він був оцінений в 400 млн. грн., потім з приходом нового керівництва країни й зокрема А. Шипайло - 4 млрд грн при вдвічі зменшеній потужності за планом. У Зоні відчуження також був проект будівництва заводу по сміттєпереробці, що не був побудований, проте побутове сміття з Києва туди вже звозять.

Ганна Рак (представник Асоціації зелених України й член робочої групи з питань безпеки будівництва ЦСВЯП) і Володимир Борейко (Директор громадської організації «Київський еколого-культурний центр») стверджують, що ще в 2009 році була порушена Європейська Директива про Відходи у вигляді скасування Верховною Радою референдуму по ЦСВЯП, чим порушені права місцевих жителів і населення України. Розташування ЦСВЯП у верхів'ях Дніпра, що забезпечує питною водою більшу частину населення країни і ставить під загрозу їх життя. Зона відчуження за час незалежності України стала територією сумнівного бізнесу, про який відсутня більша частина статистичних даних. Так тільки за вивозом радіоактивного металобрухту й техніки Україна є лідером у Європі. Тільки в 2020 році Україна повідомила МАГАТЕ про 19 зареєстрованих випадків незаконного обороту радіоактивних матеріалів. Кілька об'єктів поховання повністю порозтягані.

Найвідоміший випадок - об'єкт «Росоха». Вся техніка з 20 гектар площі повністю запущена в «повторний господарський оберт». За колишнім і.о. голови адміністрації Зони відчуження Сергієм Калашником - кримінальні справи, у тому числі й за вивезеним металом. Ганна Рак виражає сумніви в законності рішень КМУ від 23.04.2014 (дозвіл НАЕК «Енергоатом» на розробку ЦСВЯП), ВРУ та президента від 03.08.2016 (про зміни статусу Зони відчуження), КМУ від 05.10.2016 (про надання земельних ділянок для спорудження ЦСВЯП).

ЦСВЯП, відповідно до проекту, буде використовувати технологію сухого зберігання ядерного палива. Вона полягає в тому, що паливо тримається в спеціальних герметичних контейнерах на відкритих площадках. Фактично замість використовуваного в СВЯП-1 методу, де контейнери зберігаються в басейнах усередині герметичних приміщень капітального будівництва, у ЦСВЯП до 458 контейнерів HI-STORM (залізобетонні бочки зі спецкладом, рис. 2) мають стояти 100 років під відкритим небом 24 години на добу на бетонному фундаменті. Перші 94 бочки HI-STORM від Holtec International коштують 300 млн. доларів.



Рисунок 2 – ЦСВЯП - майданчик для захоронення відпрацьованого ядерного палива, пресцентр НАЕК «Енергоатом» 22.12.2020

Подібна технологія вважається більше безпечною, чим технологія мокрого зберігання (у басейнах з водою) і сьогодні реалізована в багатьох країнах, зокрема, у США, Канаді, Німеччині, Швейцарії, Іспанії, Бельгії, Швеції, Великобританії, Японії. При цьому НАЕК «Енергоатом» не повідомляє, що частина ядерних відходів цих країн також зберігається в Росії відповідно до договорів різної давнини.

ЦСВЯП повинне прийняти не тільки відходи, що в цей момент утворюються на українських АЕС (за винятком Запорізької станції, що має власне сховище), але й всі накопичені за 30 років українські ядерні відходи на

зберіганні в Росії. Усього в Україні працюють чотири АЕС — Запорізька, Південно-Українська, Ровенська й Хмельницька. “Вже з 2023 року відпрацьоване паливо повинне вертатися на територію України. І його подальше поховання стане проблемою нашої країни”, — повідомляє глава Суспільної ради при Державній інспекції ядерного регулювання України (Держатомрегулювання) Сергій Денисенко. Транспортування українських ядерних відходів з Росії також буде коштувати грошей. Рішення цього питання нинішній уряд залишає спадкоємцям.

Сергій Денисенко повідомляє - перша черга сховища ЦСВЯП у майбутньому буде в міру необхідності добудовуватися. Планується, що його остаточний розмір буде достатнім для того, щоб умістити все паливо, що використовують українські атомні станції протягом найближчих 20-30 років. Вважається, що до спливання цього строку українські енергоблоки повністю вироблять свій ресурс, і їхня експлуатація буде зупинена. Відповідно до планів Держенергоефективності вже до 2040 АЕС будуть зупинені, а після 2050 року атомної енергетики на Україні не буде. Тому й проблеми зберігання нових ядерних відходів вже не буде. На цей час АЕС виробляють приблизно 60% електроенергії на Україні.

Член колегії Держатомрегулювання О. Кошарна стверджує, що одержання сертифіката Державної архітектурно-будівельної інспекції не є кінцевою крапкою будівництва. Цей сертифікат свідчить лише про завершення власно будівельних робіт. Масштабні й всебічні випробування всіх систем об'єкта, у тому числі радіаційного контролю, фізичного захисту проведені не були.

Обставини одержання сертифіката ДП «Укрдержбудекспертиза» викликають питання. Акт про готовність об'єкта був виданий тільки 12 серпня. А вже 13 серпня отриманий сертифікат. Така стрімкість викликає сумнів навіть у достатності часу для ознайомлення з документацією без урахування часу на її аналіз, перевірку й пересилання документів.

Сергій Денисенко стверджує: “Протягом десяти років будівництва оцінна вартість об'єкта виросла в десять разів. При цьому в процесі роботи приймалися рішення по здешевленню робіт. Наприклад, коли мова йшла про використання більше дешевих марок бетону, які не відповідали первинній проектній документації”. На початок 2021 року ЦСВЯП не мала електропостачання.

Кошарна О. наголошує, що контроль над спорудженням і роботою ядерних установок (ЦСВЯП) покладений на Державну інспекцію ядерного регулювання. Саме ця організація може видавати дозвіл на будівництво й введення в експлуатацію ядерних об'єктів. І на сьогоднішній день таких дозволів немає. “Центральний документ за результатами випробувань — звіт за аналізом безпеки. За даними звіту, проводиться експертиза, що за законом повинна тривати не менш шести місяців. Висновки експертизи повинні заслухуватися на засіданні колегії Держатомрегулювання. І тільки тоді колегія може ухвалити рішення щодо видачі дозволу за запуск установки в експлуатацію. Однак на сьогоднішній день нічого цього немає”. Немає навіть програм випробувань систем об'єкта. Немає також експлуатаційних документів, які повинні бути погоджені з Держатомрегулювання:

наприклад, інструкції на випадок аварійних ситуацій технологічного регламенту безпечного проведення робіт і інших.

Крім того, є істотні зауваження до якості виконання будівельних робіт. Навесні 2021 на об'єкті працювали експерти по радіаційній безпеці, що виявили численні дефекти в бетонному покритті площадки, на якій повинні зберігатися контейнери. За проектом, ця площадка повинна мати ідеально рівну бетонну поверхню, що повинна витримати весь строк експлуатації об'єкта, що становить 100 років. Однак покриття, покладене всього кілька місяців назад, вже має серйозні ушкодження (рис. 3). “Тріщини з'явилися через те, що бетон укладався в грудні 2020 під час дощу, — стверджує Ольга Кошарна. — При цьому марка бетону не відповідала проектної. До того ж будівельна компанія, з якою укладений контракт на 1,1 мільярда гривень, і яка займається будівництвом ядерної установки, не має відповідного досвіду. До цього, за даними системи “Прозоро”, вона займалася ремонтом цивільних об'єктів”.



Рисунок 3 – ЦСВЯП - дефекти поверхні майданчику для захоронення відпрацьованого [ядерного палива](https://www.facebook.com/olga.kosharna) на 2021 рік ([facebook.com/olga.kosharna](https://www.facebook.com/olga.kosharna))

Крім виправлення недоліків у самому об'єкті, необхідно також доробити механізми для перевантаження палива на залізничних станціях поблизу АЕС, з яких воно буде відправлятися в сховище. На сьогоднішній день, по даним Держатомрегулювання, вони не готові до роботи. Також Україна не має та не будує завод по виготовленню спецбетону та власне контейнерів HI-STORM.

Резюмуючи висловлення різних інспекторів по екологічній, ядерній і радіаційній безпеці України слід зазначити їхню думку, що Чорнобильська зона й ЦСВЯП - це чергова корупційна схема нового «зеленого» покоління, що є загрозою для екологічної, економічної й енергетичної безпеки України. Через кілька років ЦСВЯП може стати серйозною проблемою для нащадків.

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Давиденко Валерій Едуардович, студент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПЕСПЕРКТИВИ ЗЯПЦ ТА ЦСВЯТ ДЛЯ СВІТОВОЇ СПІЛЬНОТИ ТА УКРАЇНИ НА 2022

Наслідком розвитку атомної енергетики є не тільки здешевлення електричної енергії, але й нагромадження відпрацьованого ядерного палива (ВЯП). Тенденція розвитку виробництва приводить до все більшого збільшення АЕС (Франція, Китай, США, Японія, Росія, Чехія та ін.) і кількості ВЯП. Будуються все нові сховища. Сховища ВЯП повного циклу охолодження (мокрі) є більш трудомісткими й дорогими. Тому їх прийнято вважати застарілими й використовувати більш прості в проектуванні, побудові й експлуатації сухі сховища. Відповідно до радянських норм через підвищене тепловиділення збірки ВВЕР-1000 перші 10-15 років повинні перебувати у воді. Тільки після мокрої витримки ВЯП можна переміщати в сухий зал або відправляти на переробку. У радянському союзі будівництво сухих сховищ ВЯП не планувалося, їхнє створення розглядалося як недовговічне рішення екстрених і аварійних ситуацій. Схвалення такого будівництва було розпочато в Росії тільки в 2004 році (ХОТ-2 ГХК допущене до експлуатації в 2011, запущене в 2016). До цього часу сухі сховища ВЯП використовувалися в Європі, Америці (з 1944) і Україні (з 2001).

Першими в будівництві сухих сховищ ВЯП були США. Першим відомим ядерним об'єктом у світі був закінчений 26.09.1944 у південно-східній частині штату Вашингтон (Хенфорд, Hanford Site) ядерний реактор (1 з 9) по виробництву ядерного палива. Останній виробляючий плутоній реактор (реактор N) був зупинений у березні 1987. Перший завод по переробці палива (завод «Т») почав працювати в грудні 1944 р. Високоактивні відходи радіохімічного виробництва зберігалися в бетонних резервуарах, зсередини облицьованих вуглеродистою сталлю. Ці ємності були двох типів - з одношаровими й двошаровими оболонками. Ємності першого типу місткістю від 210 до 3800 м³ минулого уведені в лад в 1944-

1964 р. Усього було побудовано 149 таких ємностей. З 1970 по 1982 р. стали вводитися в експлуатацію більше сучасні ємності обсягом від 3800 до 4300 м³ з подвійною оболонкою. При цьому ємності призначені для зберігання вже дезактивованих ВЯП (а не «заряджених»). На їхню дезактивацію за 50 років у США пішло 30 млрд. доларів. При цьому стандарт на дезактивацію ВЯП у США мінявся кілька разів, причому по параметрах радіоактивності в кілька десятків разів. Тому поховані в США ВЯП по різних нормах є радіоактивними й низько активними. У зв'язку із швидким заповненням обладнаних сховищ контейнери з ВЯП стали поміщати просто в ґрунті. Дотепер нереалізований у Хенфорді проект – пере-поховання більше 15 тис. м³ трансуранових (радіоактивних) ВЯП, розміщених у траншеях на території заводу з 1970 по 1984 р. і накритих шаром ґрунту. В 1970 Комісія з атомної енергії США з метою заспокоєння громадськості збільшила припустимий рівень для норм залишкового потенціалу. Однак уже в 1973 р. вона ж прийняла майже зворотне рішення вважати трансурановими відходами матеріали, що містять питому активність трансуранових радіонуклідів вище 10 нКи/г (370 Бк/г). В 1984 класифікація трансуранових відходів знову змінилася: це відходи більші за 100 нКи/г (3700 Бк/г). У результаті частина відходів перейшла в розряд низькоактивних. Після 1988 р. трансуранові відходи вже офіційно дозволили зберігати просто в ґрунті. Основна кількість нових ВЯП Хенфорду було поміщено в 26200 бочок (208 л) і розміщено в 3-4 яруси в траншеях з асфальтованим ложем. З 1996 подальше поховання цих активних ВЯП завершилося лише пошуком ушкоджених бочок. У підсумку за 1996-2001 р. близько 1100 контейнерів було відремонтовано або замінено. Плани по перепохованню ВЯП кожні 5 років переглядаються, але реально на 2021 побудовані лише кокони над 8 з 9 реакторів. У Савана Рівер напрацьовано 36 тонн плутонію, що становить 1/3 від усього напрацьованого плутонію в США. 5 реакторів «зупинені» (останній у 1992), але коконів немає по 2021. По планованих витратах на реабілітацію Савана Рівер посідає друге місце після Хенфорда, які зараз оцінені в майбутні витрати 53 млрд. доларів. Роботи (витрачено 8 млрд. доларів) по створенню реакторів на результатах утилізації ВЯП АЕС у США згорнуті, тому перероблені ВЯП використовуються тільки військовими.



Рисунок – 1 Захоронення ВЯП в США

Слід зазначити, що із закінченням холодної війни країни північного альянсу (США, Великобританія, Німеччина та ін.) масово перейшли від капітального будівництва довгострокових об'єктів закритого типу сховищ із заліза й бетону до тимчасових і відкритих споруджень із ґрунту. Це торкнулося навіть військових об'єктів. Так стало розповсюджено створення споруджень із мішків з випадковим місцевим наповнювачем (ґрунт, пісок, камені, сніг). З 1980 британська фірма HESCO активно просувала ці технології. Із розвалом союзу в 1991 компанія Хеско офіційно запатентовала свої різні види ємностей (Concertainer) під маркою HESCO bastion. З 2000 офіційним постійним покупцем цієї продукції крім Великобританії стали армії США й ряду західних країн.

Французька програма виводу з експлуатації й реабілітації об'єктів ядерної спадщини стартувала в 2001 р. Почалася вона після граничного заповнення російських сховищ французькими ВЯП. Відповідальність у Франції за ВЯП покладена на Французьке національне агентство по обігу з радіоактивними відходами (ANDRA), що побудувало в 2018 переробний завод 2-го покоління зі сховищем і планує нове для активних ВЯП в Обе (1000000 м³) і Морвилі (650000 м³). У наш час на продуктах відпрацьованих ВЯП Франції виробляється до 10% атомної електроенергії. Відповідно до планів Стратегічного контракту від 2019 цей відсоток обираються збільшити аж до 30% в 2022. Наздогнати й перегнати Францію збирається Росія (друга черга ОДЦ ГХК 3 - го покоління й новий реактор 300 Мвт на швидких нейтронах проекту «Прорив» Євгенія Адамова), Індія й Китай.

У цілому Франція і ЄС дотримуються будівництва бункерного типу сховищ ВЯП, хоча в ряді країн використовуються також могильники на дні океанів або морів.



Рисунок 2 – Сухе сховище ВЯП АЕС «Дуковани» (Чехія)

Китай вступив у ядерну еру в 1970. Ґрунтуючись на радянських досягненнях була прийнята методика рідкого зберігання ВЯП. І тільки з 2003 приступили до створення сховищ сухого типу. На сьогодні в Китаї функціонує сховище сухого типу на заводі по переробці ВЯП у провінції Ганьсу (об'єкт 404 переробляє до 50 тонн у рік) і чотири будуються (новий завод "Jinta" і на АЕС "Tianwan", "Daya Bay", "Qinshan"). Площадки на зазначених АЕС плануються завершити в 2022. У Китаї

зараз існують два виготовлювачі палива із природного урану: China Jianzhong Nuclear Fuel Co., Ltd. (CJNF) в Yibin (провінція Сичуань) і China Northern Nuclear Fuel Co., Ltd. (CNNFC), в Baotou (Внутрішня Монголія); обидва є філіями CNNC. ВЯП є небезпечним продуктом використання атомної енергії, оскільки в ньому втримується до 98% загальної радіоактивності, зосередженої у всіх матеріалах ядерного паливного циклу. В 1 кг ВЯП АЕС у перший день після його вивантаження з реактора втримується від 26 до 180 тис. Ки (960-6700 ТБк) радіоактивності. Через рік активність 1 кг ВЯП знижується до 1 тис. Ки (37 ТБк), через 30 років - до 0,26 тис. Ки (9,6 ТБк). Через рік після добування з реактора, у результаті розпаду короткоживучих радіонуклідів, активність ВЯП знижується в 11-12 разів, а через 30 років - в 140-220 разів і далі повільно зменшується протягом сотень років. На площадці "Jinta" у провінції Ганьсу з 2015 року споруджується потужний завод по переробці ВЯП. Його продуктивність - до 200 тонн ВЯП у рік. Ємність його тимчасового сховища закритого підземного типу із глибиною до 560 метрів - 1200 тонн. Очікувані строки уведення заводу в експлуатацію - 2025 рік. Заводи по переробці ВЯП засновані на російських технологіях.

Центр атомних досліджень Індири Ганді (IGSAR) в Індії планує в майбутньому трикомпонентну модель енергетики: звичайні реактори на теплових нейтронах із природного урану; швидкі реактори на суміші плутонію з ВЯП 1 типу; торієві реактори на паливі із суміші торію й урану-233 ВЯП 1 і 2 типів. Але реально прототип швидкого реактора початого в 2004 на АЕС Madras планується ввести в експлуатацію замість 2015 року вже в грудні 2021 року. Інший проект у Калпаккаме з ректорами й паливним комплексом для швидких реакторів FRFCF (Fast Reactor Fuel Cycle Facility) планується завершити в 2022-2023 роках. Проекти незавершені.

В 1996 році проблема фінансування переробки відпрацьованого палива стала критичної для Росії. Одним з їх рішень було встановлення динамічних зростаючих цін на переробку ввезених ВЯП, зокрема з України. Саме через це був побудований в 2001 СВЯП на ЗАЕС, що розрахований на 50 років. У результаті скорочення сплат переробки ВЯП з України Росія пішла сумнівні міри. Держдума прийняла закон, що дозволяв ввіз ВЯП з Європи. Дозволом відразу скористалася Франція. Вивезла все зі своїх АЕС, погодилася платити по 500 тисяч доларів за тону (українська сторона давала вдвічі менше) і заповнила басейни на сто відсотків. У французів є своє виробництво на мисі Аг, у Шербуре, де переробляли ВЯП з Німеччини, Канади, Великобританії, повертаючи партнерам відходи. Але французьке правительство зволіло позбутися від власних небезпечних нагромаджень: тиск екологів і суспільної думки перемогло. Напрочуд на це практично ніяк не отреагувала МАГАТЕ, відповідно до вимог якої сторона, що поставляє ядерне паливо, повинна забирати його до себе на переробку. РТ-1 і РТ-2 Росії дозволяють витягти до 97% радіоіотопів ВЯП. Побудовано сухе сховище ХОТ-2. В 2015 році на ГХК запустили першу чергу дослідно-демонстраційного центра, у якому в напівпромисловому масштабі обкатуються новітні технології переробки ВЯП обсягом до 250 тонн, необхідні для замикання ядерного паливного

циклу. Планується завершення до 2022 року й використання унікального нового типу реактора на швидких нейтронах.

Досягненням українських енергетиків 2021 долі вважається завершення першої черги нового сховища відходів ядерного виробництва електроенергії ЦСВЯП, що відповідно до недовершеного проекту (на 16500 складань) значно перевершує два попередні сховища аналогічного призначення на Чорнобильській і Запорізької АЕС. Однак завершена тільки перша черга ЦСВЯТ розрахована на зберігання 3400 збірок в 94 контейнерах HI-STORM вартістю \$300 млн. від Holtec International. У той же час сховище ЗАЕС побудовано на 9000 складань, а ЧАЕС і СВЯП-1 (проектний строк експлуатації до 2016) зберігає більше 25000 складань (більше 21000 на 5 відсіках СВЯП-1 і більше 4000 складань у басейнах блоків 1-3 ЧАЕС). Однією з помилок є думка про кінцеве поховання відходів АЕС у цих сховищах. У дійсності вивозяться з АЕС ядерні відходи (ВЯП) мають залишковий потенціал, що вже недостатній для виробництва електроенергії у звичайних реакторах і становить небезпеку при подальшому використанні. Продовження будівництва початого в 2012 разом з Росією комбінату по переробці ВЯП в 2013 році припинено й на 2022 не планується. Об'єкт зруйновано.



Рисунок 3 – Сухе сховище ХОТ-2 ГХК, Росія 2012



Рисунок 4 – Сухе сховище ЦСВЯП, пресцентр НАЕК “Енергоатом” 2020

Жоден з існуючих нині типів реакторів не може забезпечити повного вигорання ядерного палива. Для його подальшого використання вже є дві технології. Перша - це ізотопне збагачення урану, що масово використовується у Франції і є основною претензією до ядерної програми Ірану. Тому що, збагачуючи уран-235, можна зробити ядерну бомбу. Друга технологія - це переробка відпрацьованого палива для добування радіонуклідів (плутоній, уран-235 і ін.). Володіють цими технологіями тільки країни з атомною зброєю. Це дуже брудне й на даному етапі економічно не вигідне радіохімічне виробництво, технологію якого ніхто не продасть у світлі нового відношення до України після подій 2014 року.

У цей час успішне практичне (а не експериментальне) використання недосконалої технології закритого ядерного паливного циклу (з використанням переробки ВЯП) існує тільки в Росії й Франції. Розходження їх принципіальне. Росія використовує нові реактори на швидких нейтронах, які поки що більш «брудні» чим звичайні. Франція не має аналогічного реактора й СЕА в 2021 підтвердила, що їхній проєкт ASTRID можливо дасть технологію реактора після 2050 року. Відпрацьовування ВЯП за французькою технологією використовуються старими реакторами, що не приводить до повної реалізації закритого циклу. Посилено рухається в цьому напрямку Китай, але має лише експериментальний реактор на російській технології й паливі. Японія й США на даному етапі до 2022 офіційно відмовилися від розвитку й використання технології закритого ядерного паливного циклу. В 2022 році ривок у цьому напрямку можливо зробить Індія, але поки це плани. На сьогодні вартість регенерації палива (ВЯП), що відробило, і вартість видобутку нового палива з природної сировини приблизно рівні. Проте очікується розвиток технології й чекаючи цієї години ВЯП перебувають у сховищах.

Криворот Анатолій Ігорович, к.т.н., доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», anatoliikryvorot@gmail.com
Шаповал Микола Віталійович, к.т.н., доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», nvshapoval75@ukr.net
Вірченко Віктор Вікторович, к.т.н., доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», virchenko.viktor@gmail.com

ДО ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ АВТОБУСА БАЗ – 2215, ЩО ПРАЦЮЄ НА ГТП І БЕНЗИНІ

Як показано в роботах [1–3], поліпшення показників тягово-швидкісних властивостей автотранспортного засобу (АТЗ), що працює на газовому паливі з використанням газобалонного обладнання, можна здійснити на першому етапі шляхом встановлення додаткового редуктора в трансмісії автомобіля або зміною передаточного відношення головної передачі. При цьому слід враховувати, що ідентичність показників тягових властивостей, а саме подолання максимального опору руху можливе шляхом збільшення загального передаточного відношення трансмісії на величину, що дорівнює відношенню максимальних крутних моментів базового двигуна, що працює на бензині, і двигуна, що працює на газовому паливі.

Розглянемо приклад, автобус БАЗ – 2215, що працює на бензині і газогенераторному паливі (ГТП). У роботі [4] визначалась зовнішня швидкісна характеристика двигуна автобуса БАЗ – 2215 при роботі на ГТП, графіки вказаних залежностей зображено на рисунках 1 та 2.

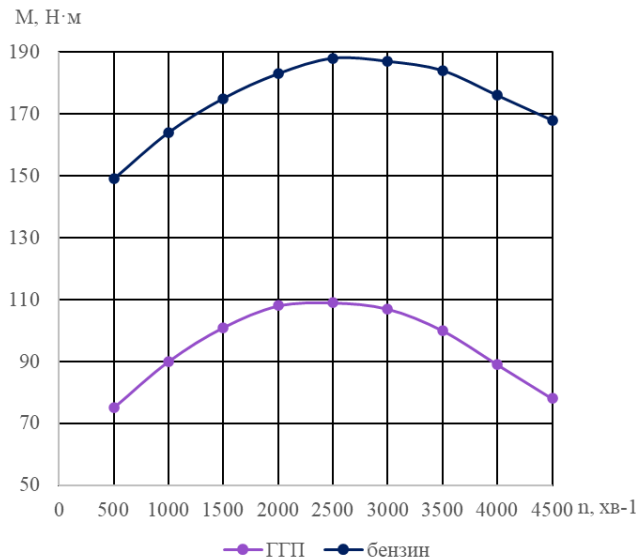


Рисунок 1 – Зміна крутного моменту двигуна, що працює на бензині і ГПП, від частоти обертання колінчастого вала двигуна

З рисунка 1 видно, що відношення різниці крутного моменту складає 1,75. Отже, змінивши передавальне відношення головної передачі АТЗ на вказану величину, можна зберегти тяговий баланс автомобіля.

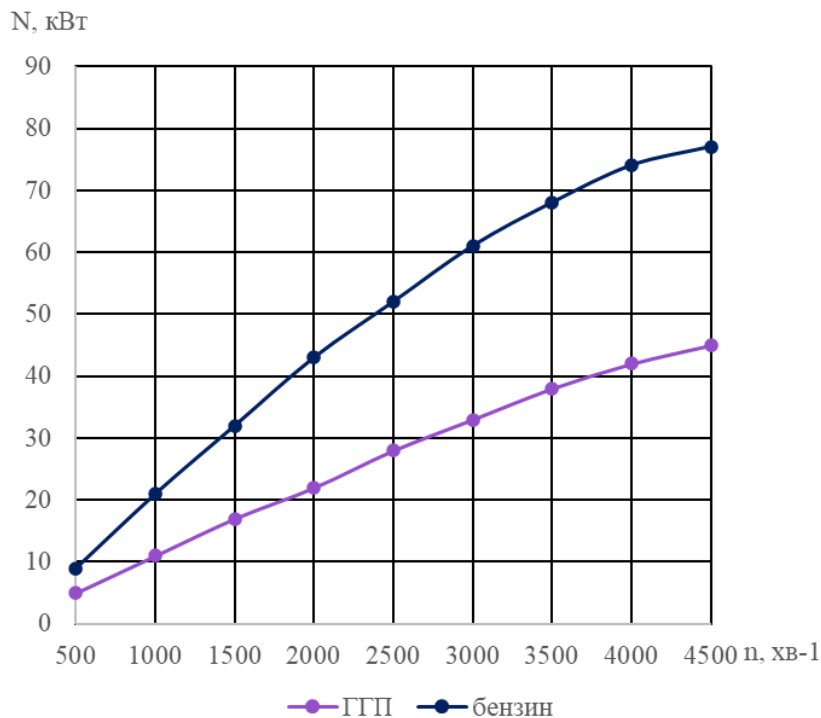


Рисунок 2 – Зміна потужності двигуна, що працює на бензині і ГПП, від частоти обертання колінчастого вала двигуна

Проте, з точки зору швидкісних властивостей, це відношення може бути іншим, і воно повинно визначатися із умови енергетичних можливостей АТЗ. Так, максимальну швидкість руху автомобіля, двигун якого працює на бензині і ГПП, можна визначити з рівняння потужнісного балансу:

$$N_e = \frac{G_a \cdot V \cdot f_v + k \cdot F \cdot V^3}{1000 \cdot \eta_m}, \quad (1)$$

де G_a – сила тяжіння від повної маси автобуса, Н;

f_v – коефіцієнт опору кочення коліс автобуса;

k – коефіцієнт опору повітря;

F – площа поперечного перерізу автобуса;

Рівняння (1) краще розв'язувати графоаналітичним методом у зв'язку з невідомим значенням коефіцієнта опору кочення f_v . Для цього будемо залежність $N_e = f(V)$, з якої визначаємо максимальну швидкість автобуса, рис. 3. Отже, ця швидкість автобуса, двигун якого працює на ГПП – 21,7 м/с, а на бензині, 27,2 м/с. Відношення максимальних швидкостей при вказаних потужностях двигуна складає 1,25, що значно менше цього відношення за тяговими властивостями автомобіля.

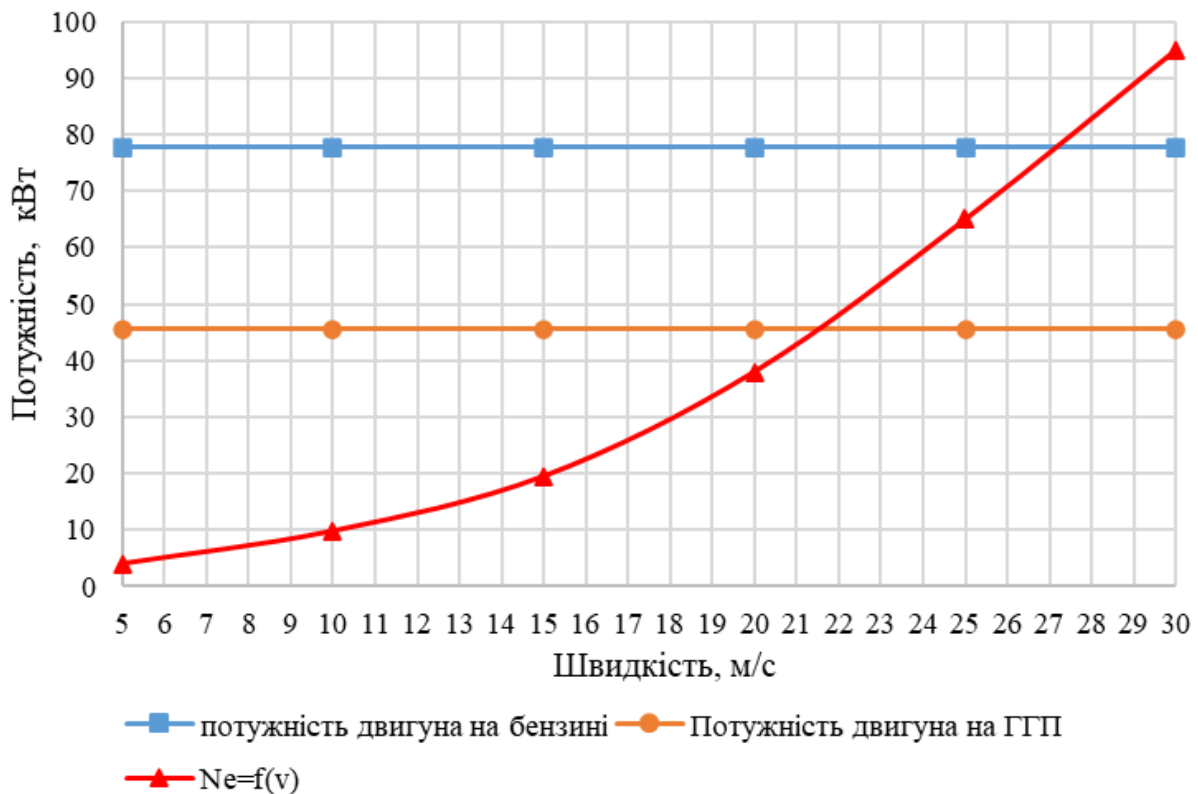


Рисунок 3 – До визначення максимальної швидкості руху автобуса БАЗ – 2215 , що працює на ГПП і бензині

Із цього слідує, що поліпшити тягово-швидкісні властивості автобуса БАЗ – 2215, двигун якого працює на ГПП, модернізацією головної передачі, двигун якого працює на бензині, проблематично. Необхідна нова трансмісія.

Література

1. Бумага О. Д., Горбаха М. М. До визначення передаточних відношень коробки передач автобуса ЛАЗ-695, що працює на газоподібному паливі. *Вісник Національного транспортного університету та Транспортної академії України*. Київ, 2002. Вип. 7. С. 340–344.
2. Сахно В. П., Бумага О. Д. До визначення показників тягово-швидкісних властивостей автобуса ПАЗ-3205, що працює на газоподібному паливі. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Наукові праці КДПУ*. Кременчук: КДПУ, 2003. Вип. 4 (21). С. 86–88.
3. Сахно В. П., Павленко О. В., Горбаха М. М. Аналіз ефективності оптимізації передаточних чисел трансмісії автомобілів КрАЗ за різними критеріями оптимальності. *Вісник Північного наукового центру транспортної академії України*, 2002. №5. С. 73–75.
4. Криворот А. І. Визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на генераторному газі. *Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, 15–18 жовтня 2019 р.* Харків: ХНАДУ, 2019. С. 190–193.

Міщенко Ігор Вікторович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Купцова Анастасія Вікторівна, студентка, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ ВИПАДКОВОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Для великої кількості транспортних засобів характерною особливістю є робота в умовах випадкового кінематичного навантаження, яке викликано як природними причинами, так і причинами штучного походження. Нерівності профілю доріг, наявність певних пошкоджень, віковий вплив на стан доріг, відсутність доріг як таких (наприклад, під час пересування техніки сільськогосподарчого призначення по полях) є джерелом випадкового навантаження, причому ефект дії випадкових навантажень грає істотну, а іноді і визначальну роль. Існуючі компенсаторні механізми, різні демпфери зменшують вказаний вплив, але повністю подолати проблему неможливо. Транспортні засоби відрізняються за призначенням, масогабаритними характеристиками, жорсткістю конструкції, умовами експлуатації як за швидкістю, так і навантаженням. Розуміння випадкового характеру зовнішнього навантаження призводить до необхідності вирішення задачі статистичної динаміки для визначення характеристик напружено-деформованого стану в елементах конструкцій транспортних засобів.

Отримані результати представляють самостійний інтерес, одночасно є початковою інформацією для вирішення задач надійності при поступових відмовах, на долю яких припадає близько 80% усіх відмов машин, апаратів і конструкцій. У елементах транспортного засобу відбувається накопичення в них різного роду пошкоджень (втома, зростання тріщин, знос тощо), аналіз яких і визначення їх рівня є необхідним для визначення можливості подальшої експлуатації. Розрахунок транспортних засобів на вібрацію при русі з урахуванням нерівностей дороги розглянуто в роботах [1-3], вирішення задачі надійності для елементів конструкцій при циклічному навантаженні і різних фізичних моделях відмов на основі двовимірних марковських моделей розглянуто в роботі [4].

При русі з урахуванням зовнішньої випадкової кінематичної дії передбачається, що остання представляє стаціонарний нормальний випадковий процес із спектральною щільністю в діапазоні 0...50 Гц (рис. 1) і відомим розподілом ударних прискорень при перевезеннях по дорогах різної якості.

Аналіз відомих гістограм прискорень при визначенні навантаженості вузлів, що несуть, і деталей автомобіля (рух по ґрунтовій дорозі, старому засипаному щебнем шосе, бетонованій автостраді) показує (рис. 2) діапазон зміни прискорень від $a_{max} = 8 \text{ м/с}^2$ до $a_{min} = -8 \text{ м/с}^2$. Спектральна щільність в інтервалі 0...20 Гц на один-два порядку перевищує рівень спектральної щільності за межами вказаного діапазону.

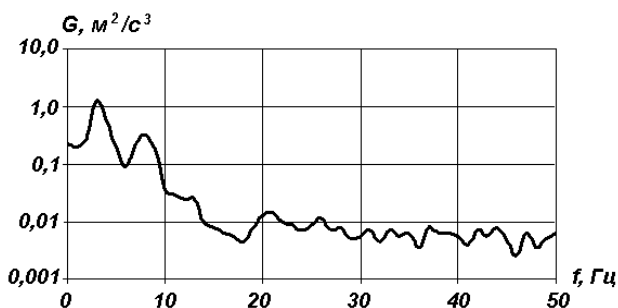


Рисунок 1 – Спектральна щільність

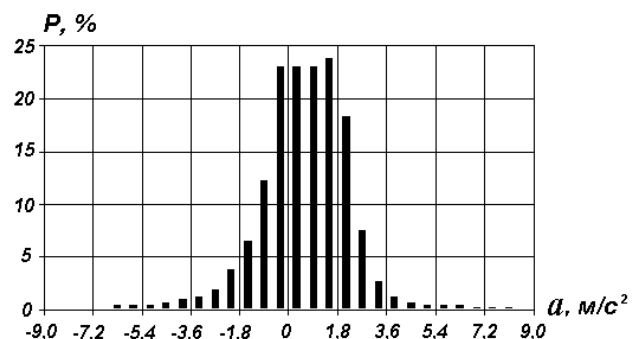


Рисунок 2 – Гістограма прискорень

Транспортний засіб є конструкцією, що складається з елементів різної жорсткості, власні частоти яких знаходяться в діапазоні від одиниць до декількох сотень герц. Вузли транспортного засобу сприймають як бічні, так і вертикальні вібрації, причому це відбувається при русі як з відносно невеликими швидкостями, так і при швидкості більше 50 км/год. При цьому вертикальні вібрації є домінуючими, що в 2-3 рази перевищують бічні. Після вирішення задачі визначення переміщень елементів конструкції визначаються імовірнісні характеристики деформацій, з виділенням переважаючих - розтягування-стискування або вигин, і компонент напружень.

Для повного опису процесу руйнування необхідно мати в розпорядженні два різні рівняння пошкоджень, одно з яких відноситься до першої стадії розсіяних пошкоджень, друге – до другої стадії локальних пошкоджень. Крім того, необхідно ще встановити умови завершення першої і початку другої стадії, що закінчується повним руйнуванням конструкції при досягненні тріщинами їх критичних розмірів. Проте в переважній більшості випадків ресурс роботи оцінюють на основі розгляду тільки однієї з названих стадій.

При поступових відмовах в якості компонент вектору параметрів працездатності $z(t)$ зручно узяти міри пошкоджень в заданих точках конструкції, що відповідають різним моделям поступових відмов. Причому, кожна міра пошкоджень $z(t)$, як правило, нормується $0 \leq z(t) \leq 1$. У початковий момент часу $z(0) = 0$, а у момент руйнування $t = t_*$ $z(t_*) = 1$. Кінетичні рівняння пошкоджень, що описують процес накопичення пошкоджень при поступових відмовах механічного походження, в найзагальнішому вигляді можна представити у вигляді [4]

$$dz(t)/dt = F[z(t), \lambda(t), \mathbf{R}(t), \mathbf{C}(t)],$$

(1)

де $z(t)$ – міра пошкоджень; $F[\cdot]$ – детермінована невід’ємна для кумулятивних моделей відмов скалярна лінійна або нелінійна функція; $\lambda(t)$ – амплітудне значення параметра напружено-деформованого стану при простому гармонійному навантаженні; $\mathbf{R}(t)$ – вектор параметрів базових залежностей; $\mathbf{C}(t)$ – вектор параметрів, що характеризують вплив зовнішнього середовища.

Кінетичні рівняння (1) можна класифікувати залежно від закладеної в них моделі: лінійної, нелінійної, автотельної тощо. При розгляді другої стадії процесу руйнування при поступових відмовах, на якій відбувається зростання одній або ряду магістральних тріщин, використовуються підходи механіки руйнування, що дозволяють в часі описувати поширення тріщин від втомленості.

Для класу поступових відмов, що відбуваються в елементах конструкцій внаслідок порушення втомної міцності, процес накопичення пошкоджень від z_0 до 1 знаходиться в інтервалі 10^2 - 10^7 циклів, що охоплює області мало- і багатоциклової втоми. Такий значний часовий діапазон є наслідком малої швидкості зміни $z(t)$ в одиницю часу. Можна стверджувати [4], що $[z(t), \lambda(t)]$ представлятиме двовимірний марковський процес, одновимірною щільністю вірогідності якого $f(z, \lambda, t)$ задовольняє рівнянню Фоккера-Планка-Колмогорова

$$\frac{\partial f}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial \lambda} [A_1(\lambda)f] - \frac{\partial}{\partial z} [A_2(\lambda, z)f] + \frac{1}{2} \frac{\partial^2}{\partial \lambda^2} [B(\lambda)f]$$

(2)

з граничними і початковими умовами, які формулюються виходячи з фізичної суті задачі.

Таким чином, з рішення рівняння (2), яке базується на методі характеристичних функцій, можна визначити одновимірну щільність вірогідності міри пошкоджень $f(z, t)$, за якою визначаються усі основні показники надійності для кумулятивних моделей накопичення пошкоджень: вірогідність безвідмовної роботи $P(t)$ і щільність вірогідності відмов $q(t)$

$$P(t) = \int_0^1 f(z, t) dz ; \quad q(t) = -dP(t)/dt = -\int_0^1 df(z, t)/dt dz, \quad (3)$$

а також середній час m_T і дисперсія часу σ_T^2 до руйнування

$$m_T = \int_0^\infty tq(t)dt ; \quad \sigma_T^2 = \int_0^\infty t^2q(t)dt - m_T^2. \quad (4)$$

Література

1. Николаенко, Н.А. Статистическая динамика машиностроительных конструкций [Текст] / Н.А. Николаенко, С.В. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1977. – 368 с.
2. Федоров, Д.И. Надежность рабочего оборудования землеройных машин [Текст] / Д.И. Федоров, Б.А. Бондарович. – М.: Машиностроение, 1981. – 280 с.
3. Гусев, А.С. Расчет конструкций при случайных воздействиях [Текст] / А.С. Гусев, В.А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
4. Жовдак, В.А. Прогнозирование надежности элементов конструкций с учетом технологических и эксплуатационных факторов [Текст] / В.А. Жовдак, И.В. Мищенко. – Харьков: ХГПУ, 1999. – 120 с.

Осетров Александр Александрович, к.т.н., доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», osetrov2010@gmail.com
Чучуменко Богдан Сергійович, молодший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», potia1925@gmail.com

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ НА ПРОЦЕС ЙОГО РОЗГОНУ

Одним з важливих показників якості руху транспортного засобу є його прийомистість, яка характеризується часом розгону автомобіля до 100 км/год. Від прийомистості залежать комфортність керування автомобілем, його комерційні якості, отже, поліпшення динамічних властивостей є однією з ключових завдань розробників транспортної техніки.

Прийомистість залежить від багатьох параметрів - максимальної потужності двигуна внутрішнього згорання, маси автомобіля, параметрів

коробки передач, лобової площі автомобіля тощо. Експериментальне дослідження цього показника ускладнюється великою трудомісткістю і вартістю проведення випробувань. При вирішенні задач попередньої оцінки впливу параметрів двигуна і автомобіля на прийомистість, виборі компоновочних рішень доцільно проводити розрахункове дослідження з використанням адекватних математичних моделей.

На кафедрі двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» побудована математична модель динаміки руху транспортного засобу. В основу математичної моделі покладено методику Чудакова Е.А. і Яковлева Н.А. [1, с.262], модель реалізована в програмному середовищі MATLAB. Програмний продукт дозволяє визначати параметри автомобіля в процесі розгону до максимальної швидкості при роботі двигуна на режимах зовнішньої швидкісної характеристики.

Мета роботи – побудова уточненої математичної моделі динаміки розгону автомобіля Daewoo Lanos з урахуванням впливу на цей процес часу перемикання передач, дослідження впливу конструктивних параметрів автомобіля на динаміку його руху.

Для врахування часу перемикання передач в базовій методиці запропоновано часовий інтервал поділити на дві ділянки. На першій ділянці відбувається безпосередньо перемикання передач, протягом якого прискорення автомобіля є від'ємним, а швидкість руху автомобіля знижується. Протягом другого інтервалу після зчеплення двигуна з трансмісією відбувається зростання прискорення і швидкості автомобіля. Запропоновані залежності для визначення динамічного фактора і середніх значень параметрів руху автомобіля на часовій ділянці перемикання передач. Це дозволило пристосувати базову методику для машинного розрахунку.

За пропонованою уточненою методикою виконано розрахунки параметрів динаміки руху автомобіля при його розгоні від 0 до 100 км/год. Визначалися сили, що діють на автомобіль, його прискорення, динамічний фактор, час розгону до заданої швидкості і шлях, що долає автомобіль.

При базових параметрах швидкість 100 км/год досягається за 18,2 с. Це відповідає паспортним даним автомобіля Daewoo Lanos і свідчить про адекватність розрахункової методики.

Досліджено вплив маси автомобіля, статичного радіуса коліс, висоти автомобіля, потужності двигуна, коефіцієнту аеродинамічного опору повітря, режиму перемикання передач на прийомистість автомобіля.

Розрахунки виконані в програмному середовищі MATLAB.

Аналіз результатів розрахунку показав, що найбільш суттєво з розглянутих параметрів на прийомистість автомобіля впливають потужність двигуна і маса автомобіля. Вплив маси автомобіля на прийомистість лінійний. При зменшенні маси автомобіля на кожні 100 кг час розгону до 100 км / год зменшується на 1,5 с. Вплив потужності двигуна на прийомистість нелінійний. Збільшення номінальної потужності двигуна на кожні 10 кВт призводить до

зменшення часу розгону на 2–8 с. Великі значення відносяться до діапазону малих потужностей, менші – до діапазону відносно великих потужностей.

Коефіцієнт аеродинамічного опору і висота автомобіля на прийомистість двигуна впливають несуттєво. Це пояснюється тим, що зазначені параметри визначають силу опору повітря. Однак на швидкостях до 100 км / год питомий внесок сили опору повітря в загальний опір руху при розгоні не значний. Основна складова сумарного опору при русі на зазначених швидкостях – сила інерції.

Також можна зробити висновок, що зменшення радіуса коліс на кожен сантиметр покращує час розгону автомобіля приблизно на 1 с. Це пояснюється тим, що при незмінному передавальному відношенні двигун працює на більших оборотах колінчастого вала. Як наслідок, досягається більші максимальна потужність і тягове зусилля. Однак слід зазначити, що цей захід поліпшення прийомистості є небажаним, оскільки одночасно зі зменшенням розміру коліс зростає знос протекторів, витрати на тертя в двигуні і трансмісії, а отже, зростає питома витрата палива і зменшується надійність автомобіля в цілому. Крім того, погіршується комфортність керування автомобілем внаслідок збільшення вібрацій при русі по дорожньому покриттю.

Результати розрахунків якісно підтверджуються даними огляду літературних джерел.

Таким чином, в роботі виконано дослідження якісного і кількісного впливу параметрів автомобіля на його прийомистість, надано обґрунтування отриманим результатам.

Література

1. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. Учебное пособие. – М:ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. – 368 с.

Рубан Дмитро Петрович, канд. техн. наук, доцент, НУ «Львівська політехніка», ruban_dimon@ukr.net

Крайник Любомир Васильович, д-р техн. наук, професор, НУ «Львівська політехніка», l.kraynyk@gmail.com

Рубан Ганна Яківна, викладач, Черкаський державний бізнес-коледж, ganna-gaivoronsk@ukr.net

ОЦІНКА РЕСУРСУ КУЗОВА АВТОБУСА ЗАЛЕЖНО ВІД СТАНУ АВТОМОБІЛЬНИХ ДОРІГ

Під час проектування автобусів для перевезення пасажирів передбачається, що вони експлуатуються по дорогам I – III категорій. Відповідно при проектуванні закладається 1,75 кратний запас міцності каркасу кузова. Такі автобуси виготовляються, проходять сертифікацію, в тому числі і на відповідність до вимог Правил СЕК ООН № 66, № 107. Потім починається

серійний випуск, продаж експлуатуючим організаціям і відповідно сама експлуатація автобусів. Однак, не зважаючи на закладений конструктивно запас міцності, на каркасі кузова починають утворюватись тріщини (рис 1).

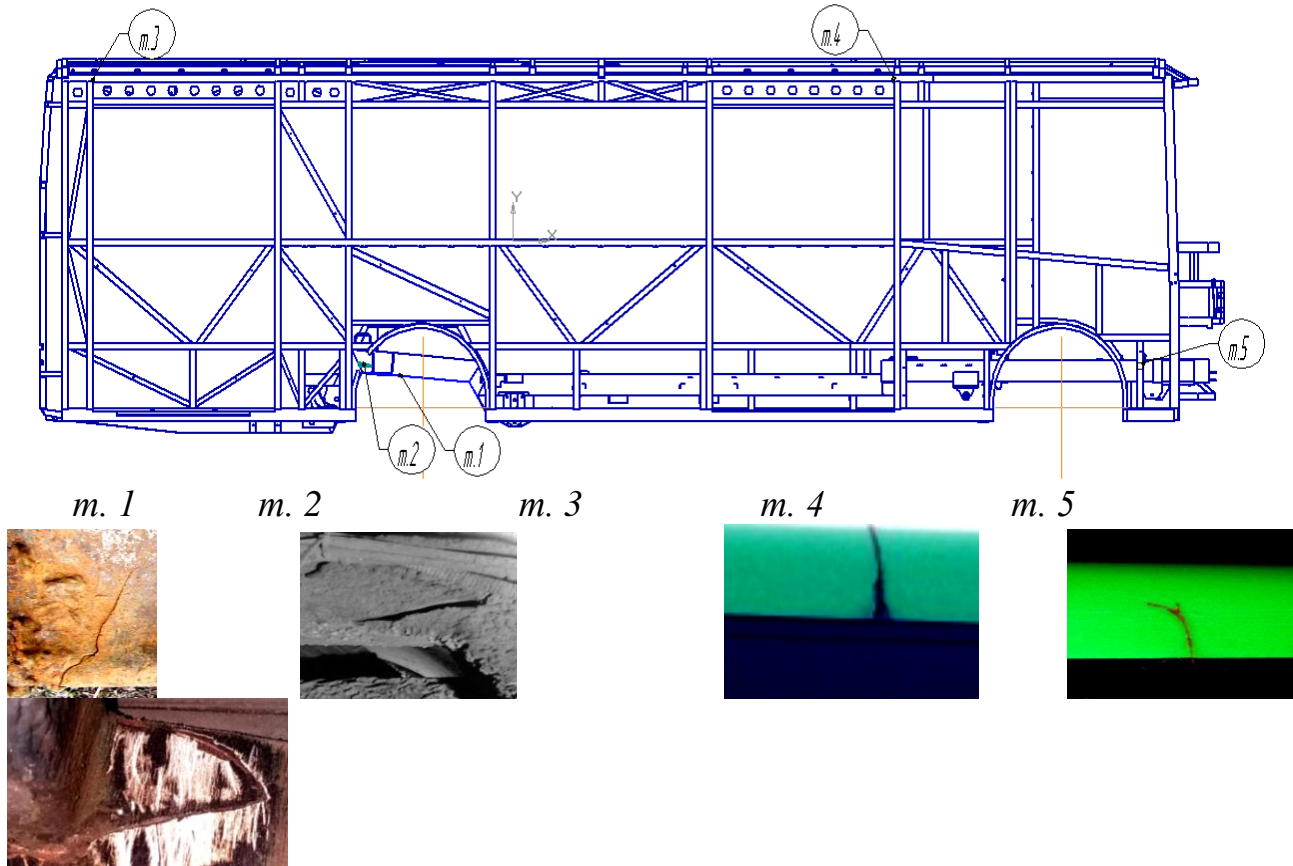


Рисунок 1 – Систематичні тріщини кузова автобуса під час експлуатації

З одного боку утворення таких тріщин можна пояснити введенням задньої площадки низького входу та збільшених проїм пасажирських дверей [1]. А з іншого боку утворення тріщин спричинені перевантаженнями, від перевезення пасажирів понад норми (80 пасажирів при максимально допустимій кількості 52 пасажирів) по дорогам низької якості та з підвищеними швидкостями руху. Під час моделювання в програмі Solidworks, приклавши еквівалентні зусилля, підтверджено механізм утворення тріщин (т. 1, т. 5) під дією циклічних перевантажень [2]. Порівнявши кількість пасажирів, що одночасно перевозяться, швидкість руху автобуса та поштовхів від мікропрофілю доріг на кузов автобуса, встановлено: при завантаженні-розвантаженні автобуса (посадці-висадці) пасажирями, каркас кузова сприймає віднульове навантаження, циклічність якого залежить від кількості зупинок автобуса. А от при русі автобуса каркас кузова сприймає вже знакоміні циклічні навантаження, які збільшуються із ростом швидкості та зростанням відхилень нерівностей мікропрофілю дороги. Таким чином основний вклад в

накопичення осередків втомного руйнування буде мати ріст швидкості руху автобуса по дорогах низької якості.

Для оцінки ресурсу кузова було розроблено методологію прогностичної оцінки ресурсної довговічності автобусів [3]. Згідно методології [3] розроблено математичну модель [4], яку було перевірено на адекватність під час проведення дорожніх випробувань автобуса [5].

Відповідно до реалій експлуатації автобусів обрано такі типи автомобільних доріг та рівняння спектральних густин: асфальтобетонне покриття ($\rho(l) = 0,85e^{-0,2|l|} + 0,15e^{-0,05|l|} \cdot \cos 0,6l$), рівнозамощена бруківка ($\rho(l) = e^{-0,45|l|}$) та бруківка низької якості ($\rho(l) = 0,85e^{-0,5|l|} + 0,15e^{-0,2|l|} \cdot \cos 2l$) [6]. Під час моделювання в MATLAB Simulink [7] дані рівняння спектральних густин було переведено в конкретні значення за допомогою залежності [8]. Реалізація схеми в програмному середовищі MATLAB Simulink зображена на рис. 2.

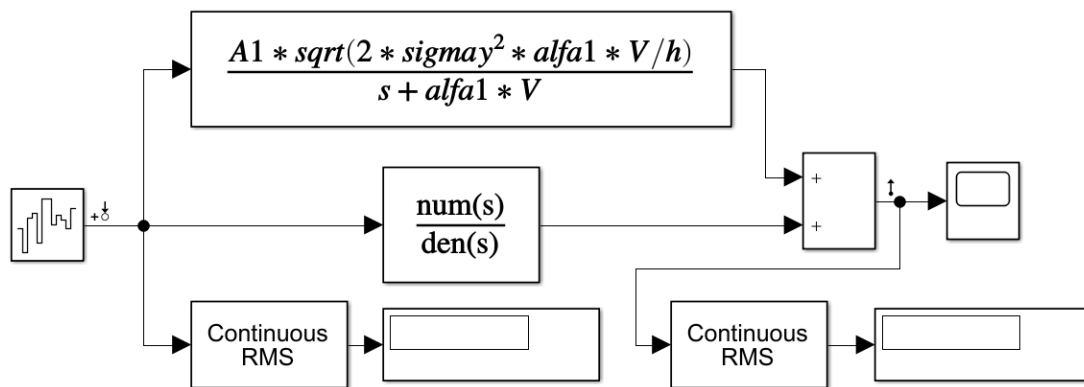


Рисунок 2 – Схема розрахунку конкретних значень мікропрофілю в програмному середовищі MATLAB Simulink

Під час імітаційного моделювання в MATLAB Simulink обрано фіксоване значення швидкості 40 км/год (середньостатистичне значення руху автобуса на маршруті). Кількість пасажирів (21 пасажир – тільки ті пасажирів, що сидять; 52 пасажирів – максимально допустима кількість пасажирів; 83 пасажирів – півторакратне перевищення від максимальної пасажиромісткості) обрано таким чином, щоб показати значимість впливу якості дорожнього покриття на ресурс. При чому для міських перевезень маса одного пасажирів складає 68 кг.

Таблиця 1 – Результати прогнозування ресурсу кузова автобуса

Номер досліджу	Тип дорожнього покриття	Кількість пасажирів, чол. (кг)	Ресурс автобуса, км
1	Асфальтобетонне покриття	83 (5644)	756321
2	Рівнозамощена бруківки	52 (3536)	640635
3	Бруківки низької якості	21 (1428)	457232

В результаті імітаційного моделювання показано (табл. 1), що навіть при півторакратному перевантаженні (83 пасажери), але по руху по високоякісному асфальтобетонному покритті ресурс кузова автобуса буде максимальним (756321 км) у порівнянні із рухом по дорогам низької якості (рівнозамощена бруківка – 640635 км; бруківки низької якості – 457232 км).

Результати моделювання підтверджують вагомість впливу якості дорожнього покриття на ресурс кузова автобуса.

Література

1. Рубан Д. П. Оцінка впливу введення площадок низького входу „low-entry” в структуру несівного кузова на ресурсні характеристики автобуса в експлуатації / Д. П. Рубан, Л.В. Крайник, Г. Я. Рубан // Автомобільний транспорт. – Харків, 2018. – № 43. С. 31 – 35.

2. Рубан Д. П. Прогнозування довговічності лонжеронів каркасу основи автобуса в проблемних місцях / Д. П. Рубан, Л. В. Крайник, Г. Я. Рубан // Технічна інженерія. – Житомир, 2020. – № 2 (86). С. 18 – 23.

3. Рубан Д. П. Методологія прогностичної оцінки ресурсної довговічності автобусів / Д. П. Рубан, Л.В. Крайник // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк, 2018. – № 2 (11). С. 117 – 121.

4. Рубан Д. П. Математична модель прогнозування довговічності кузовів автобусів та перевірка її на адекватність. Вісник Вінницького політехнічного інституту. Вінниця, 2020. № 3 (150). С. 81 – 89.

5. Рубан Д. П. Дослідження зміни напружень в елементах каркасу кузова автобуса при експлуатації. Автомобільний транспорт. Харків, 2020. № 46. С. 27 – 32.

6. Певзнер Я.М., Тихонов А.А. Результаты обследования микропрофилей основных типов автомобильных дорог. – М. Труды НАМИ, 1963 г. Вып. 8. – с. 17 – 39.

7. Рубан Д. П., Крайник Л. В., Рубан Г. Я., Сосик А. Ю., Щербина А. В., Дударенко О. В., Артюх О. М. Прогнозування довговічності кузовів автобусів громадського транспорту в залежності від умов експлуатації. Східно-Європейський журнал передових технологій. Том 4 № 1(112) (2021): Виробничо-технологічні системи. С. 26 – 33.

8. Бровцин В.Н. Моделирование микропрофиля поверхности полей и дорог. Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства. Сборник научных трудов. ИАЭП. 2015. Вып. 86. – с. 28 – 29.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА ТВЕРДОТОПЛИВНОЙ РАКЕТЫ

Объект исследования представляет собой летательный аппарат (ЛА) с твердотопливным двигателем, запускаемый с автомобильной пусковой установки. Направляющие пусковой установки не обеспечивают выход ракеты на заданную траекторию. Поэтому сразу после отрыва от направляющих начинается корректировка направления полёта с помощью рулевых двигателей.

Целью работы является исследование динамики ЛА в полете и обеспечение устойчивого и управляемого полёта ЛА по траектории.

ЛА представляет собой полый стержень со ступенчато изменяющимся сечением. В полёте ЛА следует рассматривать как свободное тело. Погонная масса на большей части длины корпуса без топливного заряда равна 35 кг/м. В отсеке полезного груза она равна 147 кг/м, а в отсеке системы управления – 64 кг/м. Длина корпуса равна 7,665 м.

ЛА имеет газодинамическую систему управления полётом с помощью рулей и газоструйную с помощью рулевых двигателей. Рулевые двигатели представляют собой малогабаритные одноразовые твердотопливные двигатели, которые расположены в пять рядов по периметру корпуса ЛА на расстоянии 0,58 м от носа.

Импульс силы тяги рулевого двигателя составляет 200 Н·с, его продолжительность равна 1 с [1]. Форма импульса близка к полуволне синусоиды и его можно описать формулой

$$F(t) = F_1 \sin \omega t, \quad (1)$$

где $F_1 = 1256,6$ Н,

$\omega = 12,56$ рад/с.

Динамическая задача вынужденных колебаний в МКЭ описывается матричным уравнением [2]

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = \{F(t)\}. \quad (2)$$

Искомые перемещения представим в виде линейной комбинации собственных форм колебаний

$$\{U\} = [\{U_0\}_1 \quad \{U_0\}_2 \quad \dots \quad \{U_0\}_J] \{Z(t)\} = [\Delta_0] \{Z(t)\}, \quad (3)$$

где $\{U_0\}_j$ – собственные векторы,

$\{Z(t)\}$ – функции времени при собственных векторах,

$[\Delta_0]$ – матрица собственных векторов,

J – количество степеней свободы.

Собственные векторы находим путём решения обобщённой проблемы собственных значений

$$([K] - p^2[M])\{U_0\} = 0, \quad (4)$$

где p – собственные круговые частоты системы. Для этого используем имеющиеся стандартные программы.

Подставив (3) в (2), умножив результат на $[\Delta_0]^T$ и используя свойство ортогональности собственных форм, из системы (2) получаем совокупность обыкновенных дифференциальных уравнений

$$p_j^2 Z_j + \ddot{Z}_j = \{U_0\}_j^T \{F(t)\}, \quad (5)$$

при этом векторы $\{U_0\}_j$ должны быть нормированы следующим образом:

$$\{U_0\}_j^T [M] \{U_0\}_j = 1.$$

Каждое из уравнений (5) решают отдельно при нулевых начальных условиях и получают

$$Z_j = \frac{1}{p_j} \int_0^t \{U_0\}_j^T \{F(\tau)\} \sin p_j(t - \tau) d\tau, \quad (6)$$

где τ – переменная интегрирования по времени. Подставляя (1) в (6) получаем выражение для функций времени, которое можно проинтегрировать точно

$$Z_j(t) = \sum_{i=1}^J \frac{U_{0ij}}{p_j} F_j \sum_{n=0}^N \int \sin n\omega\tau \sin p_j(t - \tau) d\tau, \quad (7)$$

где U_{0ij} – i -я строка j -го собственного вектора системы,

F_j – j -я строка вектора $\{F_1\}$.

Интегралы, входящие в (7) легко вычисляются. При $t \leq \tau_1$ если $n\omega \neq p$, то

$$\int_0^t \sin n\omega\tau \sin p(t - \tau) d\tau = \frac{p \sin n\omega t - n\omega \sin pt}{p^2 - (n\omega)^2},$$

если $n\omega = p$, то

$$\int_0^t \sin n\omega\tau \sin p(t - \tau) d\tau = \frac{\sin pt}{2p} - \frac{t}{2} \cos pt.$$

При $t \geq \tau_1$ если $n\omega \neq p$, то

$$\int_0^t \sin n\omega\tau \sin p(t - \tau) d\tau = \frac{n\omega \sin pt - p \sin n\omega\tau_1 \cos p(t - \tau_1) - n\omega \cos n\omega\tau_1 \sin p(t - \tau_1)}{(n\omega)^2 - p^2}$$

если $n\omega = p$, то

$$\int_0^t \sin n\omega\tau \sin p(t - \tau) d\tau = \frac{\sin p(2\tau_1 - t) + \sin pt}{4p} - \frac{\tau_1}{2} \cos pt,$$

где τ_1 – продолжительность импульса.

Зная собственные векторы и функции времени, по формуле (3) получим узловые перемещения.

Литература

1. Колесников К. С. Динамика ракет. М. : Машиностроение, 2003. 520 с.
2. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле : М. : Машиностроение, 1985. 472 с.

Волков Володимир Петрович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Волкова Тетяна Вікторівна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

Автомобільний транспорт (АТ) є найважливішим сектором української економіки, який обслуговує практично всі галузі господарювання та верстви населення, сприяє зростанню мобільності та якості населення.

В даний час автомобільний парк України нараховує понад 10 млн. одиниць автомобілів, структура яких виглядає наступним чином [1]: вантажних автомобілів - 15,5%, автобусів - 2,6%, легкових автомобілів - 81,9%.

Основними системними проблемами АТ на сучасному етапі є [1, 2]:

- втрата адміністративних важелів управління АТ як повністю приватизованого;
- зниження обсягів транспортної роботи;
- збитковість діяльності пасажирського транспорту на автобусних маршрутах загального користування;
- масове старіння рухомого складу та невідпрацьованість механізмів його заміни;
- невідповідність структури вантажного і пасажирського парку попиту на його послуги;
- незадовільний рівень безпеки автомобільних перевезень і значне екологічне навантаження на навколишнє середовище.

Технічна експлуатація автомобілів (ТЕА), як підсистема АТ знаходиться разом з автомобільною промисловістю на самому початку транспортного конвеєра, забезпечуючи АТ технічно справним рухомим складом (РС) потрібних техніко-експлуатаційних властивостей.

Від функціонування ТЕА в значній мірі залежить ефективність роботи АТ в цілому. Так якщо сфера виробництва забезпечує транспортний процес автомобілями потрібного типу і якості, то ТЕА перетворює фізичну можливість, закладену в автомобіль проектувальниками, конструкторами, технологами і виробниками, в фактичну, забезпечуючи справність і працездатність автомобілів в процесі, наприклад, комерційного використання.

Основною метою ТЕА як підсистеми АТ, є забезпечення необхідного рівня технічного стану РС. В цілому до 50% собівартості перевезень прямо або побічно залежить від якості і ефективності ТЕА. Найважливішим ланкою ТЕА є вибір системи технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) РС, яка регулюється комплексом взаємопов'язаних положень і норм, що визначають порядок, організацію, зміст і нормативи проведення робіт із забезпечення працездатності парку автомобілів.

Існуюча система ТО і ремонту сформувалася на базі спрощеної моделі функціонування транспортної інфраструктури: автомобіль в основному працює з прив'язкою до власного підприємству. При цьому вся обслуговуюча і ремонтна база була зосереджена в рамках конкретного підприємства автомобільного транспорту (ПАТ) і всі види технічних впливів здійснювалися їм 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 капітальним ремонтом і списанням.

Поступовий розвиток нових видів перевезень призводило 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 [2, 3].

У зв'язку з 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 РС і здійснювати зв'язок з диспетчером ПАТ, 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.

Базовими принципами індивідуального ТО є [3]:

- планово-запобіжний принцип визначення і усунення несправностей і проведення технічних впливів;
- оперативне управління працездатністю автомобіля на основі прогнозування стану з використанням інформаційних технологій в ТД;
- індивідуальний підхід до оцінки технічного стану кожного конкретного автомобіля;
- індивідуальне прогнозування періодичності ТО і технічного стану автомобіля.

Новим прийомом для автомобільного транспорту загального користування (АТЗК) в сфері технічного контролю стану РС є створення інформаційних систем організаційно-функціональної підтримки процесів експлуатації РС, за допомогою інформаційної інтеграції: по-перше, стадій

життєвого циклу (ЖЦ) РС, по-друге систем його технічного контролю (контролю і діагностики стану РС).

Однак, в ході практичного застосування таких рішень, зустрічаються суттєві інформаційно-технологічні труднощі. Труднощі перша - це закритість для фахівців ТЕА більшості інформаційних процесів, що здійснюються бортовими комп'ютерами РС, що обумовлено часткової або повної «недоступністю» фахівців ТЕА і, перш за все, вільних механіків до даної інформації.

Труднощі друга - це сучасні системи автоматичного управління (САУ) робочими процесами вузлів і агрегатів РС, мають вбудовані системи контролю і діагностики, і сучасні системи організаційно-функціональної підтримки процесів експлуатації РС зі своїми індивідуальними системами оперативного технічного контролю стану РС, які розробляються автономно.

Однак, поява на транспорті, наприклад, в авіації «систем з повною відповідальністю», типу *FADEC* (Full Authority Digital Electronic Control system) [2], дозволяє нейтралізувати труднощі.

Концепція *FADEC* спрямована на створення єдиної структури з бортових систем управління робочими процесами вузлів і агрегатів, систем контролю і діагностики, систем організаційно-функціональної підтримки процесів експлуатації РС, що дозволяє формувати інформаційні системи організаційно-функціональної підтримки (збору, аналізу та управління потоками інформації) процесів експлуатації, тобто дозволяє реалізувати на практиці ІПВ / CALS / PLM-технології.

ІПВ / CALS / PLM-технології, тобто інформаційна підтримка поставок і ЖЦ виробів - це сучасний підхід до проектування, виробництва і експлуатації високотехнологічної та наукомісткої продукції, що полягає у використанні комп'ютерної техніки і сучасних інформаційних технологій на всіх стадіях ЖЦ виробів [2].

У сфері транспортних компаній АТЗК інтегроване інформаційне середовище ІПВ / CALS / PDM-технологій тільки впроваджується. Сьогодні це, лише сукупність мережевих електронних інформаційних систем у вигляді розподілених сховищ, які є гетерогенним, так як використовують в своєму складі різні:

- види обчислювальної техніки для зберігання та обробки інформації;
- формати представлення даних;
- системи інтерпретації та обробки і ін.

В цілому, це сховище даних, в яких діють стандартні правила обробки, зберігання, оновлення, пошуку і передачі інформації, через які здійснюється «безпаперове» інформаційну взаємодію між усіма етапами ЖЦ як РС, так і його САУ контролю і діагностики.

Прикладом може бути програма Torque, як основа «автомобільної» концепція *FADEC*, що представляє собою перший крок до системи *FRACAS* і, відповідно ІПВ / CALS / PLM-технологій, які призначені для отримання і відображення діагностичної інформації бортової системи самодіагностики.

Сьогодні вона вже «вміє» відображати поточні параметри роботи двигуна, інших систем, вузлів і агрегатів, відображати і розшифровувати «коди помилок», «стирати помилки» з електронного блоку управління, автоматично відправляти значення величин параметрів, що контролюються датчиком, в інтегроване електронне інформаційне метaprостранство, де протягом півроку можна подивитися не тільки поточні значення контрольованих величин в різний час, але і побачити на карті весь маршрут РС за цей період [3].

Не менш значущими для ІПВ / CALS / PLM-технологій на АТЗК є такі найпростіші електронні інформаційні системи, як:

- GPS-Trace Orange, що надає на базі комерційної системи моніторингу транспорту «Wialon» послуги супутникового спостереження і контролю через Web-інтерфейс за РС, оснащеним трекером або будь-якими іншими комунікаторами з модулем GSM [2];

- M2M (машинно-машинне взаємодія або англ. Machine-to-Machine, Mobile-to-Machine, Machine-to-Mobile), що створює технології, які дозволяють досить просто, надійно і вигідно забезпечити передачу даних між «розумними» пристроями (smart devices), що представляють собою електронні машини, здатні взаємодіяти між собою [3];

- СКРТ (Система контролю витрати палива), що представляє набір сучасних «інструментів» управління РС, заснований на базі супутникової навігації моніторингу транспорту, що забезпечує контроль витрати палива, навантаження на осі, часу роботи РС та інших параметрів експлуатації [3];

- Teletrack, що представляє спеціалізований програмно-апаратний комплекс для супутникового моніторингу, який складається з бортового сканер - комунікатора (контролер - комунікатор, різні датчики, що забезпечують відкриту архітектуру, масштабованість, гнучкість системи моніторингу), ПЗ (серверного, диспетчерського «Track Control») і що дозволяє інтегрувати дані рішення для моніторингу транспорту в будь-яку керуючу систему підприємства, вирішуючи складні і нестандартні задачі [3];

- Dynafleet®, що є шведської транспортно-інформаційною системою або єдиним телематичним продуктом для тягачів (наприклад, Scania), яка працює на всій території ЄС.

Сукупність на АТЗК традиційних підприємств і абсолютно нових утворень (наприклад, GPS-Trace Orange, M2M, СКРТ і ін.), що представляють електронні інформаційні системи і технології, формує на АТЗК і АТ в цілому абсолютно нові принципи технічної експлуатації РС. Під одним з таких принципів розуміється адаптивна система підтримки технічного стану РС [2, 3], ключовим моментом якої є розробка інформаційно-комунікаційної системи і бази прогнозних моделей, що забезпечують шляхом моніторингу дистанційне отримання необхідної поточної інформації від РС і її обробку, а також вироблення коригувальних впливів.

Перелік посилань

1. 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.
2. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. / В.П. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никонов [и др.]; Под редакцией Волкова В.П. –Донецк: Изд-во “Ноулидж”, 2013. – 398 с.
3. Иновационные технологии в технической эксплуатации автомобилей / В.П. Волков, В.П. Матейчик, И.В. Грицук [и др.]. – Костанай: ТОО «New Line Media», 2021. – 316 с.

Волошко Тарас Андрійович старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, diesel077728@gmail.com, 099-70-77-141

ПРОБЛЕМИ, ПОВ'ЯЗАНІ З ОТРИМАННЯМ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ АВТОТЕХНІЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Вихідні дані можливо визначити як комплекс ознак, що характеризують дорожню обстановку, момент виникнення небезпеки для руху, дії учасників ДТП і параметри руху транспортних засобів, використовувані експертом при дослідженні. Такі ознаки містяться тільки в матеріалах справи, що мають доказове значення. До цих матеріалів відносяться речові докази, що надаються в оригіналі, чи їхні копії, протоколи слідчих і судових дій, додатки до них, висновки інших експертів.

Знання, які вихідні дані необхідні експерту для рішення конкретного питання, дозволяє уникнути передчасного призначення експертизи і сприяє якісному виконанню експертизи в стислі терміни. Від повноти й об'єктивності вихідних даних залежить об'єктивність висновків експертизи з обставин та механізму ДТП.

Загальний перелік вихідних даних, які необхідно задавати експерту призначенні автотехнічної експертизи, міститься в Науково-методичних рекомендаціях, згідно яких при призначенні експертизи обставин ДТП необхідно вказувати такі вихідні дані: тип покриття дороги (асфальт, ґрунт і т.д.), його стан (сухе, мокре, ожеледь і ін.), ширину проїзної частини, наявність і величину ухилів, наявність дорожніх знаків і розмітки у районі ДТП, технічний стан транспортних засобів та їхню завантаженість, видимість і оглядовість дороги з місця водія, а в умовах обмеженої видимості — також видимість перешкоди; розташування ТЗ щодо границь проїзної частини; швидкість його руху; момент виникнення небезпеки для руху, відстань, що

подолав пішоход з моменту виникнення небезпеки для руху до моменту наїзду, темп руху пішохода або час його руху з моменту виникнення небезпеки для руху до моменту наїзду; чи застосовувалось водієм екстрене гальмування і якщо застосовувалося, то яка довжина слідів гальмування до задніх коліс автомобіля (якщо сліди розташовані на ділянках дороги з різним покриттям, наприклад, на проїзній частині й узбіччі, необхідно вказати довжину сліду окремо на кожній ділянці); місце наїзду відносно слідів гальмування (яку відстань подолав ТЗ у загальмованому стані до наїзду або після наїзду на пішохода; якою частиною контактував ТЗ із пішоходом, якими частинами зштовхнулися транспортні засоби); якщо ТЗ після залишення сліду гальмування до його повної зупинки рухався накатом, то яку відстань він подолав у цьому стані). Якщо ДТП скоїв водій мотоцикла, крім того, вказується, ручним та ножним гальмом чи одним з них (яким саме) гальмував водій, якщо на мотоциклі з боковим причепом був один пасажир, то де він знаходився (у колясці, на задньому сидінні); якщо мотоцикл без коляски рухався в перекинутому стані, залишаючи сліди на дорозі, - то відстань, на яку він перемістився в такому стані.

Найважливішою дією, результати якої є основними при проведенні автотехнічних експертиз і досліджень, є огляд місця ДТП. Слід зазначити, що як би сумлінно не фіксувалася обстановка на місці події особами, що не мають досвіду провадження автотехнічних експертиз, неминучі серйозні недогляди, через які нерідко встановити необхідні для подальшого проведення автотехнічної експертизи вихідні дані з достатньою точністю взагалі неможливо. Тому в тих випадках, коли механізм події неочевидний чи не може бути встановлений без проведення експертного дослідження, дуже важливо, щоб огляд місця події проводився за участю спеціаліста-автотехніка.

Під час проведення огляду місця події при ДТП, як правило, допускаються типові недоліки, через що втрачаються докази: нечітко фіксуються й описуються органами розслідування результати огляду; мають місце випадки розбіжності даних, зафіксованих у протоколах огляду, і на прикладених до них схемах; часто не відображаються в протоколах і схемах місце зіткнення транспортних засобів чи місце наїзду на пішохода; не завжди в ході огляду органи розслідування фіксують обставини, що мають значення для проведення експертного аналізу механізму ДТП, чи роблять це неточно.

Роль спеціаліста - автотехніка при проведенні огляду місця ДТП виявляється в якісній і повній фіксації слідової інформації, що відобразилася на місці події в протоколі огляду і на схемі до нього, а також при проведенні фото і відеозйомки місця ДТП, оскільки він найбільш професійно визначає на місці події, яка саме слідова інформація буде мати вирішальне значення при подальшому дослідженні.

Схема до протоколу огляду місця ДТП є одним з найбільш важливих об'єктів дослідження експерта-автотехніка при проведенні експертизи (дослідження) по обставинах і механізму ДТП та транспортно-трасологічної експертизи. Найчастіше через неякісну і неповну фіксацію слідової інформації

в протоколі огляду місця ДТП і на схемі до нього експерт-автотехнік не може вирішити поставлені перед ним питання. Незадовільний опис зовнішнього вигляду слідів, залишених колесами транспортного засобу, відсутність прив'язки до дорожньої полотнини й обраної системи відліку не дають можливості в повному обсязі вирішити транспортно-трасологічні питання. Повнота й однозначність висновків транспортно-трасологічної експертизи дозволяє експертизі по дослідженню обставин і механізму ДТП вирішити питання щодо динаміки розвитку ДТП, співвідношення швидкостей руху в момент зіткнення, а в деяких випадках уточнити взаємне розташування транспортних засобів в момент первинного контактування для обґрунтування причин його виникнення.

На схемі ДТП повинні бути графічно відображені і зафіксовані такі об'єкти:

- ділянка дороги, на якому відбулася ДТП;
- відносно постійні орієнтири, до яких на схемі здійснена прив'язка об'єктів і слідів;
- транспортні засоби, що приймали участь у ДТП, координати їхнього розміщення відносно елементів проїзної частини і постійних орієнтирів;
- сліди коліс транспортних засобів: їхнє розміщення відносно елементів проїзної частини; довжина від їхнього початку до кожного колеса транспортного засобу з визначенням розривів; довжина слідів на ділянках з різним покриттям чи з різнорідним станом покриття;
- інші сліди і предмети, що стосуються *події*: розміщення частин і об'єктів (уламки кузова, частки фарби, осколки скла, осип фунту, сліди рідини та ін.), що відокремилися від транспортного засобу щодо елементів проїзної частини, транспортних засобів; площа розсіювання осколків скла, осипу ґрунту;
- координати місця зіткнення, наїзду, щодо постійних орієнтирів;
- ширина проїзної частини разом з розділовими смугами; ширина тротуарів, узбіч, профіль кювету;
- радіус кривої в плані (повороту);
- розміри ділянок з різнорідним станом дорожнього покриття;
- розміри і розміщення дефектів дорожнього покриття;
- розміщення дорожньої розмітки;
- розміщення світлофорів, дорожніх знаків, інших засобів технічного регулювання дорожнього руху;
- розміщення шлагбаума, засобів сигналізації, дорожніх знаків на підході до залізничного переїзду;
- подовжній і поперечний ухил проїзної частини;
- коефіцієнт зчеплення коліс з дорожнім покриттям, у т.ч. з різнорідним.

Виявлені на проїзній частині різні сліди (сліди гальмування, сліди бічного зрушення коліс, подряпини, вибоїни, осип ґрунту, сліди переміщення потерпілих), розташування частин, що відокремилися від транспортних засобів,

повинні фіксуватися в протоколі огляду місця події і схемі до нього розмірними характеристиками відносно границь проїзної частини або границь перетинання проїзних частин на перехресті в двомірному вимірі в системі прямолінійних координат. У випадку непрямолінійних слідів необхідно фіксувати їх поетапно через 1 метр, щоб на масштабній схемі можна було вичертити траєкторію руху транспортного засобу. Особливу увагу необхідно приділити встановленню видимості в напрямку руху і видимості конкретної перешкоди під час тумана, тому що згодом реконструювати таку дорожню обстановку практично неможливо.

Тому питання пов'язані з отриманням вихідних даних для проведення судових автотехнічних експертиз залишається актуальним та потребує постійного контролю.

Література.

1. Актуальні питання теорії та практики судової автотехнічної експертизи. Збірник матеріалів міжнародного науково-практичного семінару. Харків. 2005.
2. Кристи Н.М. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы. – М.: ЦНИИЛСЭ, 1971.
3. Судебная автотехническая экспертиза. ч. 2. под ред. Илларионова В.А. – М.: ВНИИСЭ, 1980.
4. Шевцов С.О. Можливості використання спеціальних знань при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод. – Харків. 2005.
5. Правила дорожнього руху України. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/1306-2001-п>.

Гордієнко Максим Юрійович, судовий експерт Харківського-науково дослідного експертно криміналістичного центру maksimvaz2110vaz@gmail.com.

ВПЛИВ ТИСКУ ПОВІТРЯ В ШИНІ НА КУРСОВУ СТАБІЛЬНІСТЬ ТА ДИНАМІКУ АВТОМОБІЛЯ

Курсова стійкість автомобіля залежить від опору шин бічному відведенню. Вона має велике значення, особливо при експлуатації автомобіля в умовах великих швидкостей, а також в умовах гірської місцевості, де часто доводиться рухатися по криволінійній траєкторії.

Кочення колеса з бічним відведенням (викликаним наприклад поперечним ухилом дороги, силами інерції і бічним вітром) супроводжується додатковою деформацією шини і проскальзиванням елементів протектора, що призводить до збільшення опору кочення і підвищенню зносу шини. Тому необхідно прагнути по можливості зменшувати бічне відведення. Коли сила, що викликає бічне відведення, перевищує силу зчеплення протектора з дорогою, автомобіль втрачає курсову стійкість і може «вилетіти» з дороги.

Однак навіть коли такого перевищення не відбувається, то велике значення сили бічного відведення збільшує радіус повороту автомобіля, що позначається на безпеці руху.

Курсова нестійкість властива тільки автомобілям з надлишковою поворачиваемостью, тобто таким, у яких кути відведення задніх коліс більше ніж передніх. Якщо послабити контроль за тиском в шинах, то може виникнути ситуація, коли тиск в шинах заднього моста буде менше, ніж в шинах переднього. При цьому опір відведенню задніх коліс стане менше, ніж передніх, і звичайний автомобіль, що володіє при нормативному тиску в шинах недостатньою або нейтральною поворачиваемостью, перетвориться в небезпечний з надлишковою поворачиваемостью. Те ж відбудеться при перевантаженні задньої осі. Для автомобіля з надлишковою поворачиваемостью існує поняття критичної швидкості по курсовій стійкості, вище якої він рухатися стійко не може. Вона тим більше, чим довше автомобіль і менше різниця кутів відведення передньої і задньої осей. Змінити ситуацію може своєчасна підкачка задніх шин. Однак підвищення тиску не тільки збільшує опір бічному відведенню шини, але і призводить до збільшення її радіальної жорсткості, що негативно позначається на плавності ходу автомобіля. Подолати це протиріччя можна шляхом використання коліс зі збільшеною шириною обода колеса і зменшеною висотою профілю шини.

Для надійного забезпечення курсової стійкості на задні колеса можна встановлювати ширші шини, ніж на передні.

На опір шини бічному відведенню великий вплив (до 50 - 70%) надає стан протектора. Для шини з сильно зношеним протектором коефіцієнт опору бічному відведенню при збільшенні тиску зростає незалежно від навантаження, а для нової шини - навпаки, при збільшенні навантаження він зменшується. Так при підвищенні тиску на 40% (з 5 до 7 кгс / см²) коефіцієнт опору відведенню нової шини зменшується на 12% внаслідок впливу протектора. Таким чином, нові шини на сухому дорожньому покритті забезпечують меншу курсову стійкість автомобіля, ніж шини із середнім ступенем зносу протектора.

Для оцінки впливу тиску повітря в шині на динамічні характеристики автомобіля проводились дослідження для вантажних автомобілів. Випробовувані автомобілі розганялися на прямій передачі в діапазоні швидкостей з 20 до 80 км / ч. В даному дослідженні змінювали радіус кочення коліс шляхом регулювання тиску в шинах. Випробування показали, що автомобілям з меншим радіусом кочення колеса (що забезпечувалося при низькому тиску повітря в шинах) відповідав більш інтенсивний розгін. Однак зі зниженням тиску велика потужність витрачається на подолання сил опору коченню. Крім того, з'являється прослизання гуми в зоні контакту. При цьому гістерезисна втрати зростають, що негативно впливає на загальну динаміку автомобіля. У підсумку можна зробити висновок, що незначне поліпшення динаміки автомобіля, викликане зменшенням тиску в шинах не компенсується різким погіршенням експлуатаційних властивостей шин з більш низьким тиском.

Отже, тиск в шинах впливає не тільки на інтенсивність їх зносу, а й на експлуатаційні характеристики автомобіля. У зв'язку з цим необхідний постійний контроль за цим тиском в процесі експлуатації або створення простих і надійних пристроїв, що забезпечують стабілізацію або необхідне регулювання тиску в шинах в автоматичному режимі.

Список інформаційних джерел:

1. Гудков В.А. Анализ причин выхода из строя пневматических автомобильных шин / В.А. Гудков, И.М. Рябов, А.В. Сычев, Ш.Д. Гечекбаев // Шина плюс: всеукраинский журнал. – 2007. - №4. – С.7-9.
2. Гудков В.А. Влияние давления в шинах на эксплуатационные характеристики автомобиля / В.А. Гудков, И.М. Рябов, А.В. Сычев, В.И. Карлов, Ш.Д. Гечекбаев // Шина плюс: всеукраинский журнал. – 2008. – №2. – С. 8-10.

Густелев Александр Александрович, к.т.н., доцент кафедри дорожньо-будівельних матеріалів та хімії, Національний транспортний університет, заступник голови Київської міської державної адміністрації

Осипов Валентин Александрович, к.т.н., доцент кафедри транспортних технологій, Національний транспортний університет, радник Київського міського голови з питань організації та безпеки дорожнього руху

Кульбако Валентин Петрович, к.т.н., начальник управління з питань організації дорожнього руху та пасажирських перевезень Департаменту транспортної інфраструктури ВО КМР (КМДА) Osipov.valentin100@gmail.com

ДО ПИТАННЯ ОБЛАШТУВАННЯ ДОДАТКОВИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ БЕЗПЕКИ ЗУПИНОК ГРОМАДСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

На сьогодні актуальною проблемою є забезпечення безпеки пасажирів, що очікують автомобільний транспорт загального користування на зупинках. Неочікуваний наїзд транспортних засобів (ТЗ), які за тих чи інших причин стали некерованими, призводить до тяжких травм та навіть людських втрат. На наш погляд, вирішення проблеми можливо, серед іншого, шляхом впровадження низки заходів, які фізично унеможливають наїзд ТЗ. Комплекс заходів, що пропонуються до реалізації, зображені на рис.1-3.

Схема 1

Середня освітленість посадочних майданчиків та майданчиків очікування зупинок пасажирського транспорту загального користування повинна становити не менше ніж 20 лк

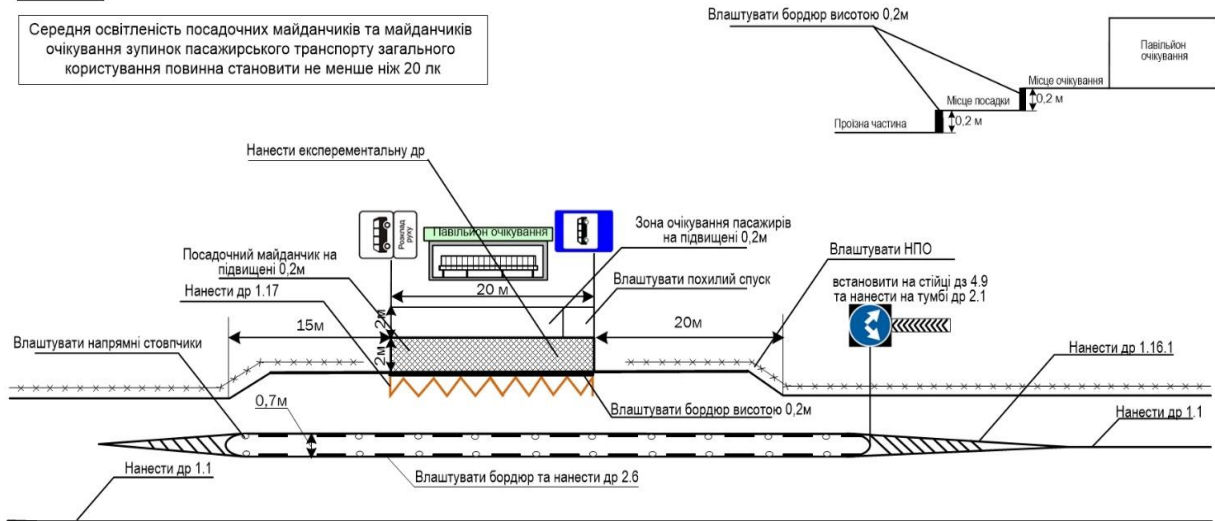


Рис.1. Облаштування магістральної вулиці для зупинки колісних ТЗ

Схема 2

Середня освітленість посадочних майданчиків та майданчиків очікування зупинок пасажирського транспорту загального користування повинна становити не менше ніж 20 лк

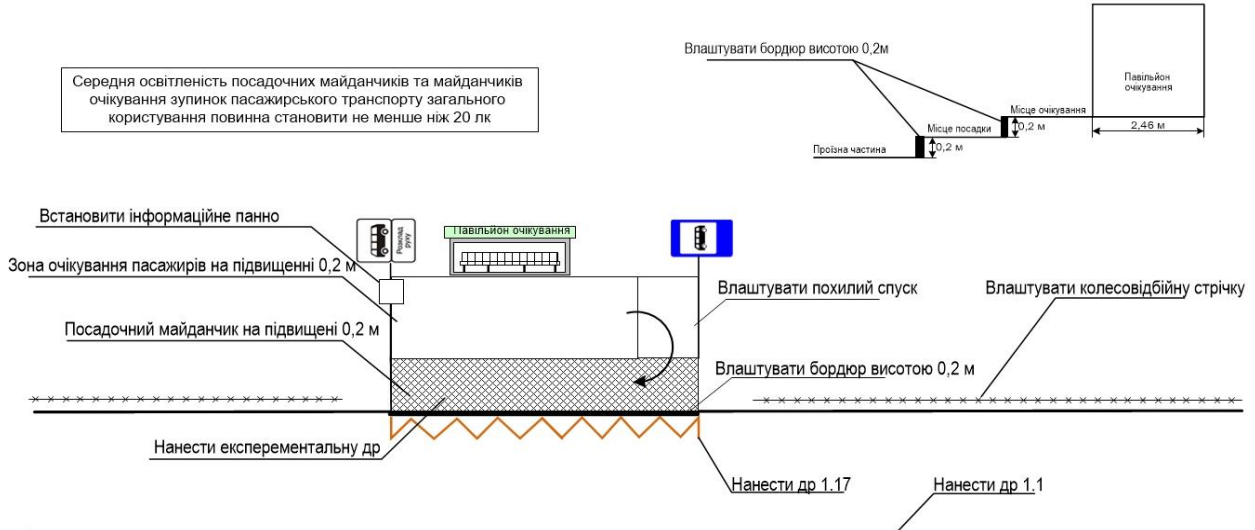


Рис. 2. Облаштування вулиці місцевого значення для зупинки колісних ТЗ

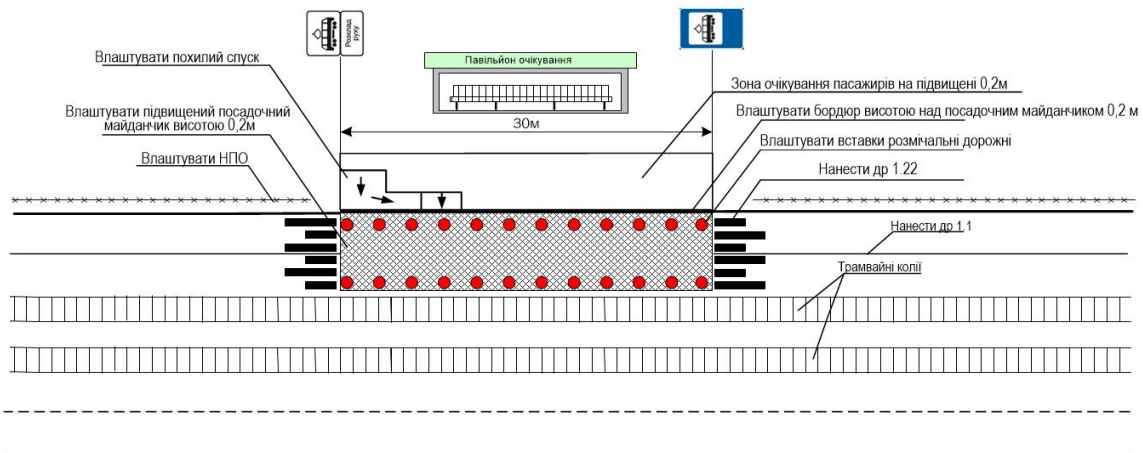


Рис. 3. Облаштування вулиці для зупинки рейкових ТЗ

Суть пропозиції полягає у тому, щоб конструктивно відокремити пасажирів від ТЗ шляхом подвійного підвищення зони очікування останніх від проїзної частини. До того ж пропонується поділити зону зупинки на дві частини: зону очікування ТЗ, та зону посадки/висадки пасажирів, на якій пропонується заборонити пішоходам очікувати громадський транспорт. У пропозиціях враховано пологі схили для пересування людей з обмеженими фізичними властивостями. У зоні зупинки рейкових ТЗ пропонуються додатково влаштовувати підвищені пішохідні переходи. Впровадження вказаних заходів потребує внесення змін у низку нормативних документів, а саме:

- ДБН В.2.3-5:2018 «Вулиці та дороги населених пунктів» доповнити пунктом 5.4.13 «Для створення додаткових заходів безпеки в межах зупинки громадського транспорту можуть влаштовуватися острівці безпеки на вулицях і дорогах населених пунктів, де по 3 смуги в кожному напрямку, а крайня права смуга може бути виділена для руху маршрутних транспортних засобів. Приклад наведено у додатку «І». Доповнити ДБН В.2.3-5:2018 «Вулиці та дороги населених пунктів» додатком «І», а саме схемою влаштування острівця безпеки в межах зупинки громадського транспорту відповідно до наведеного рис. 1). Частина 1 пункту 5.4.9 ДБН В.2.3-5:2018 «Вулиці та дороги населених пунктів» викласти у наступній редакції «Посадкові майданчики безрейкового маршрутного транспорту влаштовуються на 20 см вище проїзної частини, а зона очікування може окремо влаштовуватися на 20 см вище посадкового майданчика, у таких випадках повинен передбачатися похилий спуск для осіб з порушенням опорно-рухового апарату.».

- У пункті 5.2.2 ДСТУ 4123:2020 «Безпека дорожнього руху. Засоби заспокоєння руху. Загальні технічні вимоги» після слова «велосипедами»

доповнити словами «, зокрема дорожні пагорби можуть застосовувати в межах зупинки трамваю, полотно якого розташоване посередині проїзної частини».

- Пункт 7.4.3.2 ДСТУ 8751:2017 «Безпека дорожнього руху. Огородження дорожні і напрямні пристрої. Правила використання. Загальні технічні вимоги» доповнити підпунктом (в) наступного змісту: «(в) фізичного убезпечення пасажирів на зупинках громадського транспорту на вулицях і дорогах населених пунктів, де по 3 смуги в кожному напрямку, а крайня права смуга може бути виділена для руху маршрутних транспортних засобів».

- ДСТУ 2587:2021 «Безпека дорожнього руху. Розмітка дорожня. Загальні технічні вимоги. Методи контролювання. Правила застосування» доповнити пунктом 7.2.27 наступного змісту «Розмітка 1.31 у вигляді ромбів застосовується для позначення зони посадкового майданчика». Зразок застосування такої розмітки наведено у схемах 1, 2, 3. Таблицю 1 ДСТУ 2587:2021 «Безпека дорожнього руху. Розмітка дорожня. Загальні технічні вимоги. Методи контролювання. Правила застосування» доповнити наступними розмірами дорожньої розмітки 1.31: «ширина ліній повинна бути 10 см, а одна сторона ромбу має бути 50 см.»

- Правила дорожнього руху України доповнити пунктом 4.17 наступного змісту «Пішоходи під час очікування громадського транспорту на зупинці до прибуття такого транспорту зобов'язані перебувати у зоні очікування, якщо така існує. Пішоходам забороняється перебувати у зоні посадкового майданчика, позначеного дорожньою розміткою 1.31 під час очікування громадського транспорту на зупинці до прибуття такого транспорту». Пункт 1.10 Правил дорожнього руху України доповнити терміном наступного змісту «Зона очікування - конструктивно виділене, по відношенню до посадкового майданчика місце, де пасажир зобов'язані очікувати на прибуття громадського транспорту».

Кашканов Андрій Альбертович, д.т.н., професор, Вінницький національний технічний університет, a.kashkanov@gmail.com

Кашканова Анастасія Андріївна, студент, Вінницький національний технічний університет, kashkanov9a@gmail.com

УДОСКОНАЛЕННЯ ІСНУЮЧИХ ПІДХОДІВ ЩОДО ОЦІНЮВАННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗЧЕПЛЕННЯ В УМОВАХ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ ПІД ЧАС РОЗСЛІДУВАННЯ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД

Забезпечення безпеки руху транспортних засобів є актуальною проблемою для багатьох країн світу. Щорічно в результаті дорожньо-транспортних пригод гине близько 1,35 мільйона людей, від 20 до 50 мільйонів отримують травми, а збитки від ДТП обходяться більшості країн у 3% їх валового внутрішнього продукту [1]. Це ставить цілий комплекс завдань, спрямованих на вирішення проблеми аварійності на автомобільному транспорті. Ефективність розв'язання

цих завдань значною мірою залежить від точності та об'єктивності методів аналізу ДТП, виявлення причинно-наслідкових зв'язків.

Основним методом попередження ДТП є процес гальмування ТЗ [2, 3, 4]. Ефективність даного процесу залежить від особливостей конструкції та роботи гальмівних систем ТЗ (наявності антиблокувальної системи гальм, системи екстреного гальмування, превентивних систем безпеки тощо) та обмежується величиною сил тертя в контакті шин з дорогою [5, 6, 7].

Існує багато різних методів, засобів і технологій, що застосовуються для оцінювання гальмівних властивостей автомобілів з метою забезпечення роботи систем активної безпеки [5], керування дорожнім рухом [8], удосконалення конструкції доріг [9] чи аналізу аварійних ситуацій [10]. Чинні вимоги [5, 9] визначають критеріями оцінки ефективності гальмування автомобілів при дорожніх випробуваннях гальмівний шлях і усталене сповільнення. Під час розслідування аварійних ситуацій експерт повинен оцінити усталене сповільнення шляхом слідчого експерименту в дорожніх умовах місця події або аналогічних йому, а потім на підставі отриманих даних розрахувати зупинний шлях [3]. У разі наявності таких пошкоджень ТЗ, що унеможливають проведення дорожніх випробувань, експерту доводиться використовувати середньостатистичні значення сповільнення, коефіцієнт зчеплення шин з дорогою або використовувати застарілі розрахункові методики [11]. Це сприяє виникненню похибок та збільшує невизначеність даних, на основі яких формуються експертні висновки.

Серед факторів впливу на коефіцієнт зчеплення найбільш впливовими можна визнати [2, 3, 5-7, 9, 12]: тип і стан дорожнього покриття; швидкість автомобіля при гальмуванні; навантаження на колесо; ступінь проковзування шини; зношеність шини; тиск в шині. Таким чином, задача знаходження коефіцієнта зчеплення зводиться до пошуку багатофакторної залежності $\varphi = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$.

При вирішенні задач автотехнічної експертизи ДТП прийняття рішень відбувається в умовах неповноти інформації, тобто в умовах невизначеності. В процесі прийняття рішень виникають різні види невизначеності в залежності від причин її появи: кількісна, інформаційна, вартісна, професійна, обмежувальна, зовнішнього середовища. Крім того, невизначеність може мати стохастичну або нечітку природу.

Аналіз застосування математичних методів в практиці розслідування ДТП [10] показав, що при відсутності можливості використання традиційних математичних методів, які базуються на виявленні точних кількісних взаємозв'язків, для дослідження ДТП в умовах невизначеності доцільно застосовувати наближені методи моделювання, які засновані на нечітких (неперервних) логіках.

Оцінювання коефіцієнта зчеплення виконувалось на базі метода ідентифікації нелінійних об'єктів нечіткими базами знань [13] в нейро-нечіткому редакторі Anfis [14] пакета Fuzzy Logic Toolbox обчислювального

середовища Matlab [15]. Математичні моделі будувались в два етапи [13]: структурна ідентифікація; параметрична ідентифікація.

В загальному випадку алгоритм визначення коефіцієнта зчеплення зводиться до виконання таких кроків:

1. Визначення типу і стану дорожнього покриття, типу шин.
2. Оцінювання величини інтегрального показника «шини – дорога» Q на основі рекомендацій, представлених у [12].
3. Оцінювання остаточної висоти протектора шин за якою встановлюється відсоток їх зношення.
4. Визначення тиску в шинах.
5. Встановлення конструктивних особливостей гальмівної системи ТЗ та аналіз слідів гальмування (з метою визначення ступеня проковзання шин).
6. Встановлення навантаження на колесо.
7. Визначення величини початкової швидкості гальмування, км/год.
8. Оцінювання коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям у середовищі Matlab.

Даний алгоритм може скорочуватися у разі обґрунтованого використання неповного переліку обраних факторів та за умови забезпечення необхідної точності моделювання.

На основі сформованої експериментальної бази даних щодо дослідження ефективності гальмування транспортних засобів категорії М1 в умовах експлуатації [7] було проведено оцінювання інформативності факторів, які впливають на коефіцієнт зчеплення, засобами Fuzzy Logic Toolbox обчислювального середовища Matlab. В результаті чого встановлено, що удосконалення існуючих підходів щодо оцінювання коефіцієнта зчеплення та показників ефективності гальмування транспортних засобів при автотехнічній експертизі ДТП в умовах наявності композиційної (стохастичної та нечіткої) невизначеності можна досягти за рахунок використання простих ANFIS-моделей, які забезпечують кращі узагальнюючі властивості. Наприклад, обрана модель «два входи – один вихід» («тип шин – дорога», ступінь проковзування шини – коефіцієнт зчеплення), дозволяла прогнозувати величину коефіцієнта зчеплення з похибкою в межах 2%. Однак, слід пам'ятати, що моделі, синтезовані за допомогою ANFIS або за допомогою іншої технології автоматичного навчання, можуть адекватно описувати лише закономірності, представлені репрезентативними вибірками даних.

Для застосування результатів виконаного дослідження на практиці при дослідженні ДТП потрібно вдосконалити існуючий протокол огляду місця ДТП, шляхом введення додаткових граф з факторами впливу на коефіцієнт зчеплення для обов'язкового заповнення на місці ДТП співробітником поліції, при відсутності детермінованих значень, потрібно надати якісний опис параметрів конкретного фактору. Це дасть можливість на базі початкових даних удосконаленого протоколу огляду місця ДТП проводити розрахунок коефіцієнта зчеплення за спрощеним алгоритмом.

Література

1. World Health Organization. Road traffic injuries. Retrieved from <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs358/en/>.
2. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях: монография / [В. П. Волков, В. Н. Торлин, В. М. Мищенко, А. А. Кашканов, В. А. Кашканов, В. П. Кужель, В. А. Ксенофонтова, А. А. Ветрогон, Н. В. Скляров]. Харьков: ХНАДУ, 2010. 476 с.
3. Туренко А.М., Клименко В.І., Сараєв О.В., Данець С.В. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП: підручник для ВНЗ. Харків: ХНАДУ, 2013. 320 с.
4. Struble D. Automotive accident reconstruction: practices and principles. Boca Raton: CRC Press, 2013. 498 p.
5. Bosch Automotive Handbook. 9th Edition. / [Reif K., Dietsche K.-H. & others]. Karlsruhe : Robert Bosch GmbH, 2014. 1544 p.
6. Pacejka Hans B. Tyre and vehicle dynamics. 3rd Ed. Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2012. 629 p.
7. Kashkanov A. A., Rotshtein A. P., Kucheruk V. Yu., Kashkanov V. A. Tyre-Road friction Coefficient: Estimation Adaptive System. Bulletin of the Karaganda University. «Physics» series. 2020. № 2(98). P. 50-59. DOI: 10.31489/2020Ph2/50-59.
8. Zhang R., Cao L., Bao S., Tan J. A method for connected vehicle trajectory prediction and collision warning algorithm based on V2V communication // International Journal of Crashworthiness. 2017. Vol. 22. No. 1. P. 15-25.
9. AASHTO Green Book. A Policy on Geometric Design of Highways and Streets, 7th Edition, 2018, 1047 p.
10. Кашканов А. А. Математичні методи обґрунтування рішень в автотехнічній експертизі дорожньо-транспортних пригод. Автомобільний транспорт. 2018. №43. С. 78-89. DOI: 10.30977/AT.2219-8342.2018.43.0.78.
11. European Network of Forensic Science Institutes. Best Practice Manual for Road Accident Reconstruction, ENFSI, ENFSI-BPM-RAA-01. Version 01 - November 2015. Retrieved from http://enfsi.eu/wp-content/uploads/2016/09/4_road_accident_reconstruction_0.pdf.
12. Кашканов В. А., Ребедайло В. М., Кашканов А. А., Кужель В. П. Інтелектуальна технологія ідентифікації коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП : монографія. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 128 с.
13. Rotshtein A., Rakytyanska H. Fuzzy Evidence in Identification, Forecasting and Diagnosis. – Berlin : Springer, 2012. – 313 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-25786-5>.
14. Jang J.-S. R., ANFIS: Adaptive-Network-based Fuzzy Inference Systems, IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. 23, No. 3, P. 665-685, May 1993.
15. Штовба С. Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB. Москва: Горячая линия – Телеком, 2007. 288 с.

Кіріченко Ігор Сергійович, старший судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України,
kis11501103@gmail.com

ПРО ПРОБЛЕМУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИДИМОСТІ НА НЕРЕГУЛЬОВАНОМУ ПІШОХІДНОМУ ПЕРЕХОДІ

Аналіз ДТП за участю пішоходів показує, що більшість з них пов'язано з відсутністю безпечних умов для пішохідного руху, і перш за все це відноситься до відповідного обладнання пішохідних переходів: їх освітлення, обладнання світлофорної сигналізацією, дорожніми знаками, дорожньою розміткою, застосуванням штучних нерівностей, поділом транспортних і пішохідних потоків, огорожею проїжджої частини. Застосування на пішохідних переходах технічних засобів організації дорожнього руху, таких як дорожні знаки та розмітка, не завжди ефективно. Дорожня розмітка має властивість стиратися, і дуже часто вона практично відсутня на проїжджій частині. Дорожні знаки не завжди видно через листя дерев або припаркованих з порушенням правил дорожнього руху транспортних засобів. Також слід зазначити, що видимість дорожніх знаків «Пішохідний перехід», розташованих праворуч, практично відсутня, якщо водій рухається в другій, третій або четвертій смузі, в умовах інтенсивного руху, а також в темний час доби. Тому для забезпечення безпеки руху дорожні знаки «Пішохідний перехід» доцільно розташовувати над проїзною частиною, тобто над нерегульованими пішохідними переходами, на трасах розтяжках. Висота установки знака становить 5-6 м, аналогічно знакам «Напрямок руху по смугам».

Також для забезпечення видимості пішоходів необхідно більш ретельно допрацювати пункт 18.4 Правил дорожнього руху України, який говорить про те, що якщо перед нерегульованим пішохідним переходом зупинилося або зменшує швидкість транспортний засіб, то водії інших транспортних засобів, що рухаються по сусідніх смугах, можуть продовжувати рух лише переконавшись, що на пішохідному переході немає пішоходів, для яких може бути створена перешкода або небезпека. А, наприклад, в Англії правилами дорожнього руху заборонено випереджати рухомий транспортний засіб, розташований найближче до пішохідного переходу, а також транспортний засіб, що зупинився перед нерегульованим пішохідним переходом з метою поступитися дорогу пішоходам.

Для забезпечення видимості пішохода в темний час, а також для попередження випадків наїзду автомобілів на пішохода необхідно використовувати елементи зі світлоповертаючим ефектом. Світлоповертач прикріплюється до одягу, колясок, велосипедів і робить пішоходів видимими на дорозі в похмурий і темний час доби при попаданні світла автомобільних фар. ризик попадання в ДТП зі смертельними наслідками для пішохода, що не використовує світлоповертач, являється десятикратним в порівнянні з

пішоходом, який використовує світлоповертач. Без світлоповертача пішохода видно з 30-50 м, а при його наявності – з 300-400 м.

Масове використання в одязі та речах особистого користування світлоповертаючих елементів – один з найпростіших, але ефективних способів, за допомогою якого пішоходи можуть бути більш помітними на дорозі в темний час доби.

Таким чином, можна зробити висновок, що наїзди на пішоходів на нерегульованих пішохідних переходах є великою проблемою. Залежно від умов, таких як інтенсивність руху, місце розташування, ширина проїжджій частині, наявність засобів організації дорожнього руху, видимість та ін., для зменшення числа ДТП з пішоходами необхідно проводити такі заходи:

- встановити освітлення на всіх нерегульованих пішохідних переходах;
- для поліпшення видимості необхідно розмічати нерегульовані пішохідні переходи червоними і білими смугами, виконаними за допомогою холодного пластику зі світлоповертаючою речовиною;
- наносити перед нерегульованими пішохідними переходами «шумову розмітку»;
- у темну пору необхідно застосувати в одязі, а також в предметах особистого користування елементи зі світлоповертаючим ефектом.

Запропоновані заходи здатні істотно підвищити безпеку пішоходів на нерегульованих пішохідних переходах.

Список інформаційних джерел

Правила дорожнього руху України – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://monolith.in.ua/pdd/onlayn-pdd-ukrainyi-na-russkom-yazyike/>.

Кобдикова Шамсигуль Мадениетовна, д.т.н., професор, Казахский автомобильно-дорожный институт имени Л.Б. Гончарова (Республика Казахстан, Алматы) shkobdikova@gmail.com

УСТАНОВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРА ЗАДЕРЖЕК АВТОМОБИЛЕЙ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПЕРЕЕЗДАХ

Укладка переездов для линий в одном уровне позволяет значительно сокращать начальные капитальные затраты в строительство пересечений автомобильных и железных дорог. Однако пересечения маршрутов следования средств транспорта вызывают длительные задержки автомобилей, величина которых зависит от размеров движения, как поездов, так и автомобилей.

При малых размерах движения задержки автомобилей будут иметь малую величину. При этом можно будет обойтись пересечениями транспортных линий в одном уровне. В то же время, для повышенных размеров движения задержки

автомобилей возрастают настолько, что становится целесообразным строить дорогостоящие путепроводы с пересечениями в разных уровнях. Для оценки эффективности капитальных затрат будет устанавливаться величина задержек автомобилей на переездах.

На однопутных железнодорожных линиях имеют место самые различные размеры движения. В технико-экономических расчетах предполагается, что на однопутных железнодорожных линиях размеры движения грузовых и пассажирских поездов колеблются в интервале: от 0 до $N_{max}^{одн}$ поездов. Задержки движения автомобилей зависят от размеров движения грузовых и пассажирских поездов на магистральных железнодорожных линиях. В таких случаях при возникновении враждебности маршрутов пользуется преимуществом пропуск поездов на железнодорожных линиях. При этом автомобили обычно задерживаются на подходах к переезду. Отправление задержанных автомобилей в последующем осуществляется после включения разрешающего сигнала переездного светофора или после освобождения переезда от пропуска проходящего грузового поезда. С момента вступления поезда на изолированный стык – переезд будет занят пропуском проходящего транзитного грузового поезда. Затем период во время пропуска состава грузового поезда и занятости переезда будет происходить задержки автомобилей. Она будет происходить до тех пор, пока хвостовой вагон не проследует изолированный стык, находящийся за переездом с другой стороны по проходу переезда.

При высокой скорости движения поездов будет сокращаться время занятия переезда пропуском состава грузового поезда. Однако в этом случае будет возрастать тормозной путь, находящийся для обеспечения пропуска или торможения состава грузового поезда и безопасности движения автомобилей на переезде. Также с увеличением составов грузовых поездов будет возрастать время одного занятия переезда, не используемого для пропуска автомобилей. В то же время, при больших составах грузовых поездов будет происходить сокращение общего числа пересечений переездов пропуском грузовых поездов.

В технико-экономических расчетах принимаются длина имеющихся составов грузовых поездов, проходящих по магистральным железнодорожным линиям: в 850 и в 1050 м. При таком составе грузовых поездов будут самые различные размеры их движения. Также условно будем принимать, что состав грузового поезда такое же время занимает переезд, так как пассажирский поезд короче и имеет более высокую скорость движения. В то же время, для их торможения путь будет длиннее. Для начальных технико-экономических расчетов примем, что в пределах крупных населенных пунктов, что было построены ранее, скорость движения поездов будет равна 50 км/час. Для этой величины скорости движения поездов будем иметь самые различные размеры движения поездов, а также самые различные размеры движения автомобилей, проходящих по данному пересечению транспортных единиц автомобильного и

железнодорожного транспорта. Количество пересечений поездов пропуском поездов в течение суток будет равно:

$$\gamma_{\text{пер}} = 2(N_{\text{гр}} + N_{\text{пс}}) \cdot N_{\text{лок}} \quad (1)$$

где 2 – коэффициент, учитывающий наличие четного и нечетного направлений движения поездов; $N_{\text{пс}}$ – количество пассажирских поездов по заданной линии; $N_{\text{гр}}$ – количество грузовых поездов; $N_{\text{лок}}$ – возможное количество локомотивов резервом, проходящих по железнодорожной линии в сутки.

С увеличением объемов движения грузовых и пассажирских поездов будет возрастать количество их проходов по переезду. Это приведет к сокращению свободного интервала для организации движения автомобилей по переезду и будет вызывать сокращение возможности в пропуске автомобилей по переезду для автотранспортных средств и поездов. Средний интервал между пропуском двух поездов по переезду магистральных улиц в течение суток, будет равен (1440 – число минут в сутках):

$$I_{\text{ср}} = \frac{1440}{\gamma_{\text{пер}}} = \frac{1440}{2(N_{\text{гр}} + N_{\text{пс}}) \cdot N_{\text{лок}}} \quad (2)$$

Свободное время между пропуском двух грузовых поездов по переезду будет равно

$$I_{\text{своб}} = I_{\text{ср}} - t_{\text{зан}} \quad (3)$$

где $I_{\text{ср}}$ – средний интервал между пропуском двух составов грузовых поездов на данном переезде железнодорожной линии; $t_{\text{зан}}$ – время занятия переезда непосредственно пропуском состава грузового поезда.

В зависимости от суммарных размеров движения грузовых и пассажирских поездов величина каждой категории затрат времени будут оцениваться следующим образом:

1. В свою очередь, величина задержек автомобилей возрастает с ростом размеров движения автотранспорта, который будет проходить по данному переезду в течение всего периода суток. В то же время, количество пропущенных автомобилей в течение часа $A_{\text{час}}$ будет иметь самую различную величину.

2. Часовое количество автомобилей будет возрастать с увеличением размеров их движения по переезду магистральных улиц.

С увеличением размеров движения автомобилей будет возрастать количество их задержек до момента разрешающего сигнала переездного светофора для автотранспортных средств. Период или время восстановления нормального движения на переезде может быть установлено по формуле

$$t = \frac{A_{зад}^{max} I_{cp} I_{min}}{I_{cp} - I_{min}} \quad (4)$$

где I_{min} - минимальный интервал между пропуском по автомагистральной двух автомобилей.

С повышением размеров движения будет возрастать количество одновременно задержанных автомобилей. А также возрастает период восстановления нормального движения после прохода по переезду состава грузового поезда. При этом также сократится время свободного пропуска автомобилей без задержек на переезде транспортных линий автомобильного и железнодорожного транспорта. В случае повышенных размеров движения поездов будет сокращаться интервал между следованием двух грузовых поездов. Это будет приводить к значительному сокращению свободного времени для обеспечения пропуска автомобилей без задержек, Это будет приводить к тому, что с увеличением размеров движения составов грузовых поездов, а также для повышенных размеров движения автомобилей будет резко возрастать простои автомобилей на пересечениях магистральных улиц.

Для двухпутных железнодорожных линий возрастают размеры движения поездов. Появляется вероятность одновременного занятия переезда поездами с двух направлений. Это может оказать влияние на снижение задержек автомобилей на переездах. В то же время, для двухпутных железнодорожных линий становится целесообразным строить пересечения в разных уровнях.

Литература:

1 Кобдикова Ш.М. Оценка показателей простоя автомобилей на пересечениях городских магистральных улиц. Вестник КазАТК, №2, 2009. С.118-123.

2 Чупеков Е.К., Кобдикова Ш.М. Принципы выявления заторов и происшествий на магистральных улицах. Сборник материалов 18-й конференции магистрантов и студентов КазАДИ имени Л.Б. Гончарова. Алматы. КазАДИ. – 2020 – с. 123-126

Ковтун Віктор Васильович головний судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, viktor_kov17@ukr.net, 0954035357

ПІДВИЩЕННЯ ОБ'ЄКТИВНОСТІ РОЗРАХУНКУ ЗУПИННОГО ШЛЯХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ НА МОКРОМУ АСФАЛЬТОБЕТОННОМУ ПОКРИТТІ

В ході руху транспортних засобів та пішоходів виникають небезпечні ситуації, які спричиняють дорожньо-транспортні події. Згідно п. 12.3 Правил дорожнього руху України при виникненні небезпеки чи перешкоди для руху

(незалежно від того, з якої причини вони виникають) водій зобов'язаний вживати заходи для зменшення швидкості або зупинки транспортного засобу.

Процес гальмування автомобіля напряму впливає на безпеку дорожнього руху. В ході проведення автотехнічних експертиз для оцінки дій водіїв, при вирішенні питання про технічну можливість запобігти дорожньо-транспортній події шляхом гальмування, експерти-автотехніки встановлюють зупинний шлях транспортного засобу. Слід зазначити, що складовою частиною зупинного шляху, до якого входить час реакції водія, час спрацювання гальмівних механізмів та час наростання сповільнення, є шлях гальмування. Шлях гальмування – це відстань, яку долає автомобіль з моменту приведення у дію гальмівної системи до зупинки.

В залежності від стану дорожнього покриття змінюється коефіцієнт зчеплення шин з дорогою. Коефіцієнт зчеплення шини із дорогою – величина, яка визначається станом дорожнього покриття. Вплив малюнку протектору шини на сухому та чистому асфальтовому покритті на коефіцієнт зчеплення незначний, при цьому на мокрій дорозі від малюнку протектору шини залежать зчіпні властивості.

Табличне значення коефіцієнту зчеплення на мокрій асфальтобетонній ділянці дороги становить 0.4-0.6.

При проведенні автотехнічних експертиз в розрахунках приймають величини сповільнення транспортних засобів згідно розробленим методичним рекомендаціям – «Експертная практика и новые методы исследования» ВНИИСЭ в 1989 року. При цьому значення параметрів гальмування автотранспортних засобів зведено в таблицю за принципом загальної категорії, призначенням, типом, конструкцією гальмівного приводу, експлуатаційними властивостями та масою. Відповідно до зазначених рекомендацій значення сповільнення легкових автомобілів на мокрій асфальтобетонній дорозі складає 3.9-5.9 м/с².

У тих випадках, коли для визначення технічної можливості водієм запобігти дорожньо-транспортній події необхідно розраховувати зупинний шлях транспортного засобу на мокрій асфальтобетонній ділянці дороги, дуже часто виникають ситуації, коли при мінімальному табличному значенні сповільнення (3.9 м/с²) значення зупинного шляху перевищує відстань до місця зіткнення (чи наїзду), а при більшому табличному значенні сповільнення (5.9 м/с²) величина зупинного шляху менше відстані до місця зіткнення (чи наїзду), що дозволяє водію своєчасно зупинити керований автомобіль та запобігти тим самим події. При таких умовах виникають труднощі технічної оцінки дій водіїв та це змушує експертів-автотехніків робити висновки за декількома варіантами.

З моменту встановлення значень сповільнень транспортних засобів, рекомендованих для використання при проведенні автотехнічних експертиз минуло більше 30 років. За цей час, внаслідок технологічного прогресу, у сфері автомобілебудування відбулись досить значні зміни в частині оптимізації гальмівних систем автомобілей. На теперішній час більша частина автомобілів обладнана антиблокуючою гальмівною системою, яка зменшує блокування

обертання коліс автомобіля та гальмування в режимі юзу, що дозволяє зменшити величину зупинного шляху, забезпечити можливість контролю за рухом в процесі гальмування автомобіля.

Таким чином розвиток галузі автомобілебудування та практика проведення експертиз обставин дорожньо-транспортних подій вказує на необхідність дослідження питання про відповідність величини табличного значення сповільнення (рекомендованого для використання в автотехнічних експертизах) фактичному.

В Харківському НДЕКЦ МВС, у ході проведення експертиз технічного стану транспортних засобів, при ходових випробуваннях експериментально визначалось сповільнення, у режимі екстреного гальмування автомобіля. При цьому фактичне середнє усталене сповільнення на мокрому асфальтобетонному покритті, встановлене при проведенні експериментів, значно перевищувало мінімальне табличне значення – 3.9 м/с^2 та було більшим навіть за максимальне табличне значення – 5.9 м/с^2 , відповідно до рекомендованої літератури.

Такі приклади експериментального визначення сповільнення транспортних засобів показують, що гальмівна ефективність сучасних легкових автомобілів значно вище в порівнянні із табличними даними, що рекомендовані для використання при проведенні автотехнічних експертиз. Тому, для об'єктивності оцінки дій водіїв, які були вимушені застосовувати гальмування для запобігання дорожньо-транспортної події, при проведенні автотехнічних експертиз бажано встановлювати експериментально значення сповільнення, яке у більшій мірі відповідає його фактичному значенню.

Література

1. Інформаційний збірник випуск 3 «Экспертная практика и новые методы исследования» ВНИИСЭ, Москва 1990.
2. Матеріали всеросійської научно-практичної конференції «Производство судебных автотехнических экспертиз», Иркутск, 2017.
3. Правила дорожнього руху України.

Криворучко Микола Миколайович, головний судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківського НДЕКЦ МВС, shnorhel@ukr.net, 0664385197.

ОСОБЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПО ЇХ ДЕФОРМАЦІЇ

Розглянемо особливість використання методики визначення швидкості руху транспортних засобів під час зіткнення з урахуванням їх деформації і руйнування (“Методика визначення швидкості руху транспортних засобів під час зіткнення з урахуванням їх деформування та руйнування (для випадків

перехресних зіткнень та наїздів на нерухому перешкоду)”. Реєстраційний № 10.1.01. КНДІСЕ, Київ 2008.) в судовій автотехнічній експертизі.

Методика визначення швидкості руху транспортних засобів під час зіткнення з урахуванням їх деформації і руйнування складається з двох етапів: визначення витрат кінетичної енергії на подолання сил опору руху транспортного засобу і визначення витрати кінетичної енергії на утворення деформації деталей транспортного засобу.

Дана методика, в частині визначення витрати кінетичної енергії на утворення деформації деталей транспортного засобу, заснована на математичній моделі удару. Математична модель - це формалізований опис виявлених ознак об'єкта експертного дослідження.

У наявних у світовій судово-експертній практиці методиках математична модель удару будується двома основними способами. Перший - феноменологічне дослідження автомобіля, як єдиного цілого, коли він представлений тільки своєю зовнішньою оболонкою, а властивості його внутрішньої структури переносяться на властивості його оболонки. Другий - побудова математичних моделей окремих зовнішніх і внутрішніх елементів конструкції, що становлять автомобіль, з їх подальшою інтеграцією в єдину модель. У першому способі побудови математичної моделі джерелом фактичних даних є результати випробувань автомобіля на удар - crash-тести, в другому - результати випробувань матеріалів, з яких виготовлені елементи конструкції автомобіля [2].

В досліджуваній методиці при складанні математичної моделі використовувався перший спосіб - феноменологічне дослідження автомобіля, як єдиного цілого.

Введемо поняття інтерполяційної і екстраполяційної математичної моделі.

При дослідженні деякого об'єкту встановлюються реакції цього об'єкту на ті чи інші дії на нього. Наприклад, для автомобіля встановлюється залежність величини його уповільнення при гальмуванні на деякому дорожньому покритті (реакція) при тій чи іншій завантаженні автомобіля (вплив). Інтервал від найменшого до найбільшого значення впливу на об'єкт становить область визначення, на якій будується математична модель, яка є при такому підході інтерполяційною - призначеною для обчислення реакції при тих чи інших значеннях впливів з області визначення. Так, наприклад, експериментальне вимірювання значень уповільнення завантаженого автомобіля, його ж з 50% і 100% завантаженням при деяких дорожніх умовах дозволяє з достатньою для судово-експертного дослідження обчислити значення уповільнення, наприклад, при 70% завантаженні. Однак те, що значення уповільнення падає з ростом завантаження автомобіля, не означає, що при деякому завантаженні вище 100% значення уповільнення стане рівним нулю і загальмований автомобіль ніколи не зупиниться.

Математична модель, що обчислює величину реакції об'єкту при величині впливу, що знаходиться поза області визначення, є екстраполяційною –

призначеною для прогнозування величини реакції на основі деякої гіпотези, точність результатів якої може бути встановлена тільки статистично при великому числі випробувань, а точність результату в конкретному випробуванні невідома [2].

Математична модель, яка використовується в даній методиці при визначенні витрати кінетичної енергії на утворення деформації деталей транспортного засобу, заснована на гіпотезах, містить множинну екстраполяцію за межі області експериментального визначення параметрів, в силу чого дана модель є за своєю суттю ймовірнісною і не відповідає вимогам допустимості в судовому процесі.

Також необхідно врахувати той факт, що наявна в досліджуваній методиці математична модель удару заснована на вкрай застарілих (отримані понад 35 років назад) експериментальних даних, що впливає із зазначеного нижче.

“На підставі статистичної обробки результатів численних crash-тестів, опублікованих у [5], отримана інтегральна розрахункова залежність, що дозволяє визначити роботу деформацій автомобілів для різних конфігурацій і глибин ушкоджень [3].” [5. Wypadki drogowe – elementy analizy technicznej i opiniowania. – Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1985, s. 139-182.]

Також необхідно вказати, що в даній методиці при визначенні витрати кінетичної енергії на утворення деформації деталей транспортного засобу враховуються тільки геометричні розміри пошкоджень транспортного засобу (глибина і ширина). Таким чином, до уваги береться ряд важливих чинників, що визначають витрати кінетичної енергії на утворення деформації деталей транспортного засобу.

Дані фактори можна розділити на дві групи:

1. Конструкція транспортного засобу:

- розташування посиленних та ослаблених частин кузова;
- геометрія посиленних і ослаблених частин кузова;
- товщина металу.

2. Характеристики матеріалу:

- тип матеріалу;
- стан матеріалу;
- обробка матеріалу.

Вищевказані фактори в різних випадках можуть призвести до збільшення або до зменшення витрати кінетичної енергії на утворення деформації деталей транспортного засобу.

Таким чином методика визначення швидкості руху транспортних засобів під час зіткнення з урахуванням їх деформації і руйнування (“Методика визначення швидкості руху транспортних засобів під час зіткнення з

урахуванням їх деформування та руйнування (для випадків перехресних зіткнень та наїздів на нерухому перешкоду)". Реєстраційний № 10.1.01. КНДІСЕ, Київ 2008.) в судовій автотехнічній експертизі не реконструює з високою точністю обставини ДТП, а є лише первинним інструментом аналізу ДТП.

Таким чином, виходячи з наведеного вище аналізу математичної моделі, наявних недоліків у вигляді основи математичної моделі на вкрай застарілих даних та відсутності урахування ряду важливих чинників, які впливають на витрату енергії на утворення деформації, можна прийти до висновку, що особливістю використання методики визначення швидкості руху транспортних засобів під час зіткнення з урахуванням їх деформації і руйнування є те, що її застосування дозволяє отримати тільки результати ймовірного характеру і дані отримані шляхом застосування даної методики не можуть використовуватись для отримання висновків у категоричній формі.

Література

1. Методика визначення швидкості руху транспортних засобів під час зіткнення з урахуванням їх деформування та руйнування (для випадків перехресних зіткнень та наїздів на нерухому перешкоду). Реєстраційний № 10.1.01. КНДІСЕ, Київ 2008.
2. "Классификация методов реконструкции обстоятельств ДТП, применяемых в мировой практике, и их допустимость в качестве доказательства в суде." Доклад В.Н. Никонова на конференции "Реконструкция обстоятельств дорожно-транспортного происшествия при проведении судебных экспертиз. Правовые и методические вопросы судебной экспертизы", 2008.

Кучерявенко Олег Борисович, старший судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, oleg3791@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ ОБСТАВИН ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД, ЩО ВІДБУЛИСЯ У ЖИТЛОВИХ ЗОНАХ

У діяльності експертів зустрічаються випадки, коли на дослідження надходять матеріали обставин дорожньо-транспортних пригод, які скоєні за межами автомобільних доріг загального користування.

Випадок, обставини якого, у свій час, виникла необхідність дослідити, стався у житловій зоні.

Згідно з матеріалами кримінального провадження на території одного з дворів багатоповерхового житлового будинку м. Харкова було скоєно наїзд на пішохода автомобілем Nissan.

У постанові про призначення експертизи слідчим було задано, що подія мала місце у дворі житлового будинку та вказано, що дорожньо-транспортна пригода відбулася не в житловій зоні, оскільки територія не позначена дорожнім знаком 5.31 "Житлова зона".

Відповідно до п. 1.10 Правил дорожнього руху дворова територія прирівнюється до житлової зони:

1.10. Терміни, що наведені у цих Правилах, мають таке значення:

житлова зона - дворові території, а також частини населених пунктів, позначені дорожнім знаком 5.31 [1].

Тобто дворова територія може бути і не позначена дорожнім знаком 5.31, але вона все одно є житловою зоною, відповідно до значення терміну «житлова зона».

Отже, на підставі вищенаведеного експертом було визначено, що територія скоєння даного ДТП є житловою зоною.

Таким чином експертом була виявлена невідповідність між вихідними даними, що задані слідчим у частині місця скоєння ДТП і термінами, які визначені Правилами дорожнього руху.

Згідно з п. 12.5 Правил дорожнього руху у житловій зоні діють обмеження швидкості руху до 20 км/год.:

12.5. У житлових і пішохідних зонах швидкість руху не повинна перевищувати 20 км/год. [1].

Відповідно до вихідних даних, що задані у постанові про призначення експертизи, швидкість руху автомобіля перед пригодою дорівнювала 40 км/год.

Одним з основних запитань, що ставляться перед експертом, є запитання щодо наявності у водія технічної можливості запобігти виникненню дорожньо-транспортної пригоди. Висновки по даному запитанню мають важливе значення для встановлення органом розслідування та суду вини учасників події [2, с.127].

Проведеним подальшим дослідженням було встановлено, що при обраній швидкості руху водій автомобіля Nissan не мав технічної можливості запобігти наїзду на пішохода, а за умови дотримання швидкісного режиму, що встановлений у житлових зонах (20 км/год.), він мав таку можливість.

Таким чином, за результатами проведеного дослідження експерт дійшов висновку, що недотримання водієм швидкісного режиму, що встановлений у житлових зонах та незастосування вчасного гальмування перебувало, з технічної точки зору, у причинному зв'язку з виникненням даної ДТП.

Отже, вірне визначення місця скоєння дорожньо-транспортної пригоди, у відповідності з Правилами дорожнього руху, дозволили експерту уникнути хибних висновків стосовно технічної можливості водія запобігти виникненню ДТП та невідповідності його дій вимогам Правил дорожнього руху.

Список використаної літератури

1. Постанова Кабінету Міністрів України від 10.10.2018 № 1306 Про правила дорожнього руху (із змінами). Вилучено з: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/1306-2001-п>.

2. Судебная автотехническая экспертиза: Теоретические основы и методики экспертного исследования при производстве автотехнической экспертизы: пособие для экспертов-автотехников, следователей и судей/ [под ред. В.А. Иларионова]: в 2 ч. – М.: ВНИИСЭ, 1980. – ч. 2. – 491 с.

Лисенко Михайло Романович, судовий експерт, Харківський НДЕКЦ МВС, lisinkomi@gmail.com, (+380) 66-89-88-380.

ПЕРЕВАГИ ВИКОРИСТАННЯ ВІДЕОЗАПИСІВ ЗІ СТАЦІОНАРНИХ КАМЕР ВІДЕОСПОСТЕРЕЖЕННЯ ПІД ЧАС РОЗСЛІДУВАННЯ ДТП

Згідно статистики Департаменту патрульної поліції в Україні за 2018 рік сталось 150120 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 30884 особи та загинуло 3350 осіб; за 2019 рік сталось 160675 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 32736 особи та загинуло 3454 осіб; а за 2020 рік сталось 168107 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 31974 осіб та загинуло 3541 особа [5].

Згідно зі статистикою смертності в ДТП, що ведеться Всесвітньою організацією охорони здоров'я (World Health Organization), яка кожні 3-5 років випускає спеціальний звіт під назвою «Доповідь про безпеку дорожнього руху в світі» («Global Status Report on Road Safety»), Україна знаходиться на 104 місці зі 175 країн світу за смертністю людей в ДТП. Показник смертності українців під час ДТП, складає 13.7 чоловік на 100 тис. чоловік населення [6]. При цьому, смертність на дорогах України є однією з найбільших у країнах Європи.

В Україні з метою зниження рівня аварійності та ступеня тяжкості наслідків дорожньо-транспортних пригод, насамперед соціально-економічних, було запропоновано «Стратегію підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2024 року», схваленою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 21 грудня 2021 р. № 1360-р [2], та затвердженою Кабінетом Міністрів України постановою 21 грудня 2021 р. № 1287 «Державну програму підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2023 року» [3].

Метою цієї Стратегії є зниження рівня смертності внаслідок дорожньо-транспортних пригод щонайменше на 30 відсотків до 2024 року, зниження ступеня тяжкості наслідків дорожньо-транспортних пригод для учасників дорожнього руху та зменшення соціально-економічних втрат від дорожньо-транспортного травматизму, а також запровадження ефективної системи управління безпекою дорожнього руху для забезпечення захисту життя та

здоров'я населення. Ця Стратегія спрямована на визначення пріоритетів у сфері безпеки дорожнього руху, формування напрямів і способів їх досягнення, а також формування в усіх учасників правовідносин у сфері безпеки дорожнього руху розуміння важливості проблеми смертності внаслідок дорожньо-транспортних пригод, перспектив і орієнтирів для забезпечення належного стану безпеки дорожнього руху в Україні.

У 2021 році, в сучасній експертній практиці основним джерелом даних, які характеризують механізм дорожньо-транспортної пригоди і, які використовуються при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод залишаються свідчення свідків дорожньо-транспортної пригоди. Свідчення свідків є суб'єктивними, оскільки сприйняття однієї і тієї ж ситуації (швидкості руху, відстані тощо) різними людьми може значно відрізнятися один від одного. При цьому, не можна виключати і навмисне викладення свідками завідомо неправдивих свідчень стосовно механізму дорожньо-транспортної пригоди. А можливість виявити такі факти або усунути експертним шляхом протиріччя в свідченнях свідків стосовно механізму дорожньо-транспортної пригоди, що в деяких випадках дозволяє водіям уникнути відповідальності за порушення Правил дорожнього руху, не завжди можливо.

Відеозапис з камер стаціонарного відеоспостереження є відображенням події ДТП, і він надає об'єктивні, а не суб'єктивні вихідні дані, які характеризують механізм дорожньо-транспортної пригоди на відміну від свідчень свідків.

Дослідження відеозапису (за відповідних умов) дозволяє встановити широкий спектр вихідних даних, які характеризують механізм ДТП:

- швидкість руху транспортного засобу;
- на якій відстані відносно меж проїзної частини рухався транспортний засіб;
- розташування місця наїзду (зіткнення) відносно меж проїзної частини;
- швидкість (темп) руху пішохода;
- на якій відстані відносно меж проїзної частини рухався пішохід;
- траєкторія руху транспортного засобу;
- траєкторія руху пішохода;
- взаємне розташування транспортних засобів в момент їх зіткнення;
- взаємне розташування транспортного засобу та пішохода в момент наїзду;
- на який сигнал світлофора рухався транспортний засіб;
- на який сигнал світлофора рухався пішохід;

- час знаходження в нерухомому стані транспортного засобу;
- час знаходження в нерухомому стані пішохода;
- розташування відносно меж проїзної частини транспортного засобу;
- розташування відносно меж проїзної частини пішохода;
- на якій відстані від стоп-лінії (світлофора, меж перехрестя) знаходився транспортний засіб в момент загоряння для нього відповідного сигналу світлофора;
- наявність об'єктів, які могли б обмежувати оглядовість;
- наявність об'єктів, які могли б створювати перешкоду або небезпеку для руху [1].

Однак, як було сказано раніше, не кожен відеозапис може бути використаний експертами для повного та всебічного дослідження механізму ДТП. Відеозапис повинен мати достатню розподільчу здатність, а саме, повинні бути наявні чіткі контури об'єктів (автомобіля, пішохода), стосовно яких проводиться дослідження. Повинні бути наявні достатньо інформативні масштабні маркери (ширина проїзної частини, дорожня розмітка, стовпи тощо.). До того ж, чим більша частота кадрів відеозапису, тим більш точно можливо встановити положення об'єктів (автомобіля, пішохода), стосовно яких проводиться дослідження у відповідні проміжки часу.

Отже, основною перевагою відеозапису ДТП з камери стаціонарного відеоспостереження є об'єктність відображення обставин ДТП, оскільки вони зафіксовані технічним засобом – відеокамерою.

Також перевагою відеозапису ДТП є можливість, за відповідних умов, оцінити механізм розвитку в цілому на всіх його трьох стадіях.

Механізм ДТП – це комплекс пов'язаних об'єктивними закономірностями обставин, що визначають процес зближення ТЗ із перешкодою перед ударом, взаємодію його з перешкодою при нанесенні удару і наступний рух ТЗ та інших відкинутих ударом об'єктів до зупинки. Оскільки кінцевою метою експертного дослідження механізму пригоди є одержання даних, що дозволяють дати оцінку діям водія, спрямованим на запобігання шкідливим наслідкам, основне значення має встановлення того, що відбулося на першій стадії механізму пригоди (зближення ТЗ з перешкодою, пішоходом або з іншим автомобілем), тобто коли водій міг і повинен був оцінити дорожню обстановку як небезпечну і вжити необхідних заходів [5].

Зокрема дослідження відеозапису ДТП дає можливість, за відповідних умов, оцінити першу стадію механізму пригоди та встановити об'єктивний характер руху учасників ДТП до зіткнення або наїзду.

Література

1. Методика проведення комплексної автотехнічної, фототехнічної і відеотехнічної експертизи з метою встановлення обставин ДТП /Київський НДІСЕ Мінюсту України, 2014.
2. Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Веб-сайт. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1360-2020-%D1%80#Text> (дата звернення 01.02.2021).
3. Про затвердження Державної програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Веб-сайт. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/en/435-2018> (дата звернення 01.02.2021).
4. Розслідування обставин дорожньо-транспортних пригод/ Авт.-уклад. С.О. Шевцов, К.В. Дубонос.-Х: Факт, 2003.
5. Статистика ДТП в Україні. Веб-сайт.URL: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka> (дата звернення 02.02.2021).
6. Рейтинг стран по уровню смертности в ДТП.Веб-сайт. URL: <https://nonews.co/directory/lists/countries/mortality-road-traffic> (дата звернення 02.02.2021).
7. Статистика по ДТП в мире. Веб-сайт. URL: <https://roadskillmap.com/#15.284185114076445,61.52343749999999,3> (дата звернення 02.02.2021).
8. Haddon Jr W. The changing approach to the epidemiology, prevention, and amelioration of trauma: the transition to approaches etiologically rather than descriptively based. *American Journal of Public Health*, 1968, 58:1431–1438.

Літвінов Сергій Олексійович, судовий експерт сектору автотехнічних досліджень відділу автотехнічних досліджень та криміналістичного дослідження транспортних засобів Луганського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України, luga_kdtz@ukr.net, 0995214244, on-line.

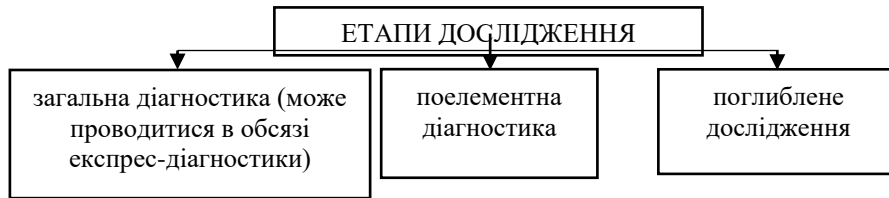
АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

При проведенні дослідження технічного стану транспортних засобів, об'єктами експертного дослідження є системи, які відповідають за безпеку керування автомобіля, а саме:

- гальмівна система;
- система рульового керування;
- трансмісія та ходова частина;

- система зовнішніх світлових приладів.

На теперішній час методи експертного дослідження у вищевказаних системах транспортного засобу в більшості випадків проводиться в три етапи (див. блок схему 1) [1].



Блок схема 1. Етапи дослідження технічного стану транспортних засобів.

Велике значення в пошуку несправностей має метод візуального огляду, який використовується на всіх етапах дослідження технічного стану систем і елементів транспортних засобів. Візуальний огляд дозволяє виявити такі несправності, як:

- підтікання рідин і мастила;
- деформації і руйнування деталей;
- ослаблення кріплення і порушення способів фіксації деталей, вузлів і агрегатів;
- характер і відносну величину зносів робочих поверхонь деяких деталей і т.п.

Тобто дає можливість конкретизувати певною мірою характер і місце виникнення несправностей.

Випробування на місці і ходові випробування дозволяють виявити відмовні системи транспортного засобу і тим самим виділити систему (системи), де необхідно шукати несправність.

Перевірка на спеціальних та універсальних стендах і пристосуваннях систем, що виконують певні функції щодо зміни або перетворення вхідного параметра, дозволяє виділити відмовний елемент системи. Вимірювання регульовального параметра такого елемента уточнить місце і характер несправності. І, нарешті, перевірки і вимірювання при виконанні поглиблених досліджень дасть можливість досліджувати найпростіші елементи (сполучення, деталі) систем, виявити конкретні несправності, причину їх виникнення і час виникнення.

При проведенні дослідження технічного стану транспортного засобу з подальшим наданням певних висновків, деякі поставлені на вирішення експерта питання розкриваються не в повному обсязі та мають дуже стислу відповідь. Останнє пов'язано з тим, що у більшості експертів відсутні сучасні прилади за допомогою яких можна провести більш якісне дослідження транспортного засобу для надання обґрунтованого висновку.

Розглянемо такий випадок, на прикладі робочої гальмівної системи:

Якщо, провести ходові випробування не має можливості, внаслідок аварійних пошкоджень автомобіля або через відсутність чистої, сухої, цементно або асфальтобетонного покриття, наприклад взимку або через інші вагомні причини, то допускається перевірка ефективності спрацьовування гальмівних механізмів коліс методом провертання під впливом крутного моменту, тобто при натиснутій педалі гальма, маточина колеса повинна не провертатись під впливом крутного моменту. [2]. Так при цій перевірці експерт неодноразово стикається зі збільшеним зусиллям на педалі гальма при відсутності жорсткого упору її в кінці робочого ходу, так звана «м'яка педаль», або навпаки відсутній робочий хід педалі гальма, так звана «жорстка педаль», що призводить до погіршеної ефективності гальм.

При візуальному огляді експерт також звертає увагу на рівень гальмівної рідини в бачку головного гальмівного циліндра, а також колір гальмівної рідини, однорідність, її осад, якщо такий мається. Однак неможливо точно визначити якість гальмівної рідини, покладаючись лише на візуальні характеристики. Необхідно перевірити її за допомогою тестера.

Основна функція гальмівної рідини - передавати зусилля від педалі гальма далі по гідравлічним контурам гальмового приводу. Під тиском, створюваним в головному гальмівному циліндрі, вона рухається по трубках до кожного колеса автомобіля і впливає на поршні супортів або колісних циліндрів, які призводять в дію гальмівні колодки, притискаючи їхніх до гальмівних дисків - і машина знижує швидкість або зупиняється. Крім того, гальмівна рідина виступає ще і як мастило для деталей гальмівного механізму, забезпечуючи їм антикорозійний захист і зменшуючи тертя. До гальмівних рідин пред'являються високі вимоги: вони повинні мати постійну в'язкість і температуру кипіння, яка відповідає стандартам безпеки. Проте, властивості гальмівної рідини неминуче погіршуються в процесі експлуатації.

Гальмівні рідини дуже гігроскопічні, або, іншими словами, вони вбирають вологу. Гігроскопічність гальмівної рідини виправдана, так як вона забезпечує відсутність крапель води в гальмівній системі. Вода може стати причиною корозії і заморозки при низьких температурах, а це, в свою чергу, призводить до відмови гальм. Однак чим більше води розчиняється в гальмівній рідині, тим нижче її температура кипіння, і більше в'язкість при низьких температурах. Наприклад, 3% води приведуть до зниження температури кипіння гальмівної рідини з 230 °С до 165 °С.

При виділенні надлишкового тепла в процесі гальмування гальмівна рідина може нагріватися понад допустимої норми. Волога, накопичена в ній, закипає і виникають парові пробки. Пар, на відміну від гальмівної рідини, легко стискається, що може привести до «провалювання» педалі гальма і, як наслідок, до неефективного гальмування або повної відмови гальм.

Перевищення норми вмісту води також знижує здатність рідини запобігати корозії металів, що може привести до дорогого ремонту гальмівної системи.

Присадки втрачають свої властивості з плином часу. Все це впливає на зміну складу рідини в ході експлуатації. Падіння рівня рідини в більшості випадків пов'язано з зносом фрикційних матеріалів гальмівної системи.

Відмова гальмівної системи може статися в результаті утворення парової пробки при надмірному нагріванні гальмівної рідини з високим вмістом вологи. Як тільки кипляча гальмівна рідина знову охолоджується, конденсується назад у рідину і гальмівні характеристики відновлюються. Це називають «невидимою» несправністю гальм - спочатку вони не працюють, а потім знову починають працювати. Це є причиною багатьох незрозумілих аварій. Сіль, бруд, волога і зимові морози - все це робить негативний вплив на елементи гальмівної системи. Літо теж вносить свою частку екстремальних умов у вигляді спеки і підвищених навантажень на гальмівну систему внаслідок збільшених швидкостей руху. Тільки правильно функціонуюча система може впоратися з такими умовами. Щоб переконатися в тому, що гальмівна система абсолютно надійна, необхідно перевірити всі дроти, електричні і гідравлічні компоненти, а також гальмівну рідину - і, при необхідності, замінити їх.

Гальмівна рідина - це зношувальний компонент. Її рівень і характеристики необхідно обов'язково перевіряти не рідше одного разу на рік, і в разі необхідності, проводити заміну. Несвоєчасна заміна гальмівної рідини може привести до проблем при гальмуванні. (Узято з сайту <https://www.avtomir.ua/details/autoservice/zachem-i-kogda-menyat-tormoznuyu-zhidkost-v-avtomobile/>).

Періодичність заміни гальмівної рідини вказується в інструкції по експлуатації автомобіля або мотоцикла і зазвичай становить від 1 до 3 років, в залежності від її типу. Однак об'єктивно оцінити властивості гальмівної рідини допоможе вимір температури кипіння і процентний вміст води. Зробити це можна тільки за допомогою спеціального тестера. Одним з яких наприклад є прилад BOSCH BFT 100, зображений на рисунку 1.



Рисунок 1. Тестер BOSCH BFT 100.

Прилад встановлюється на розширювальний бачок гідравлічної гальмівної системи і підключається до акумуляторної батареї автомобіля. Прилад працює за методикою визначення точки кипіння, це точний метод перевірки гальмівної рідини. Виміряна температура кипіння порівнюється з мінімальними допустимими значеннями для стандартів DOT3, DOT4, DOT5.1, (значення за стандартами DOT3, DOT4, DOT5.1 збережені в тестері), та на підставі чого приймається рішення про необхідність заміни рідини. (Узято з сайту <http://ua.bastion.com.ua/pages/sto>).

Також є більш новий та сучасний прилад EDIAG BF200, зображений на рисунку 2.



Рисунок 2. Тестер EDIAG BF200.

EDIAG BF200 - автономний, зручний і компактний тестер гальмової рідини. Дозволяє визначити якість гальмівної рідини в гідравлічній системі транспортного засобу. BF200 підтримує гальмівні рідини DOT3, DOT4, DOT5 і DOT5.1.

Тестер вигідно відрізняється від інших аналогічних виробів, наявністю довгого нікельованого металевого зонда-щупа зі світлодіодним підсвічуванням, що дозволяє отримати безпроблемний доступ навіть у важкодоступному місці розширювального бачка для аналізу якості гальмівної рідини. Результати тесту відображаються на великому РК дисплеї з великими кутами огляду і відключається підсвічуванням. У порівнянні з BF100 він додатково має звукову сигналізацію критичних показників, вдосконалену схему аналізу, шкала на дисплеї дозволяє проводити аналіз з більшою точністю. (Узято з сайту https://avtodiagnost.rv.ua/shop/15513/desc/ediag_bf200).

На основі вище викладеного, слід зробити висновок, що для повного та всебічного проведення судової експертизи технічного стану транспортних засобів, при тенденції розвитку та постійного вдосконалення систем транспортних засобів, що відповідають за безпеку руху, необхідно впроваджувати та освоювати спеціальні, більш досконалі прилади, які дадуть

змогу перевіряти технічний стан, а саме робочу гальмівну систему транспортних засобів обладнаних новітніми електронними системами.

Тому вважаю, що для всебічного вирішення питань, щодо перевірки технічного стану транспортних засобів доцільно використовувати вказані в статі прилади та їх аналоги.

Література

1. Г.В. Жилинский Основы судебно-экспертного исследования технического состояния транспортных средств (Судебная автотехническая экспертиза. Часть III. Выпуск 1) НИИСЭ, 1987
2. Шевцов С.О. Можливості використання спеціальних знань при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод / Авт.-уклад.. - Х.:СПД-ФО Чальцев О. В., 2005. - 308 с.: іл. – ISBN 966-8765-05-2.

Махлай Сергій Миколайович, старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень, Харківський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, Mak6807@ukr.net, 0677101591

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА БЕЗПЕЧНЕ КЕРУВАННЯ

До найважливіших параметрів компоновки транспортних засобів (ТЗ), які впливають на активну безпеку, відносять: габаритні та вагові параметри.

Габаритна довжина та ширина ТЗ впливають на параметри транспортного потоку, а, отже, і на виникнення різних небезпечних дорожньо-транспортних ситуацій.

Габаритна довжина великотоннажних вантажних автомобілів з причепами в поєднанні з більш низькою, порівняно з легковими автомобілями, тяговою динамікою призводить до небезпечних ситуацій при обгонах. Крім того, необхідно розглядати довжину ТЗ в зв'язку з його гальмівною динамікою, оскільки поєднання цих параметрів визначає так званий, динамічний габарит (по довжині).

Габаритна ширина ТЗ надає поряд зі швидкістю визначальний вплив на ширину габаритного коридору, яким називають ширину, займану ТЗ під час руху. Під час прямолінійного руху автомобіль весь час робить невеликі відхилення щодо основної траєкторії. Водій весь час підрулює, стабілізуючи траєкторію руху транспортного засобу, в результаті чого автомобіль рухається по витягнутій синусоїдальній кривій.

Відповідно, ширина динамічного коридору перевищує габаритну ширину автомобіля.

Динамічний габаритний коридор D_k визначається за формулою:

$$D_k = B_a + \Delta_k$$

де - B_a - габаритна ширина автомобіля;

- Δ_k - приріст динамічного коридору.

Чим більше довжина автомобіля, тим більше збільшується динамічний габарит. Ще більш динамічний габарит збільшується при проходженні поворотів і становить 1,5-2 ширини автомобіля. Задні колеса при повороті рухаються по меншому радіусу, ніж передні. Високі автомобілі під час руху мають значні поперечні коливання, що також може скоротити зазор безпеки, наприклад, при зустрічному роз'їзді, і привести до дотичного зіткнення та ін.

Вірогідність виникнення ДТП і тяжкість її наслідків істотно залежить від швидкості автомобіля. Як видно з наданих залежностей, тяжкість наслідків ДТП зростає зі збільшенням швидкості.

Тягова динамічність автомобіля оцінюється наступними основними показниками:

1. максимальна швидкість;
2. максимальне прискорення;
3. максимальний час розгону до 100 км/ч.

Тягова динамічність автомобіля визначається потужністю двигуна, передавальним числом та коефіцієнтом корисної дії (ККД) трансмісії, розмірами і зчіпними якостями шин коліс.

Те, як водій використовує швидкісні якості автомобіля в конкретних дорожніх умовах, визначає рівень безпеки. Разом з тим, тягова динаміка накладає суттєві обмеження на тактику і техніку управління автомобілем та, в залежності від швидкісних якостей автомобіля, для забезпечення безпеки передбачає певний стиль управління автомобілем. Перелічимо основні ситуаційні механізми впливу тягової динамічності автомобіля на безпеку руху:

- перевищення швидкості, безпечної для даних дорожніх умов. Високі швидкісні властивості автомобіля дозволяють недисциплінованим водіям перевищувати безпечну швидкість;

- автомобіль з низькими характеристиками тягової динамічності в транспортному потоці збільшує число обгонів і, тим самим, число конфліктних ситуацій та ДТП;

- неоднорідність характеристик тягової динамічності автомобілів в транспортному потоці призводить до обгонів, об'їздів, перестроювання та збільшенню у зв'язку з цим кількості конфліктних ситуацій та ДТП.

Гальмівна динамічність автомобіля визначається цілим комплексом конструктивних параметрів гальмівних систем. Головними показниками

ефективності робочої гальмівної системи є величини гальмівного шляху (S_T) та часу спрацьовування гальмівної системи ($t_{сп}$).

Гальмівний шлях автомобіля визначається як відстань, яку автомобіль долає від початку спрацьовування гальмівної системи до зупинки автомобіля в кінці гальмування, і складається з ділянок шляху, які долаються ним за час спрацьовування гальмівної системи та за період руху під час усталеного гальмування.

В Правилах дорожнього руху встановлені граничні значення гальмівного шляху, при недотриманні яких експлуатація транспортних засобів забороняється (таблиця 1).

Таблиця 1. Нормативи ефективності гальмування ТЗ робочою гальмівною системою при перевірках в дорожніх умовах.

Тип транспортного засобу	Гальмовий шлях, м, не більше ніж
Легкові автомобілі та їхні модифікації для перевезення вантажів	14,7
Автобуси	18,3
Вантажні автомобілі з дозволеною максимальною масою до 12 т включно	18,3
Вантажні автомобілі з дозволеною максимальною масою понад 12 т	19,5
Автопоїзди, тягачами яких є легкові автомобілі та їхні модифікації для перевезення вантажу	16,6
Автопоїзди, тягачами яких є вантажні автомобілі	19,5

Нормативне значення гальмового шляху для транспортних засобів випуску до 1988 року допускається перевищувати не більше ніж на 10 відсотків значення, поданого в таблиці.

Випробування робочої гальмової системи проводиться на горизонтальній ділянці дороги з рівним, сухим, чистим цементно- або асфальтобетонним покриттям при швидкості транспортного засобу на початок гальмування: 40 км/год – для автомобілів, автобусів і автопоїздів за методом одноразового впливу на органи керування гальмовою системою. Результати випробування вважаються незадовільними, якщо під час гальмування транспортний засіб розвертається на кут більше 8 градусів або займає смугу руху більше ніж 3,5 м.

Згідно статистичних даних за 9 місяців 2021 року в Україні через керування несправним транспортним засобом сталося близько 360 ДТП, більшість з яких відбулося внаслідок несправного технічного стану їх гальмівних систем.

Література.

1. Дослідження МВС щодо основних причин ДТП. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://forinsurer.com/public/06/03/02/2196>.
2. Правила дорожнього руху. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1306-2001-п>.
3. Статистика ДТП в Україні за період з 01.01.2021 по 30.09.2021. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/>.
4. Судебная автотехническая экспертиза. – В 2 ч. / под ред. В.А. Иларионова. – ч.2. – М.: МЮ СССР, 1980.

Меркулов Кирило Віталійович, старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківського НДЕКЦ МВС, kirillkirill7@ukr.net, 0637561488.

ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ПРИ ПРОВЕДЕННІ СЛІДЧОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ У ТЕМНИЙ ЧАС ДОБИ

На дорогах України відбувається значна кількість дорожньо-транспортних пригод, при яких травмуються та гинуть люди, а також наноситься значна матеріальна шкода. При цьому показник смертності у ДТП на дорогах України є одним з найбільших у країнах Європи. Таким чином підвищення безпеки дорожнього руху з метою зменшення кількості дорожньо-транспортних пригод та зменшення їх негативних наслідків є актуальним завданням.

На протязі 2017 року в Україні було зафіксовано 162526 дорожньо-транспортних пригод, 2018 року – 150120, 2019 року – 160675, за 7 місяців 2020 року – 86890 [2].

Значна кількість дорожньо-транспортних пригод відбувається в темний час доби. Відомо, що одним із основних напрямків робіт в області підвищення рівня безпеки дорожнього руху вночі є вдосконалення систем автомобільного освітлення. Аналіз закономірностей функціонування зорового аналізатора водія, результатів власних досліджень систем автомобільного освітлення, досліджень проведених у нашій країні і за кордоном дозволяють виділити ряд основних факторів, що характеризують систему освітлення з урахуванням вимог безпеки руху: дальність видимості елементів дорожньої обстановки; рівномірність освітлення (як по ширині, так і уздовж дороги); кутова ширина пучка, що характеризує видимість дороги по ширині; видимість (ступінь видимості) елементів дорожньої обстановки як відношення їх контрастів до граничного значення контрасту.

На транспортному засобі суттєву роль відіграє освітлення, оскільки при поганому освітленні можуть бути невідповідна видимість елементів проїзної

частини чи об'єктів, що знаходяться на дорозі. Це може привести до виникнення дорожньо-транспортної пригоди. Таким чином ближнє і дальнє світло фар повинні відповідати вимогам стандартів, що стосуються безпеки дорожнього руху, а також правил технічної експлуатації, інструкцій заводів-виробників та іншої нормативно-технічної документації.

На теперішній час є достатньо багато джерел ближнього та дальнього світла фар транспортних засобів: галогенні, ксенонові (НІД або газорозрядні) та світлодіодні LED лампи. Вказані джерела світла відрізняються своїми конструктивними особливостями та експлуатаційними характеристиками.

На сьогоднішній день існують досить жорсткі вітчизняні та міжнародні вимоги до світлорозподілу фар, а особливо до освітленості, яка забезпечується фарами автомобілів і регламентується за допомогою вимірювальних екранів для відповідних зон та напрямків попереду автомобіля.

Освітленість, яка забезпечується фарами, чинить суттєвий вплив на дальність видимості об'єктів дорожньої обстановки та засліпленість водіїв фарами зустрічних автомобілів, а, відповідно, і на безпеку дорожнього руху в темну пору доби. Саме тому надзвичайно важливо періодично проводити перевірку світлорозподілу автомобільних фар, значення освітленості та його відповідності чинним вимогам.

Слідчий експеримент у темний час доби необхідно проводити при тих самих погодних умовах і дорожній обстановці, що були на момент скоєння дорожньо-транспортної пригоди. При цьому транспортні засоби, які використовуються при проведенні слідчого експерименту, повинні бути такої ж марки та моделі, що і ті, які були на момент ДТП. Оскільки при невідповідності вказаних умов є вірогідність, що значення видимості об'єктів на дорозі та дороги будуть відрізнятися від фактичних, що були на момент пригоди.

Література

9. Правила дорожнього руху [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://монолит.укр/pdd/onlayn-pdr-ukrayini-ukrayinskoju-movoyu>.
10. Статистика ДТП в Україні [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka>.
11. Судебная автотехническая экспертиза, ч. 2 под ред. В.А. Иларионова, ВНИИСЭ, М., 1980.
12. Основы судебно-экспертного исследования технического состояния транспортных средств. / Г.В. Жилинский; КНИИСЭ, 1982.

Нестеренко Сергій Іванович, кан. техн. наук, доцент, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», s.nesterenko@khai.edu

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОРГАНІЗАЦІЇ ОБЛІКУ ДОРОЖНЬО – ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД У АВТОТРАНСПОРТНИХ ПІДПРИЄМСТВАХ

Проблема безпеки дорожнього руху на автомобільному транспорті України постійно є об'єктом активного обговорення в засобах масової інформації. Це цілком закономірно, тому що в 2020 р. в Україні було скоєно більше 168 тисяч дорожньо – транспортних пригод (ДТП). Кількість загиблих у ДТП в Україні становить приблизно 16 % від загиблих у ДТП у всій Європі при щодо відповідній кількості автомобілів. Зростання автомобільного парку і розвиток дорожньої мережі країни надають імпульс розвитку різних галузей економіки, сприяє зростанню підприємницькій діяльності, створення розвиненої інфраструктури ринку. Разом з тим, збільшення кількості автомобілів стало однією з причин істотного зростання абсолютних і відносних показників.

Причини виникнення ДТП, порядок їх обліку у НГУ.

Серед головних причин катастроф і аварій на автомобільному транспорті виділяються наступні :

1. Порушення правил дорожнього руху.
2. Незадовільний стан доріг та дорожньої інфраструктури.
3. Порушення режиму праці та відпочинку водіїв.
4. Нехтування правилами безпеки на автомобільному транспорті .
5. Технічна несправність машин.
6. Управління автомобільною технікою у стані алкогольного сп'яніння.

Дослідження показують - ДТП стаються тому, що водії, пішоходи, пасажери, велосипедисти порушують правила дорожнього руху, працівники автотранспортних підприємств порушують правила технічної експлуатації транспортних засобів, керівниками організацій здійснюється незадовільний контроль за станом доріг.

Для ефективної боротьби з аварійністю на дорогах необхідно знати причини і закономірності її виникнення. Сучасним методом визначення причин скоєння ДТП, оцінки ефективності заходів по підвищенню безпеки дорожнього руху є аналіз статистичних даних про ДТП.

Аналіз видів ДТП, причин їх скоєння, визначення показників тяжкості наслідків від ДТП розкривають вплив дії зовнішніх факторів на виникнення ДТП. Збір статистичних даних про ДТП дозволить встановити основні фактори, що впливають на виникнення аварій та розробити обґрунтовані заходи по підвищенню безпеки руху, що приведе до зниження рівня аварійності на автомобільних дорогах України.

Існують наступні показники аварійності :

1) абсолютні показники (загальна кількість ДТП, сумарні втрати від ДТП, кількість поранених, кількість загиблих та т.і.);

2) питомі показники, що являють собою відношення абсолютних показників аварійності (питома доля зіткнень у загальній кількості ДТП, питома доля пішоходів у загальній кількості потерпілих);

3) відносні показники (кількість ДТП, що припадає на 1000 транспортних засобів, на 1 мільйон кілометрів пробігу й інші).

Абсолютні показники дають загальне уявлення про рівень аварійності, дозволяють проводити порівняльний аналіз для конкретного регіону та показують тенденцію зміни цього рівня. Набір питомих показників аварійності характеризує їх структуру і дозволяє порівнювати різні автотранспортні підприємства між собою. Відносні показники є найбільш ефективними та дозволяють проводити порівняльний аналіз рівня аварійності різних регіонів.

Але єдиного підходу до застосування показників обліку ДТП в науковій літературі не наведено. Тому розроблення показників обліку ДТП залишається актуальним завданням.

Облік дорожньо-транспортних пригод ведеться з метою оцінки стану аварійності, аналізу причин ДТП і вжиття заходів до їх усунення.

У зв'язку з різним ступенем тяжкості наслідків дорожньо-транспортних пригод для можливості їх порівняння і кількісного аналізу застосовують різні показники.

Облік дорожньо-транспортних пригод в міністерствах, відомствах і в автотранспортних підприємствах (АТП) організовують з тими ж цілями, що і загальнодержавний облік ДТП, а саме для:

- оцінки стану аварійності;
- аналізу причин і умов виникнення ДТП на підвідомчому транспорті.

Для того щоб статистичні дані про ДТП дозволяли вирішити перше завдання - оцінити стан аварійності, по суті необхідно лише забезпечити достовірність вихідної інформації. Основним засобом перевірки і забезпечення достовірності даних про ДТП в міністерствах і відомствах є добре організована і чітко функціонуюча система збору та обробки даних про ДТП, а також регулярна, не рідше 1 разу на місяць, звірка цих даних з відомостями органів внутрішніх справ [1,2,3].

Друге завдання - використання даних про аварійність для планування заходів щодо попередження ДТП - в умовах діяльності центральних органів виконавчої влади є в багатьох випадках більш важливою і складною [4]. Важливість цього завдання обумовлюється тим, що на проведення заходів по забезпеченню безпеки дорожнього руху виділяються значні матеріальні кошти. Однак у багатьох випадках ці кошти все ще використовуються недостатньо ефективно, і допускається зростання числа ДТП на підвідомчому транспорті.

Зазвичай застосовують абсолютні показники, але найбільш поширеними і об'єктивним вважаються відносні показники, які враховують пробіг машин.

Пропонується в якості кількісного показника обліку ДТП у автотранспортних підприємствах застосувати відносний показник - загальна інтенсивність виникнення ДТП $\mathcal{G}_{\Sigma}(t)$:

$$\mathcal{G}_{\Sigma}(t) = \frac{k_1 \cdot \mathcal{G}_1(t) + k_2 \cdot \mathcal{G}_2(t) + k_3 \cdot \mathcal{G}_3(t)}{3}, \quad (1)$$

де $\mathcal{G}_1(t)$ - інтенсивність виникнення ДТП у (АТП) з загиблими, 1/тис.км;

$\mathcal{G}_2(t)$ - інтенсивність виникнення ДТП у (АТП) з постраждалими, 1/тис.км;

$\mathcal{G}_3(t)$ - інтенсивність виникнення ДТП (АТП) без загиблих та постраждалих, 1/тис.км;

k_1, k_2, k_3 – коефіцієнти, що враховують тяжкість наслідків ДТП (відповідно: з загиблими, з постраждалими, без загиблих та постраждалих).

Інтенсивність виникнення ДТП у (АТП) $\mathcal{G}_i(t)$, визначається виразом:

$$\mathcal{G}_i(t) = \frac{n_i(t)}{\alpha_j \cdot L_{\Sigma}}, \quad (2)$$

де $n_i(t)$ – кількість ДТП певного виду за період часу (t);

α_j - коефіцієнт важкості умов використання машин за призначенням;

L_{Σ} - загальний пробіг машин (АТП) між ДТП (до першої ДТП), тис. км.

Таким чином, за допомогою залежностей (1., 2.) можна визначити загальну інтенсивність виникнення ДТП у (АТП), що дозволяє проводити порівняльний аналіз рівня аварійності в різних (АТП).

Література

1. Закон України від 28 січня 1993 р. № 31 «Про дорожній рух», Стаття 11;
2. Постанова Кабінету Міністрів України від 10 жовтня 2001 р. № 1306 «Про Правила дорожнього руху»;
3. Постанова Кабінету Міністрів України від 22 травня 2019 р. № 424 «Про деякі питання ведення обліку дорожньо-транспортних пригод»;
4. Постанова Кабінету Міністрів України від 21 грудня 2020 р. № 1287 «Про затвердження Державної програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2023 року»;

Морозовський Дмитро Юрійович, судовий експерт, Харківський НДЕКЦ МВС, mordeg95@gmail.com, (+380) 50-164-61-14.

ЗАСТОСУВАННЯ КВАДРОКОПТЕРІВ (ДРОНІВ) ПРИ ПРОВЕДЕННІ ОГЛЯДУ МІСЦЯ ДТП

Проведення огляду місця дорожньо-транспортної пригоди потребує від співробітників слідчо-оперативної групи значної точності та оперативності. Фіксація місця ДТП повинна проводитися якнайшвидше. Будь яке припинення руху порушує його порядок, сприяє утворенню заторів та затримок. Іноді транспорт причетний до ДТП залишається на проїзній частині, ускладнюючи рух і в результаті чого, його доводиться забирати з місця ДТП, при цьому нерідко знищуються і слідова інформація. Тому для уникнення затримок існує визначений на основі практичної роботи, порядок огляду місця ДТП.

На місці ДТП співробітники, окрім з'ясування та описання даних, що стосуються та відносяться до пригоди, повинні проводити його графічну фіксацію, створивши схему огляду місця ДТП спочатку на чернетці, а потім накреслити її в чистовому вигляді. На схемі повинні бути зафіксовані: геометрична характеристика дороги, огороження проїзної частини, засоби регулювання руху, зазначене кінцеве розташування автомобілів відносно один одного, постраждалих, перешкод, та їх розташування відносно меж проїзної частини, а також повинна бути відображена будь-яка інша слідова інформація (за її наявності), що стосується даної події та вказує на місце зіткнення чи наїзду. До того ж, вся слідова інформація має бути виміряна з прив'язкою до місцевості, а визначені розміри занесені до схеми місця ДТП. При такому способі фіксації неможливо повністю уникнути яких-небудь помилок, погрішностей, тощо.

Використання традиційних засобів фіксації доказів (вимірювальна рулетка, фотоапарати, відеокамери) доцільно доповнити інноваційними засобами, наприклад, квадрокоптерами (англ., quadcopter – літальний апарат з чотирма несучими гвинтами, розміщених в одній площині, що обертаються діагонально в протилежних напрямках, іноді називається дроном), оснащених фото та відео обладнанням, здатним до високої якості зйомки.

Застосування квадрокоптерів виключає помилки під час фіксації, що пов'язані з людським фактором при проведенні замірів, також дозволяє значно зменшити час на весь процес фіксації по розташуванню транспортних засобів, слідів чи інших об'єктів, що мають відношення до ДТП. Проведені таким чином фото та відео зйомка займають обмежений час тому зменшують час затримки руху транспорту. Підсумком зйомки буде фото чи відео з видом зверху, тобто отримання детального плану місця події а також, створення панорамного фото чи відео, з кутом огляду 360° з прив'язкою до місцевості. Також за допомогою застосування спеціального програмного забезпечення дозволить визначити відстані між об'єктами, встановленими мітками; виводити результати на друк, копіювати, передавати, архівувати для наступної обробки та оформлення необхідних вихідних документів.

Квадрокоптери по принципу керування бувають автономні, дистанційно керуємі (безпілотні). Маса дрона зазвичай складає від 1 до 4 кг, час польоту від 10 до 30 хвилин. Швидкість польоту квадрокоптера може сягати від 0 (нерухоме зависання на місці) до 100 км/ч. Запас енергії акумуляторів дозволяє деяким моделям відлітати на відстань декількох кілометрів.

У теперішній час дрони широко застосовуються у сферах масової інформації, у збройних силах, в рятувальних операціях, тощо. За кордоном вони давно використовуються в якості спеціальної техніки.

Можливість використання квадрокоптерів в діяльності правоохоронних органів нашої держави також може стати актуальною та корисною, наприклад для фіксації результатів таких слідчих дій, як огляд місця дорожньо-транспортної пригоди.

Огляд місця дорожньо-транспортної пригоди – це початкова та невідкладна слідча дія, спрямована на дослідження території, де відбулася подія, що має ознаки злочину, або настав її результат, зміст якої утворює комплекс пізнавально-посвідчувальних операцій, що включають пошук, виявлення, закріплення, вилучення, дослідження, перевірку та оцінку слідів злочину та інших речових доказів.

Враховуючи дане визначення, зазначимо, що фото та відео фіксацією місця ДТП за допомогою квадрокоптера можливо одночасно вирішувати різноманітні задачі, виникаючі як в ході проведення слідчих дій, так і в процесі розкриття та розслідування злочинів.

В рамках діяльності правоохоронних органів квадрокоптери можна використовувати при проведенні оглядів місць подій на ділянках місцевості великої площі, межі якої визначені слідчим, а також в важкодоступних місцевостях.

В межах великих міст, найбільш актуальне використання дронів при проведенні оглядів місць ДТП на небезпечних ділянках доріг, при багаторівневих розв'язках, при великому скупченні пошкоджених автомобілів, тощо.

Квадрокоптер може як сприяти більш якісному проведенню огляду місця ДТП, злагоджено доповнюючи існуючі засоби фіксації, інноваційними, котрі забезпечують найбільш повну всебічну та об'єктивну фіксацію, так і вважатися єдиним можливим засобом фіксації місця ДТП з огляду на специфіку та певну оперативну ситуацію, що склалася,

За допомогою вмонтованого обладнання в квадрокоптері, можна здійснювати традиційні прийоми криміналістичної фотозйомки, що застосовуються при огляді місця ДТП:

- орієнтуючу – для зйомки місця події з прив'язкою до місцевості

та навколишнього середовища;

- оглядову – для зйомки самого місця події та розташування на ньому об'єктів;

- вузлову – для фіксації найбільш суттєвих (для визначення механізму пригоди) ділянок місця ДТП, де відбувалися основні пригоди, а також

транспортних засобів із характерними пошкодженнями і слідоутворень на дорожньому покритті (тротуарі, узбіччі, кюветі).

- детальну – для фіксації тих чи інших деталей, предметів, слідів зіткнення, речових доказів залишених на місці ДТП.

Підводячи підсумок, зазначимо, що використання квадрокоптерів при проведенні огляду місця ДТП має ряд переваг:

- оперативність фіксації;
- можливість здійснення зйомки на різній висоті з захватом великої площі огляду;
- фіксація місця огляду у важкодоступних місцях, на небезпечних ділянках дороги, тощо;
- висока якість матеріалів, фіксація усієї слідової інформації у повному обсязі;
- визначення невістачаючих розмірів та встановлення додаткової слідової інформації, які не були зазначені на схемі огляду місця ДТП;
- оперативність фіксації.

Однак є деякі обставини, при яких квадрокоптери мають певні недоліки в проведенні слідчо-оперативних дій:

- погіршені погодні умови (сильний вітер, дощ, сніг стають перешкодою при проведенні огляду для більш простих моделей апаратів);
- висока вартість якісних дронів, здатні до зйомки у будь-яких погодних умовах;
- для деяких випадків недостатній час автономної роботи (для більш тривалого використання необхідно мати змінні акумулятори).

Отже зазначимо, що доповнення традиційних криміналістичних засобів фіксації квадрокоптерами, які оснащені фото та відео обладнанням, дозволить суттєво поліпшити здійснення повної і якісної фіксації об'єктів при проведенні огляду місця події.

Для більш широкого впровадження даної техніки в практику правоохоронних органів доцільна розробка методичних рекомендацій та матеріалів для її застосування при оглядах місць подій, а також в розслідуванні, розкритті чи попередженні злочинів.

Література

1. Шевцов С.О., Дубонос К.В. Розслідування обставин дорожньо-транспортних пригод. – Харків: «Факт», 2003., – 191 с.
2. Дубовик Е.С. Возможности использования беспилотных летательных аппаратов при проведении осмотра места происшествия по делам о ДТП / Е.С. Дубовик, А.Ю. Соколова // Актуальные вопросы юридических наук в современных условиях : сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-практ. конф., Санкт-Петербург, 11 января 2017 г. / Инновационный центр развития образования и науки. – Санкт-Петербург, 2017. – № 4. – С.74

Ромашко Сергій Володимирович, завідувач сектору автотехнічних досліджень відділу автотехнічних досліджень та криміналістичного дослідження транспортних засобів Черкаського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України, 24_ate@ukr.net (063) 534-75-41

РОЛЬ АВТОТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЕРТИЗИ ПРИ РОЗСЛІДУВАННІ КРИМІНАЛЬНИХ ПРАВОПОРУШЕНЬ У СФЕРІ ТРАНСПОРТУ

У всіх країнах світу дорожньо-транспортні пригоди (ДТП) давно становлять серйозну проблему в громадській та економічній сферах життя, адже дуже часто призводять до негативних суспільних наслідків. Здебільшого ДТП викликані порушенням Правил дорожнього руху або вимог технічної експлуатації транспортних засобів учасниками руху, однак, нерідко причиною ДТП є і незадовільний стан дорожньої та вуличної інфраструктури.

В Україні на теперішній час, у зв'язку із значним збільшенням кількості колісних транспортних засобів, проблема безпеки дорожнього руху набуває особливої гостроти.

Так, за 8 місяців 2021 року в Україні було зареєстровано 120209 ДТП, з яких у 15163 випадках загинули або були травмовані люди [3].

Головними складовими безпеки дорожнього руху, що залежать від водія, є неухильне виконання вимог Правил дорожнього руху, зокрема дотримання безпечної дистанції, безпечного інтервалу та безпечної швидкості.

Однак, дисциплінованість водія та беззаперечне виконання ним вимог Правил дорожнього руху не завжди є запорукою безпеки на дорозі.

Причинами дорожньо-транспортних пригод може стати безліч факторів. Найбільш вагомим є незадовільний стан технічних засобів організації дорожнього руху (недостатній рівень штучного освітлення, відсутність дорожніх знаків, дорожньої розмітки, несправний стан огорожень і світлофорів та ін.).

Технічними засобами підвищення безпеки дорожнього руху в межах населених пунктів та за їх межами є правильна побудова дорожньої та вуличної інфраструктури.

Наприклад, утримання дорожньої розмітки в належному стані, що відповідає всім вимогам стандартів, ускладнюється не тільки самими водіями транспортних засобів, які змушені здійснювати постійні наїзди на лінії і елементи розмітки при перестроюванні або поворотах, а й дорожньо-транспортними машинами в холодні пори року при очищенні покриття від снігу і льоду.

Не зважаючи на дотримання Правил дорожнього руху його учасниками, намагання органів місцевого самоврядування утримувати вуличні мережі в належному стані, рівень вчинення дорожньо-транспортних пригод залишається на високому рівні, що вимагає від органів держави не лише провести розслідування таких правопорушень, а й встановити причини і умови, що їм

сприяли. Вирішення зазначених завдань проводиться, зокрема, шляхом призначення судових експертиз.

Одним з видів такої експертизи є експертиза обставин і механізму дорожньо-транспортних пригод (далі - автотехнічна експертиза). Необхідна вона у випадках здійснення ДТП, адже дуже часто після таких пригод одній зі сторін необхідно доводити свою невинуватість. Загалом, автотехнічна експертиза - це ряд комплексних заходів, завданням яких є виявлення обставин та причин (умов), що сприяли виникненню дорожньо-транспортної пригоди.

Отже, основними завданнями автотехнічної експертизи є:

1. Установлення несправностей транспортного засобу (далі - ТЗ), які загрожували безпеці руху, причин їх утворення та часу виникнення (до дорожньо-транспортної пригоди (далі - ДТП), внаслідок неї або після неї), можливості виявлення несправності звичайно застосованими методами контролю за технічним станом ТЗ; визначення механізму впливу несправності на виникнення та розвиток пригоди.

2. Установлення механізму ДТП та його елементів: швидкості руху (за наявності слідів гальмування та за пошкодженнями), гальмового та зупиночного шляхів, траєкторії руху, відстані, пройденої ТЗ за певні проміжки часу, та інших просторово-динамічних характеристик пригоди.

3. Установлення відповідності, з технічної точки зору, дій водія ТЗ у даній дорожній ситуації технічним вимогам Правил дорожнього руху, наявності у водія технічної можливості запобігти пригоді з моменту виникнення небезпеки (перешкоди) для руху, а також встановлення причинного зв'язку між діями (чи бездіяльністю) водія та фактом ДТП.

Перед автотехнічною експертизою можуть бути поставлені й інші завдання, вирішення яких пов'язане з дослідженням технічного стану ТЗ, дорожньої обстановки і дій учасників дорожньої події.

При призначенні автотехнічної експертизи, орган або службова особа, які є ініціаторами такої експертизи, у своїй постанові (ухвалі) повинні зазначати вихідні дані, якими буде керуватися експерт при проведенні автотехнічного дослідження. Необхідно, зокрема, вказувати: тип покриття дороги (асфальт, ґрунтова тощо), його стан (сухе, мокре, ожеледиця тощо), ширину проїзної частини, наявність і величину ухилів, наявність дорожніх знаків і розміток у районі ДТП, технічний стан ТЗ та його завантаженість; видимість і оглядовість дороги з місця водія, а в умовах обмеженої видимості - ще й видимість перешкоди, а також видимість елементів дороги у напрямку руху; розташування ТЗ по ширині дороги, швидкість його руху (швидкість руху вказується, якщо немає сліду гальмування або якщо це гальмування переривалося зіткненням з іншим ТЗ); момент виникнення небезпеки для руху;

відстань, яку подолав пішохід, велосипедист чи інший ТЗ (діями водія якого була створена небезпека для руху) з моменту виникнення небезпеки для руху до моменту наїзду чи зіткнення, швидкість руху пішохода, велосипедиста іншого ТЗ (діями водія якого була створена небезпека для руху) або час руху вказаних учасників руху з моменту виникнення небезпеки до моменту наїзду чи зіткнення; чи застосовував водій термінове гальмування і якщо застосовував, то у випадку наявності видимих слідів гальмування необхідно встановити, яка довжина сліду гальмування до задніх коліс автомобіля (якщо сліди розташовані на ділянках дороги з різним покриттям, наприклад на проїзній частині й узбіччі, потрібно зазначити довжину сліду окремо на кожній з ділянок); місце наїзду відносно слідів гальмування (яку відстань пройшов ТЗ у стані гальмування до наїзду чи після наїзду на пішохода; якою частиною ТЗ контактував з пішоходом або якими частинами зіткнулись транспортні засоби; якщо ТЗ після залишення сліду гальмування до його остаточної зупинки рухався накатом, то яку відстань він пройшов у цьому стані). Якщо ТЗ обладнаний антиблокувальною системою (АБС) у робочій гальмовій системі, а водій стверджує, що для уникнення ДТП він застосовував екстрене гальмування (а у випадку наявності АБС видимих слідів екстреного гальмування на проїзній частині не залишається), то вказані вище параметри слід встановлювати шляхом відповідних дій правоохоронних органів чи ініціаторів дослідження.

Якщо до моменту призначення експертизи (залучення експерта) органу (особі), що її призначає, не вдалося усунути протиріччя у вихідних даних, що були в справі, він (вона) може зазначити в документі про призначення експертизи (залучення експерта) варіанти їх значень чи варіанти розвитку механізму пригоди взагалі і отримати висновки щодо кожного з них.

Орган або службова особа, які призначили експертизу, не мають права вимагати від експерта, щоб той самостійно вибирав зі справи вихідні дані для проведення експертизи. Разом з тим вказані особи можуть поставити перед експертом питання про технічну спроможність (неспроможність) тих чи інших даних, які є у справі [1].

Ю.К. Орлов правильно зазначає, що «висновок експерта цілком залежить від того, які дані (про швидкість руху транспортних засобів і пішоходів, регулювання дорожнього руху на момент ДТП, технічний стан транспортних засобів та ін.) надані експерту» [2].

Література

1. Науково-методичні рекомендації з питань підготовки та призначення судових експертиз та експертних досліджень (затверджені Наказом Міністерства юстиції України 08.10.1998 № 53/5 (у редакції наказу Міністерства юстиції України 26.12.2012 № 1950/5)).

2. Орлов Ю.К. Заключение эксперта и его оценка (по уголовным делам). М., 1995.

3. Статистика. Патрульна поліція України
<http://patrol.police.gov.ua/statystyka/> (дата звернення: 10.09.2021)

Савчук Андрій Дмитрович, судовий експерт, Харківський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, (099) 568 27 85, andrusha273@ukr.net.

СИСТЕМА КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ СУЧАСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ЯК ОДНА ІЗ СИСТЕМ АКТИВНОЇ БЕЗПЕКИ.

В Україні велика кількість дорожньо-транспортних пригод (далі ДТП), а тому розробка заходів щодо підвищення конструктивної безпеки автомобіля щоб запобігти ДТП або зменшити тяжкість, носить глобальний характер. І причиною цього є ускладнення умов руху, що ставить перед водієм проблеми керування автомобілем, з вирішенням яких вже не завжди може впоратися людина. Тому тільки бортові обчислювальні системи автомобілів, обробляючи поточну інформацію при русі автомобіля, можуть систематизувати її, фіксувати, а в разі потреби або видавати водієві, або коригувати його дії з урахуванням фактично створених умов руху [1, 2]. Питання про зниження числа і наслідків ДТП довгі роки залишався самим гострим і велике число науково-дослідних установ, фірм і підприємств по всьому світу вели та ведуть роботи в цьому напрямку. Тому на сучасних транспортних засобах застосовують автоматичні системи активної безпеки, одна з яких має назву система курсової стійкості (ESP – Electronic Stability Program) (система динамічної стабілізації).

Запобігання або зменшення тяжкості ДТП для водія автомобіля в деяких випадках пов'язана із маневруванням транспортного засобу, коли водію з'являється перешкода або небезпека для руху, яку водій об'єктивно спроможний виявити для безпечного її об'їзду, але перед об'їздом перешкоди або виконанням маневру, кожен маневр повинен бути безпечним, як для інших учасників дорожнього руху так і для самого водія який виконує маневр. Але маневр автомобіля не завжди є безпечним особливо коли на проїжджій частині ожеледиця або засніжене покриття проїжджої частини при низьких значеннях коефіцієнту зчеплення шин автомобіля з дорогою (φ) [3] і автомобіль може рухатись в заносі, і при русі автомобіля на заокругленій ділянці проїжджої частини. Тому система курсової стійкості (ESP) - активна система безпеки служить, головним чином, для запобігання заносу під час руху автомобіля. Робота системи забезпечує курсову стійкість автомобіля під час маневрів, запобігаючи виникненню бічного ковзання. Дана система курсової стійкості дозволяє утримувати автомобіль в межах заданої водієм траєкторії при різних режимах руху (розгоні, гальмуванні, русі по прямій, в поворотах і при вільному коченні). При дослідженні технічної можливості безпечного об'їзду перешкоди необхідно розглянути ряд питань, пов'язаних з керованістю і стійкістю транспортних засобів.

Керованість і стійкість автомобіля є важливими експлуатаційними властивостями транспортного засобу. Керованість - це здатність автомобіля, керованого водієм, зберігати заданий напрямок руху в певній дорожньо-кліматичній обстановці або змінювати його за бажанням водія, вираженого

впливами на рульове колесо. Стійкість (курсова) - здатність автомобіля, керованого водієм, зберігати заданий напрямок прямолінійного руху при дії на нього зовнішніх сил. Стійкість (власна) - здатність автомобіля без участі водія (з закріпленим або вільним рульовим керуванням) протистояти дії зовнішніх сил.

Система курсової стійкості автомобіля (ESP) є системою високого рівня і дану систему не можна розглядати як окрему систему, вказана система складається з декількох активних систем: Антиблокувальна система гальм (ABS), Електронне блокування диференціала (EDS), Система розподілу гальмівних зусиль (EBD), Антипробуксовачна система (ASR), Система управління двигуном.

Принцип роботи системи курсової стійкості автомобіля ESP.

Визначення настання аварійної ситуації здійснюється шляхом порівняння дій водія і параметрів руху автомобіля. У разі, коли дії водія (бажані параметри руху) відрізняються від фактичних параметрів руху автомобіля, система ESP розпізнає ситуацію як неконтрольовану і включається в роботу. Стабілізація руху автомобіля за допомогою системи курсової стійкості може досягатися кількома способами: підтормажування певних коліс, зміною крутного моменту двигуна, зміною кута повороту передніх коліс (при наявності системи активного рульового управління), зміною ступеня демпфірування амортизаторів (при наявності адаптивної підвіски). При недостатній поворотності система ESP запобігає уводу автомобіля за межі траєкторії повороту, пригальмовуючи заднє внутрішнє колесо і змінюючи крутний момент двигуна. При надлишкової поворотності занос автомобіля в повороті запобігає підтормажуванням переднього зовнішнього колеса і зміною крутного моменту двигуна. Пригальмовування коліс проводиться шляхом включення в роботу відповідних систем активної безпеки. Робота при цьому носить циклічний характер: збільшення тиску, утримання тиску і скидання тиску в гальмівній системі. Зміна крутного моменту двигуна в системі ESP може здійснюватися кількома шляхами: зміною положення дросельної заслінки, пропуском вприскування палива, пропуском імпульсів запалювання, зміною кута випередження запалювання, скасуванням перемикачів передачі в АКПП, перерозподілом крутного моменту між осями (при наявності повного приводу).

Система, яка об'єднує систему курсової стійкості, рульове управління і підвіску носить назву інтегрованої системи управління динамікою автомобіля.

Тобто система курсової стійкості ESP допомагає водію безпечно керувати автомобілем в різних дорожніх ситуаціях, особливо коли необхідно виконувати маневр в дорожніх умовах при ожеледиці або засніженого покриття проїжджої частини, а також коли автомобіль рухається на заокругленій ділянці проїжджої частини, що показано на зображеннях 2, 3.

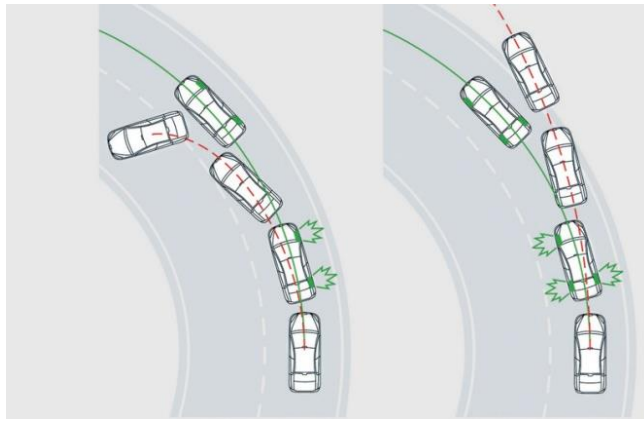
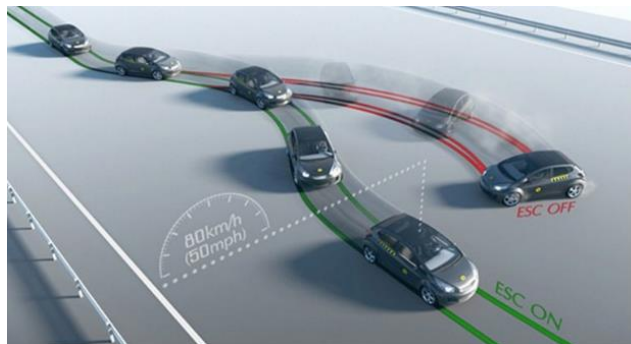


Рисунок 1 – Рух автомобіля при увімкненій та вимкненій системі курсової стійкості ESP, а саме ситуація, коли водій перевищив швидкість при входженні в поворот і почався занос автомобіля. Червона лінія - траєкторія руху автомобіля не обладнаною ESP (система курсової стійкості) або вимкненою. Зелена лінія - траєкторія руху автомобіля обладнаною ESP (система курсової стійкості) увімкненою.



Зображення 2 – Рух автомобіля при увімкненій та вимкненій системі курсової стійкості ESP.

Тому система курсової стійкості автомобіля, яка конструктивно впроваджується на сучасних автомобілях в деяких випадках може лише допомогти водію автомобіля безпечно керувати автомобілем в різних дорожніх умовах. Однак, система курсової стійкості автомобіля (ESP) – це не панацея від ДТП, запобігання яких залишається завданням водія. Ці системи лише можуть знизити можливий збиток і тяжкість наслідків ДТП.

Література

1. Бочаров А.В. & Прокофьев А.А. О разработке новых технических предписаний к тормозным системам. Центр испытаний «НАМИ» (НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»).
2. Морговский Ю.Я. (2007) Об идеологии интеллектуальных систем управления АТС Журнал "Автомобильная промышленность", Самарский ГАУ № 10 УДК 629.113/.115:681.5.017.
3. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы, Н.М. Кристи, ЦНИИСЭ, 1971.

4. Преимущества использования систем курсовой устойчивости. Вилучено з:https://cartechnic.ru/articles/preimuschestva_ispolzovanija_sistem_kursovoj_ustojchivosti

5. Система курсовой устойчивости. Вилучено з:<http://systemsauto.ru/active/esp.html>

Смик Олександр Миколайович, старший судовий експерт сектору втотехнічних досліджень Харківського НДЕКЦ МВС України.

НЕОБХІДНІСТЬ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МОТОБЛОКІВ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ДОСЛІДЖЕНЬ ДТІ.

В сільській місцевості значне розповсюдження отримали мотоблоки.

Мотоблок — універсальний мобільний засіб на базі одноосного шасі, різновид малогабаритного трактора. Оператор, керуючий мотоблоком крокує слідом за машиною по оброблюваному ґрунті, тримаючи машину за ручки управління.[1]

Мотоблок складається з двигуна, трансмісії, ходової частини, системи агрегування і системи управління.

Виходячи з поняття «мотоблок» його слід віднести до механічного транспортного засобу, відповідно до Правил дорожнього руху України:

механічний транспортний засіб - транспортний засіб, що приводиться в рух з допомогою двигуна. Цей термін поширюється на трактори, самохідні машини і механізми, а також тролейбуси та транспортні засоби з електродвигуном потужністю понад 3 кВт. [2]

Мотоблоки використовуються не тільки за їх призначенням, а ще й дообладнуються причепами (саморобними або заводськими), що дозволяє перевозити вантажі. Також мотоблоки переобладнуються в міні трактори. [3] Як приклад зображення 1-3.



Зображення 1 Мотоблок.



Зображення 2. Мотоблок з причепом.



Зображення 3. Міні трактор на базі мотоблоку.

При цьому мотоблоки з причепами та міні трактори на їх базі рухаються по дорогам загального користування. Також, останнім часом почастишали ДТП за участю мотоблоків з причепами, які сталися на дорогах загального користування.

Оскільки мотоблоки отримують все більше розповсюдження, то визначення їх технічних параметрів при проведенні досліджень ДТП за участю мотоблоків є актуальним завданням, оскільки на теперішній час дані стосовно технічних характеристик, зокрема дані про сповільнення відсутні.

Таким чином необхідно встановити та систематизувати наступні параметри:

- конструкція гальмівної системи мотоблока з причепа;
- конструкція гальмівної системи міні трактора на базі мотоблока;
- сповільнення при гальмуванні мотоблока з причепом та міні трактора;
- габаритні розміри мотоблока з причепом;
- габаритні розміри міні трактора;
- наявність та тип зовнішніх світлових приладів та звукової сигналізації мотоблока з причепом та міні трактора.

Література

1. Вікіпедії [Електронний ресурс]. Режим доступу uk.wikipedia.org/wiki/Мотоблок.
2. Правила дорожнього руху. Дніпро, 2021.
3. [Електронний ресурс]. Режим доступу <https://auto.today>.

Старіков Євгеній Львович, старший судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, evgeniyst@ukr.net
Данець Сергій Віталійович, к.т.н., завідувач сектору автотехнічних досліджень Харківського науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України

ДЕЯКІ ТЕХНІЧНІ АСПЕКТИ ВСТАНОВЛЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ПРОВАДЖЕННЯ АВТОТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЕРТИЗИ У РАЗІ, ЯКЩО ДОРОЖНЬО_ТРАНСПОРТНА ПРИГОДА ВІДБУЛАСЯ В ТЕМНИЙ ЧАС ДОБИ АБО В УМОВАХ НЕДОСТАТНЬОЇ ВИДИМОСТІ

За даними Національної поліції за період з 01.01.2021 по 31.08.2021 в Україні відбулося 2579 дорожньо-транспортних пригод з загиблими та/або травмованими [3].

Досудове розслідування таких випадків є досить специфічним, оскільки під час розслідування слідчому потрібно враховувати не лише юридичні, а й технічні аспекти. В свою чергу технічні аспекти також мають свої особливості.

Однією з особливостей досудового розслідування дорожньо-транспортних пригод, які відбулися у темний час доби або в умовах недостатньої видимості, є встановлення об'єктивної видимості об'єкта, що під час дорожньо-транспортної пригоди створив небезпеку або перешкоду для руху, а також встановлення об'єктивної видимості дороги (видимості елементів проїзної частини) в умовах місця ДТП. Ці параметри вказуються в постанові або ухвалі про призначення автотехнічної експертизи у якості вихідних даних для проведення дослідження обставин і механізму дорожньо-транспортних пригод.

Відразу ж слід зауважити, що об'єктивна видимість конкретного об'єкта та об'єктивна видимість дороги не завжди є однаковими по величині, це взагалі два різних параметри, які потрібні для оцінки відповідності дій водія транспортного засобу різним вимогам Правил дорожнього руху.

Об'єктивна видимість дороги необхідна для оцінки відповідності дій водія транспортного засобу вимогам п. 12.2. Правил дорожнього руху, де вказано: «У темну пору доби та в умовах недостатньої видимості швидкість руху повинна бути такою, щоб водій мав змогу зупинити транспортний засіб у межах видимості дороги» [1, 2, 4].

Об'єктивна видимість конкретного об'єкту, який під час дорожньо-транспортної пригоди створював небезпеку або перешкоду для руху, необхідна для оцінки відповідності дій водія транспортного засобу вимогам п. 12.3. Правил дорожнього руху, де вказано: «У разі виникнення небезпеки для руху або перешкоди, яку водій об'єктивно спроможний виявити, він повинен негайно вжити заходів для зменшення швидкості аж до зупинки транспортного засобу або безпечного для інших учасників руху об'їзду перешкоди» [1, 2, 4].

З одного боку об'єктивна видимість об'єкта, що під час дорожньо-транспортної пригоди створював небезпеку або перешкоду для руху, та об'єктивна видимість дороги (видимість елементів проїзної частини) взаємопов'язані: чим яскравіше світло фар, тим більше об'єктивна видимість об'єкта та об'єктивна видимість дороги. Але з іншого боку ці параметри можуть мати й розбіжності, оскільки вони залежать не тільки від яскравості світла фар транспортного засобу, а й від розташування об'єкта або елемента проїзної частини, об'єктивна видимість якого визначається, відносно оптичних осей фар транспортного засобу: чим ближче об'єкт або елемент проїзної частини до оптичної осі фари, тим краще його видимість, та, навпаки, чим далі об'єкт або елемент проїзної частини від оптичної осі фари, тим менше його видимість (рисунок 1).

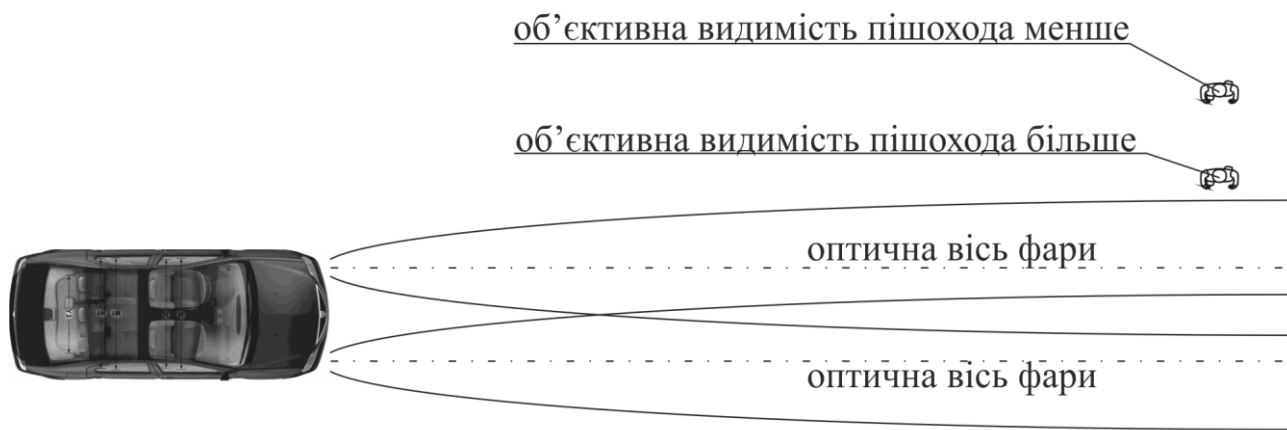


Рисунок 1. Зміна об'єктивної видимості пішохода в залежності від його розташування відносно оптичної осі фар автомобіля.

Таким чином, якщо під час зближення учасників дорожньо-транспортної пригоди об'єкт, що створив небезпеку або перешкоду для руху, зміщувався у поперечному напрямку відносно напрямку руху транспортного засобу, то об'єктивна видимість об'єкта, що створив небезпеку або перешкоду для руху, під час зближення учасників дорожньо-транспортної пригоди постійно змінюється.

Крім того, об'єктивна видимість об'єкта, що створив небезпеку або перешкоду для руху, залежить від контрастності цього об'єкта та фону за ним. Наприклад, перешкода білого кольору на чорному фоні або перешкода чорного кольору на білому фоні видна краще, ніж перешкода білого кольору на білому фоні або перешкода чорного кольору на чорному фоні.

Оскільки при переміщенні об'єкта, що створив небезпеку або перешкоду для руху, фон за ним може змінюватись (рисунок 2), то об'єктивна видимість об'єкта, що створив небезпеку або перешкоду для руху, також може змінюватись.

При цьому колір навколишнього середовища, який створює фон позаду об'єкта, що створив небезпеку або перешкоду для руху, ніяким чином не залежить ні від яскравості світла фар транспортного засобу, ні від розташування елементів навколишнього середовища відносно оптичної осі фар транспортного засобу. Звідси слідує, що будь-яка закономірність зміни контрастності об'єкта, що створив небезпеку або перешкоду для руху, та фону позаду цього об'єкта відсутня. Особливо це справедливо для місцевості, де поряд з проїзною частиною розташовані різнокольорові елементи, що мають вертикальну поверхню (будівлі, паркани та ін.).

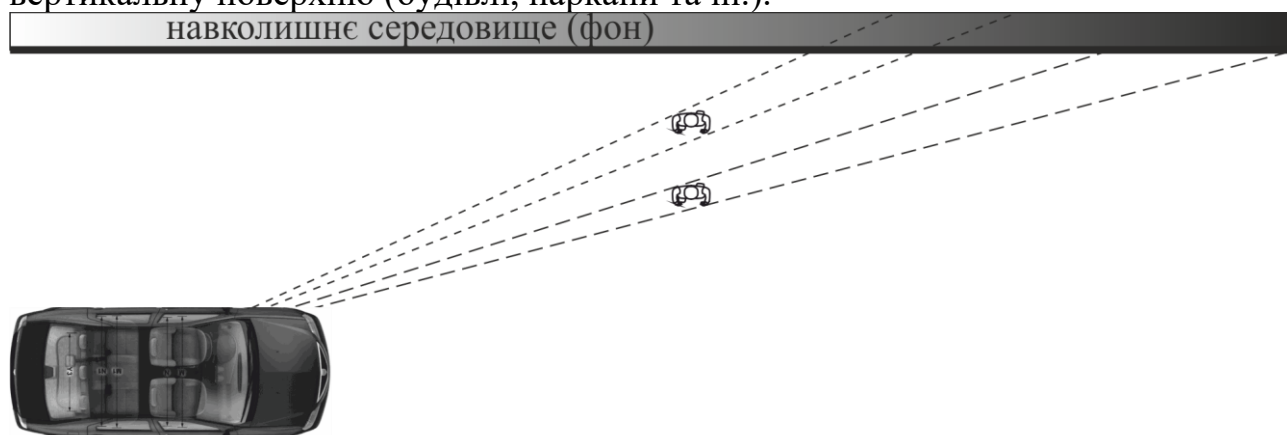


Рисунок 2. Зміна фону позаду пішохода в залежності від його розташування відносно автомобіля.

Таким чином, на відміну від яскравості світла фар та від розташування об'єкта, що створив небезпеку або перешкоду для руху, відносно оптичної осі фар транспортного засобу, будь-які закономірності зміни об'єктивної видимості вказаного вище об'єкта від його розташування відносно транспортного засобу відсутні.

В зв'язку з обставинами, що вказані вище, найбільш точно об'єктивна видимість об'єкта, що створив небезпеку або перешкоду для руху, в світлі фар транспортного засобу може бути визначена лише експериментально на місці, де відбулася дорожньо-транспортна пригода, в умовах, що максимально наближені до тих, що були під час дорожньо-транспортної пригоди, з урахуванням напрямку та швидкості переміщення всіх учасників дорожньо-транспортної пригоди.

Література

1. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы под ред. Н.М. Кристи. М., 1971.

2. Правила дорожнього руху. К., 2019.
3. Статистика ДТП з загиблими та/або травмованими [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/> - назва з екрану.
4. Судебная автотехническая экспертиза, ч. 2 под ред. В.А. Иларионова, ВНИИСЭ, М., 1980.

Фесенко Андрій Віталійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, andrej200128@gmail.com
Наглюк Іван Сергійович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, isnagluk@ukr.net

КОРИСТУВАННЯ РЕМЕНЕМ БЕЗПЕКИ ВОДІЯМИ ТА ПАСАЖИРАМИ МІСТА ХАРКІВ

Транспортний засіб – джерело підвищеної небезпеки, тому на водія покладається відповідальність не тільки за своє життя, а й за життя пасажирів транспортного засобу.

Над безпекою в автомобілі почали задумуватися одразу з моменту їх появи. Белла Барені у 1951-му році отримав патент номер 854 157 «технологія створення автомобілю з міцною пасажирською капсулою, та двома зонами деформації для поглинання енергії зіткнення. Наступною задачею у нього стояло створення травмобезпечного салону. Всі ручки, перемикачі, тримачу, руль, торпедо – все пішло під переробку. Навіть якщо важіль був залізним і міг нанести травму, для нього робили таке кріплення, щоб воно зривалося при навантаженні.

В 1959 році Нільс Болін, для Volvo отримав патент US 3 043 625, у якому описувалась конструкція 3х- точкового ременя безпеки. Цей патент признали одним із найзначніших у 20-му столітті.

Біля 70% людей, що пережили критичні ДТП були врятовані ременем безпеки. Для подушок безпеки цей показник складає лише 19% [1-4]. Все це через те, що ремінь безпеки першочерговий, без нього інші системи безпеки не мають сенсу.

Говорячи про проблему ігнорування ременя безпеки, однією з причин низького рівня використання ременів безпеки є незначна відповідальність. Наразі адміністративне покарання за порушення правил користування ременями безпеки в Україні становить 510 гривень.

Розмір даного штрафу є занадто поблажливим порівняно з тяжкими наслідками, які можуть бути спричинені через недотримання правил дорожнього руху. Окрім того, встановлення державою такого розміру штрафу створює у водіїв та пасажирів уявлення, що порушення цих норм є чимось несуттєвим, хоча наслідком є численні людські втрати.

Сукупність цих факторів сприяє масовому ігноруванню користування ременями безпеки, що призводить, в свою чергу, до збільшення кількості загиблих та травмованих на дорогах України. Для порівняння у Європейських

країнах такі штрафи: у Франції штраф за ігнорування ременя безпеки становить 135 євро (понад 4 тисячі грн), у Чехії – 77 євро (понад 2 тисячі грн), в Словенії – 120 євро (понад 3,5 тисячі грн), а в сусідній Польщі – 23 євро (понад 700 грн).

Статистика цих країн показує, що такі заходи влади і правда дієві: Франція – 99% водіїв користуються ременями безпеки, Чехія – 97%, Словенія – 93% і Польща – 83% [1,2].

Результати обстеження, рівня користування ременями безпеки водіями та пасажирями міста Харків, в період з 2015 по 2021 рік, які виконала кафедра організації і безпеки дорожнього руху Харківського національного автомобільно-дорожнього університету представлені на рисунках 1, 2 та 3.



Рисунок 1 – Кількість водіїв у відсотках, що використовують та ігнорують ремені безпеки



Рисунок 2 – Кількість пасажирів спереду у відсотках, що використовують та ігнорують ремені безпеки



Рисунок 3 – Кількість пасажирів на задньому сидінні у відсотках, що використовують та ігнорують ремені безпеки

Аналіз результатів дослідження показує, що рівень використання водіями ременя безпеки зростає. Залишається великий відсоток ігнорування ременями безпеки, як водіями 45%, які усвідомлено роблять свій вибір, так і пасажирями транспортних засобів 76%.

Врегулювання питання з підвищенням самосвідомості громадян в Україні має обов'язково відбуватися на двох рівнях: законодавчому (невідворотність покарання) та просвітницько-соціальному. Для цього повинні проводитися спеціальні кампанії з яскравими прикладами, які покажуть громадянам, як така, здавалося б, невелика деталь, як ремінь безпеки, здатні врятувати життя.

Список використаних джерел:

1. Національна поліція України [Електронний ресурс] // Офіційний веб-сайт. – Режим доступу: <http://www.npu.gov.ua>.
2. Верховна рада України [Електронний ресурс] // Офіційний веб-портал. – Режим доступу: <https://rada.gov.ua>.
3. Документальний фільм - Режим доступу: https://www.youtube.com/watch?v=cnJ2GKQN-28&t=2s&ab_channel=%D0%90%D1%81%D0%B0%D1%84%D1%8C%D0%B5%D0%B2%D0%A1%D1%82%D0%B0%D1%81
4. NHTSA – Режим доступу: <https://www.nhtsa.gov/>

Шльончак Ігор Анатолійович, канд. техн. наук, доцент, Черкаський державний технологічний університет, Igor_Shlionchak@ukr.net

Лук'янченко Олександр Юрійович, канд. техн. наук, Черкаський державний технологічний університет, 111188@ukr.net

Халявка Віктор Володимирович, заступник директора, Черкаський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, 111188@ukr.net, +380675886427

Харенко Валерій Богданович, судовий експерт, Черкаський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, 24_ate@ukr.net, +380675886427

Оліхнович Денис Русланович, студент, Черкаський державний технологічний університет, d.r.olikhnovych.fktnmd18@chdtu.edu.ua

ДО ПИТАННЯ ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНОЇ ПРИГОДИ

Огляд місця дорожньо-транспортної пригоди (ДТП) відіграє одну з найважливіших ролей, впливаючи таким чином на строки та якість розслідування. Залучення спеціаліста-автотехніка для огляду ДТП сприяє повноті, об'єктивності та всебічності дослідження обставин пригоди, виявлення слідів та інших об'єктів, що містять пошукову та доказову інформацію. При цьому дії автотехніка визначаються вимогами кримінального процесуального кодексу України та відомчими нормативними актами [1]. Однією з особливостей огляду місця ДТП є негайність його проведення. Слід зважати на те, що інтенсивний рух транспорту та пішоходів, зміна погодних умов можуть суттєво змінити фактичну обстановку, знищити чи пошкодити сліди або інші речові докази. Однак, слід зазначити, що місце ДТП завжди має той чи інший відбиток події: сліди кочення, гальмування, бокового ковзання, удару, пошкодження, відшарування, подряпини, переміщення та ін. На транспортному засобі можуть бути сліди контакту з людиною, на людині – сліди контакту з транспортним засобом [2].

Всі дані, зібрані на місці ДТП, в подальшому використовуються при дослідженні механізму пригоди та встановлення її причин. Огляд місця ДТП поділяють на два етапи: загальний і детальний. Загальний огляд починається з ознайомлення із загальною обстановкою місця пригоди в цілому, яка збереглась на момент початку огляду. В залежності від характеру ДТП спеціаліст-автотехнік визначає значимість об'єктів, що знаходяться на місці пригоди. Послідовність фіксації визначається збережуваністю слідів. Зафіксовану в протоколі огляду місця ДТП матеріальну обстановку допомагає з'ясувати схема, що являє собою додаток до вказаного протоколу. На даний момент існують сучасні пристрої, які полегшують роботу експертів при огляді місця події (наприклад 3D-сканування місця події), які фіксують сліди навіть невеликих розмірів, таких як подряпини, сліди шин та ін.. Тому на даний час тема поліпшення огляду місця ДТП з позиції її причин є актуальною [3].

Однак, крім всього вище сказаного, до питання причин ДТП, необхідно зазначити, що під час руху автомобіля всі водії користуються певними перемикачами та кнопками, щоб ввімкнути або налаштувати функції, які необхідні для комфортного пересування. Органами керування є не тільки, наприклад, рульове керування або селектор коробки передач, але й кожна кнопка, яка є в автомобілі. Адже всі функції, котрими володіє транспортний засіб, так чи інакше відповідають за безпечність і точність керування автомобіля в цілому [2, 3].

Таким чином, з позиції такої причини виникнення ДТП, як доступ водія до органів керування, можна стверджувати, що водій повинен сидіти так, щоб йому було зручно, і він міг швидко здійснити необхідні маневри, не допустивши ДТП. Приклад такого положення водія представлено на рисунку 1.

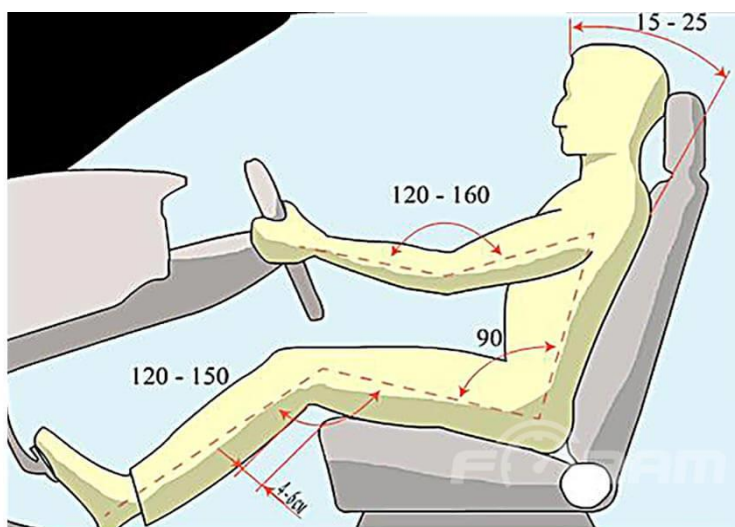


Рисунок 1 – Правильне положення водія в транспортному засобі

Але під час проектування автомобіля, задля здешевлення його виробництва, такими параметрами безпечного положення водія автомобіля, що зображено на рисунку 1, просто нехтують. Не говорячи про те, що водій в цьому положенні не може дотягтися до елементарного управління гучності магнітоли або відрегулювати клімат-контроль. Будь-який із цих факторів може вплинути на створення ДТП, так як швидкість реакції водія через це зростає. В експертній практиці найчастіше час реакції водія приймається рівним 0,8 с. Залежно ж від дорожньо-транспортних ситуацій час реакції водія може коливатися в межах від 0,6 с до 1,4 с. Так як, наприклад, в разі несподіваного сигналу гальмування від автомобіля, що рухається попереду. Для водія характерні реакції на рухомі об'єкти, при яких він здійснює необхідні маневри в певний момент часу. При цьому водій враховує швидкості та напрямки руху інших учасників руху, але в переважній більшості випадків це важко прогнозовано [4, 5].

Методи, що застосовуються в криміналістичній експертизі під час огляду ДТП, засновані на використанні різних властивостей досліджуваних об'єктів (магнітних, оптичних, люмінесцентних, хімічних тощо) [2]. Декомпозиція існуючих методів дослідження автотранспортних засобів в умовах скоєної ДТП та їх агрегатів представлена на рисунку 2.

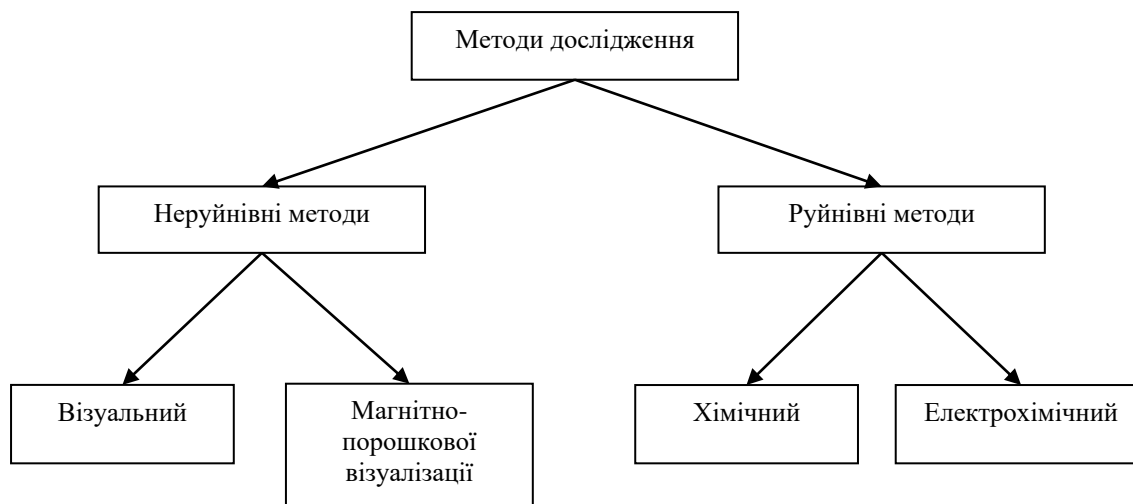


Рисунок 2 – Існуючі методи дослідження транспортних засобів, що потрапили в ДТП

При цьому, загальним правилом є те, що першими застосовуються методи, які не змінюють виду та властивостей об'єкта дослідження (неруйнівні методи). І тільки потім, якщо у результаті їх застосування не досягнуто мети, використовують методи, що призводять до таких змін.

Таким чином в роботі було проведено аналіз причин виникнення ДТП з позиції доступу водія до органів керування та високо кваліфікованого огляду місця ДТП. Встановлено, що сьогодні автовиробники не завжди дотримуються правил пасивної та активної безпеки, а експертиза ДТП потребує більше кваліфікованого розслідування із залученням спеціалістів-автотехніків.

Література

1. Мисливий В. А. Злочини проти безпеки дорожнього руху та експлуатації транспорту [Текст] : монографія / В. А. Мисливий ; Юрид. акад. М-ва внутр. справ. - Д. : Юрид. акад. М-ва внутр. справ, 2004. 380 с.
2. Комплексне дослідження транспортних засобів та документів, що їх супроводжують: коментар до стандартної операційної процедури SOP.T.19/17-5.4-01. – Київ : ДНДЕКЦ МВС України, 2009. 56 с.
3. Баулін Ю.В. Звільнення від кримінальної відповідальності: Монографія / Ю.В. Баулін. – К.: Атіка, 2004. 296 с.

4. Бондаренко В. В. Методи дослідження ознак знищення, підробки або номерів вузлів та агрегатів транспортного засобу // Науковий вісник Національної академії внутрішніх справ України. 2016. № 1 (98). С. 283–297.

Юрченко Олександр Юрійович судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, ale75557637@gmail.com, 0990090641

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СИСТЕМ АКТИВНОЇ БЕЗПЕКИ НА БЕЗПЕКУ ДОРОЖНЬОГО РУХУ

Переважає більшість дорожньо-транспортних пригод виникає з вини водія. Згідно Правил дорожнього руху, водій повинен обирати такі прийоми керування та таку швидкість руху, щоб мати постійний контроль над керованістю автомобіля та постійно контролювати рух автомобіля [1]. Вдома, відволікання від керування на подразники, що виникають в салоні автомобіля, знижують концентрацію уваги водія, що може призвести до втрати контролю над рухом, або можливість вчасно зреагувати на дорожню ситуацію, що може загрожувати безпеці дорожнього руху. Тому в теперішній час на автомобілі встановлюють системи активної безпеки, які здатні втручатись в керування автомобілем, та впливати на його курсову стійкість.

Розглянемо декілька систем, які входять в комплекс систем активної безпеки автомобіля. Адаптивний круїз контроль – система яка підтримує безпечну дистанцію до автомобіля, що рухається попереду попутно. Система працює до повної зупинки автомобіля. Тобто, якщо рухаючись попереду транспортний засіб зупиниться, то дана система здатна зупинити автомобіль на якому вона встановлена без участі в процесі гальмування водія. Це робить адаптивний круїз контроль корисною функцією в навантаженому транспортному потоці або в заторах та знижує навантаження на водія та ризик виникнення дорожньо-транспортної пригоди. Система адаптивного круїз контролю відслідковує дистанцію до попереду рухомого транспортного засобу за допомогою радара та камери, які встановлені в передній частині автомобіля. Моніторинг дистанції ефективний в будь-яких погодних умовах та пори доби. Якщо система розуміє, що дистанція скорочується, що може призвести до зіткнення вони посилає звукові або світлові сигнали, щоб привернути увагу водія на зміну дорожньої обстановки. Якщо водій не реагує, а дистанція продовжує скорочуватись, система втручається в керування автомобіля та автомобіль починає уповільнюватись аж до повної зупинки автомобіля, в деяких випадках система може застосувати екстрене гальмування.

Система утримання автомобіля в полосі руху - допомагає водієві утримувати автомобіль по середині полоси руху, та запобігає випадковим виїздам за її межі. Камери які встановлюються по бокам транспортного засобу сканують дорожню розмітку, та аналізують положення автомобіля відносно цієї

розмітки. Якщо автомобіль починає відхилитися від заданого курсу, то система здатна повернути автомобіль в середину полоси руху. Дана система допомагає водієві підтримувати стійкість заданого курсу руху автомобіля.

Система моніторингу сліпих зон – завдяки радарам, які встановлені в передній та задній частині автомобіля, здатна сповіщати водія при перестроюванні у сусідню полосу руху, що в ній знаходиться інший транспортний засіб, і що це може створити небезпеку при виконанні маневру. При увімкненому повороті, система аналізує наявність інших транспортних засобів та розуміє, що зміна полоси руху небезпечна, то вона сповіщає водія світловим або звуковим сигналом.

Отже, комплекс систем активної безпеки допомагають водієві безпечно керувати транспортним засобом та знижують ризик потрапляння автомобіля в дорожньо-транспортну пригоду, чим підвищує безпеку дорожнього руху. Але завжди треба пам'ятати, що системи не замінять увагу та навички водія в різноманітних дорожніх ситуаціях.

Література.

1. Правила дорожнього руху. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1306-2001-п#Text> – Назва з екрану

2. Все это скоро в обычных авто: очень продвинутые системы безопасности [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://www.zr.ru/content/articles/928843-sistemy-bezopasnosti-avto/> - Назва з екрану.

Яловенко Владислав Вячеславович - асп., каф. автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно- дорожній університет¹, судовий експерт Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України², vladyalovenko6969@gmail.com.

МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ БОРТОВИХ РЕЄСТРАТОРІВ ДАНИХ ПРИ ЕКСПЕРТНОМУ АНАЛІЗІ ДТП.

Автомобільні реєстратори даних про події - пристрої, аналогічного «Чорному ящику». В літаках «Чорний ящик», являє собою записуючий пристрій, виготовлений з міцного матеріалу. Призначення пристрою - записувати моменти, що призвели до аварії. Він довгий час був життєво важливою частиною обладнання літаків, а тепер він також використовується в автомобілях.

Бортові реєстратори даних (чорні ящики) можна використовувати в автомобілях в якості цінного дослідного інструменту для перевірки параметрів руху транспортного засобу, а так само фіксації порушень правил дорожнього руху.

На відміну від диктофона в кабіні літака, бортові реєстратори даних при подіях не будуть записувати розмови в автомобілі, що, наприклад, дозволило б слідчим визначити, чи розмовляв водій по телефону під час аварії та ідентифікувати водія транспортного засобу. Всупереч чуткам, «чорні ящики» не здійснюють постійну передачу даних з автомобіля. Це електронний чіп, який перезаписує безперервний цикл інформації, що надходить з різних датчиків і керуючих модулів машини. Реєстратор даних подій записує тільки дуже обмежений набір даних за 30 секунд до і після зіткнення. Важлива інформація, яка буде записана, включає швидкість транспортного засобу, активацію гальм, стан і нахил транспортного засобу на дорозі, стан і швидкість спрацьовування всіх його пристроїв безпеки, а також інші відповідні параметри руху на дорозі. бортові системи активної безпеки і запобігання аварій. Завдяки цьому можна відтворити картину аварії максимально точно.

Технологія, використовувана для реєстраторів даних про події, не нова. Фактично, в більшості сучасних транспортних засобів бортовий комп'ютер вже записує велику частину даних.

При експертному аналізі ДТП за даними з чорних скриньок, встановлюється науково обґрунтована характеристика процесу ДТП у всіх його фазах, визначається об'єктивні причини ДТП і поведінка окремих його учасників.

В результаті проведення експертного аналізу даних отриманих з чорного ящика, особи, які розслідують ДТП, отримують можливість відповісти на головне питання: чи мав місце нещасний випадок або подія відбулася в результаті неправильних дій його учасників, які знехтували вимогами безпеки дорожнього руху, встановити чи була аварія викликана помилкою людини або механічною несправністю в системі автомобіля.

З 2022 року автомобілі, які будуть продаватися на території Європейського союзу, повинні будуть обладнані "чорними ящиками". Нові вимоги були попередньо узгоджені Європарламентом та Єврокомісією і містяться в регламенті підвищення рівня безпеки на дорогах.

Список інформаційних джерел

ЄС зобов'язує встановлювати в нові автомобілі «чорні ящики» – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://minfin.com.ua/ua/2019/03/27/37212686/>.

French drivers protest introduction of black box recorders in cars – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.driving.co.uk/news/technology/french-drivers-arms-mandatory-black-box-recorders/>.

Акульшина Анна Дмитрівна, магістрант, Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба; інститут цивільної авіації,
Костенко Володимир Миколайович, магістрант, Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба; інститут цивільної авіації,
Рикун Володимир Георгійович, кандидат технічних наук, доцент, Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба, інститут цивільної авіації,
rykunvova 1961@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ УПРАВЛІННЯ РЕГУЛЯТОРАМИ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРІВ В ПРОЦЕСІ СИНХРОНІЗАЦІЇ

У склад системи електропостачання, як правило входять два чи більше синхронних генераторів, що працюють окремо, або паралельно. Для вмикання генераторів на паралельну роботу потрібно провести синхронізацію. Режим синхронізації є дуже відповідальним і незважаючи на свою короткочасність може викликати суттєві порушення в роботі електроприймачів.

Проведений аналіз схем і принципів побудови синхронізаторів дозволив звести їх до класифікації за такими факторами як:

- ступінь автоматизації;
- спосіб синхронізації;
- об'єм вирішуваних задач;
- призначення;
- форма представлення і обробки інформації у синхронізаторі;
- спосіб формування команди на включення вимикача генератора;
- спосіб вимірювання різниці фаз;
- спосіб вимірювання швидкості ковзання;
- тип елементів, які використовуються.

Синхронізація СГ повинна здійснюватись так, щоб, в системі електропостачання не виникло якихось суттєвих змін режиму роботи електроприймачів.

З проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Для здійснення процесу синхронізації необхідно здійснити операцію вирівнювання (припасування) частот працюючого генератора і генератора, який включається до роботи.

2. Для приведення генератора, який включається у підсинхронний стан необхідно здійснити цілеспрямований вплив на його регулятор частоти обертання.

3. Для визначення характеру керуючого впливу в процесі вирівнювання частот необхідно знайти розташування полюсів і нулів передатної функції рівняння динаміки дизель-генератора.

4. Для визначення порядку диференціального рівняння динаміки дизель-генератора необхідно використати рівняння рівноваги моментів, рівняння нерозривності газових потоків і рівняння стану газів.

5. Для визначення постійних часу й коефіцієнтів при змінних у рівняннях динаміки необхідно використати результати обробки частотних і перехідних характеристик, що знімаються експериментально.

6. Керування процесом вирівнювання частот варто вести східчастими керуючими впливами, амплітуда й час зміни яких визначається положенням полюсів і нулів передатної функції, яка одержується з рівняння динаміки дизель-генератора.

7. Для технічної реалізації методу східчастих керуючих впливів необхідно змінити конструкцію регулятора частоти обертання, увівши в його склад електромагніт або гідроупор, керований програмним пристроєм і впливаючий на керуючий золотник виконавчого поршня, пов'язаного з рейкою паливного насоса.

ЛІТЕРАТУРА

1. ДСТУ 3465-96. Якість електричної енергії. Терміни та визначення. Чинний від 1998-01-01. – к.: Держстандарт України, 1996. – 35 с.

2. Жежеленко И.В. Высшие гармоники в системах электроснабжения промпредприятий. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 160 с.

3. Железко Ю.С. Компенсация реактивной мощности и повышение качества электроэнергетики. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 224 с.

Аргун Щасяна Валиковна, д.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, shasyana@gmail.com

Гнатів Андрій Вікторович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет,

Лещенко Микола Сергійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РЕКУПЕРАТИВНЕ ГАЛЬМУВАННЯ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ

Проблеми глобального потепління та нестача викопного палива стали причинами швидкого розвитку електромобілів, які у порівнянні зі звичайними автомобілями мають більш високу ефективність силового агрегату з можливістю двонаправленого потоку енергії для управління енергією [1]. Двонаправлений потік енергії дозволяє транспортному засобу відновлювати кінетичну енергію під час уповільнення за допомогою регенеративної гальмівної системи (РГС) без додавання будь-яких додаткових компонентів.

В якості накопичувача енергії для рекуперативного гальмування в основному використовується система живлення, що складається з

аккумуляторної батареї, яка зазвичай має низьку питому потужність, короткий термін служби і незадовільні температурні характеристики [2]. Крім того, миттєва потреба автомобіля в високій потужності викликає ударне пошкодження батареї. Особливо нагальною ця проблема є для міських умов з частими пусками, прискореннями і уповільненнями.

Для того щоб зменшити ударне навантаження від зарядки і розрядки аккумулятора високим струмом, ефективним способом є використання енергії з високою щільністю потужності. Для цього використовують суперконденсатори (СК), які мають наступні переваги [3]:

- висока питома потужність;
- тривалий цикл життя;
- швидка швидкість зарядки;
- хороші низькотемпературні характеристики;
- здатність до сильного струму розряду;
- низькотемпературні характеристики;
- проста схема зарядки і розрядки;
- зручне виявлення.

Однак одним з суттєвих недоліків СК є їх низька питома енергія. Тому СК часто об'єднують з аккумуляторною батареєю, що володіє високою питомою енергією, для створення гібридної системи зберігання енергії.

РГС з подвійним живленням використовує схему спільної роботи суперконденсатора і батареї, що дозволяє в повній мірі використовувати переваги високої питомої енергії батареї і високої питомої потужності СК. Оптимізація управління енергією може бути досягнута шляхом визначення стратегії розподілу енергії. Крім того, СК має більший робочий струм, що може розширити робочу зону приводного двигуна. У цьому випадку коефіцієнт розподілу електричного гальмування може бути збільшено для більшої рекуперації енергії в залежності від стабільності і потреби в гальмуванні. Крім того, коли два джерела живлення працюють спільно, вихідна потужність батареї може бути ефективно знижена, а втрати від впливу миттєвого великого струму на батарею можуть бути зменшені для продовження терміну служби батареї. Для РГС з двома джерелами живлення в літературі в основному розглядається стратегія управління енергією і контролю комбінованих джерел живлення.

З відкритих джерел відомо, що більшість з гібридних систем накопичення енергії застосовується в залежності від зовнішніх умов, таких як умови водіння і типи транспортних засобів. Однак дослідження самих внутрішніх компонентів, тобто потоку енергії та ефективності СК, батареї і перетворювача постійного струму в процесі рекуперативного гальмування, обговорюються рідко. Фактично, додавання СК змінює спосіб потоку енергії і втрати електроенергії, що впливає на швидкість рекуперації регенеративної енергії. Крім того, стратегія розподілу потужності рекуперативного гальмування СК і батареї впливає на загальну ефективність системи накопичення енергії і коефіцієнт використання енергії транспортним засобом. Отже, необхідно

вивчити детальну стратегію передачі і розподілу енергії СК і батареї в процесі рекуперативного гальмування, щоб максимально збільшити ефективність рекуперації та використання енергії.

Висновки

Популяризація і розвиток електромобілів вимагають подальшого їх удосконалення, зокрема, збільшення ефективності. Одним зі способів досягнення таких результатів є рекуперативне гальмування. В подальших роботах планується провести дослідження регенеративного механізму електромобіля з гібридною системою накопичення енергії, шляху потоку енергії в процесі гальмування; розробити стратегію енергоефективності з найвищим комплексним ККД з урахуванням втрат заряду-розряду СК і батареї, а також втрат перетворювача постійного струму в постійний.

Література

- [1] B. Xiao, H. Lu, H. Wang, J. Ruan, и N. Zhang, «Enhanced Regenerative Braking Strategies for Electric Vehicles: Dynamic Performance and Potential Analysis», *Energies*, т. 10, вып. 11, Art. вып. 11, ноя. 2017, doi: 10.3390/en10111875.
- [2] W. Zhao, G. Wu, C. Wang, L. Yu, и Y. Li, «Energy transfer and utilization efficiency of regenerative braking with hybrid energy storage system», *Journal of Power Sources*, т. 427, сс. 174–183, июл. 2019, doi: 10.1016/j.jpowsour.2019.04.083.
- [3] S. Huang, X. Zhu, S. Sarkar, и Y. Zhao, «Challenges and opportunities for supercapacitors», *APL Materials*, т. 7, вып. 10, с. 100901, окт. 2019, doi: 10.1063/1.5116146.

Аргун Щасяна Валіковна, д.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, shasyana@gmail.com

Мигаль Василь Дмитрович, д.т.н., професор, Державний біотехнологічний університет

Гнатова Ганна Андріївна, студентка 4 курсу, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РОЛЬ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ЯКОСТЕЙ ДІАГНОСТА ПРИ ПОШУКУ НЕСПРАВНОСТЕЙ В ЕЛЕКТРОМОБІЛЯХ

Вчені всього світу приділяють увагу питанням економічності, екологічності, надійності та ефективності різного роду машин і апаратів. Для досягнення цієї мети розробляють нове і удосконалюють існуюче обладнання і прилади. Крім того, особлива увага приділяється якості діагностування технічного стану транспортних засобів (ТЗ) як за допомогою навичок діагноста,

так і з використанням інтелектуального обладнання. Діагностика або пошук несправностей є невід'ємною частиною роботи автомобільної техніки, і в міру того, як автомобільні системи стають все більш складними, зростає потреба в хороших діагностичних навичках.

Процеси діагностування ТЗ надзвичайно трудомісткі, а їх результати часто є незадовільними, тому що у великій мірі залежать від кваліфікації діагноста. Методи діагностування органами чуттів людини слід розглядати як невід'ємну частину технічної діагностики на всіх стадіях життєвого циклу ТЗ.

Реальний стан технічних об'єктів змінюється з часом через різні зовнішні та внутрішні причини. У 50-80 випадках зі 100 досвідчений оператор проводить діагностику автоматично, без виділення самого етапу прийняття рішення. Такий метод діагностування ґрунтується на знаннях, досвіді діагноста й досконалості його почуттів та розуму. При цьому, інтуїтивно виконуються деякі дії з отримання й інтелектуальної обробки інформації, на основі чого робляться висновки про стан об'єкта. Але перш ніж робити якісь висновки щодо технічного стану, навіть при використанні програмних інструментальних методів, діагност проводить логічні міркування, вивчає які роботи і коли проводилися з вузлом, аналізує результати цих робіт, визначає чи справні засоби діагностування і т. д. Навіть у найскладніших системах діагностування із застосуванням сучасних осцилографів, мотор-тестерів, сканерів та інших інструментів саме оператор-діагност сприймає інформацію, опрацьовує і приймає рішення про її достовірність.

У разі необхідності для підтвердження діагнозу діагност:

- використовує додаткові методи діагностування;
- робить відповідні вмикання-вимикання;
- змінює режими роботи;
- перевіряє «чи є сигнал – чи немає» і т. д.

Знаючи взаємозв'язок процесів, що відбуваються, діагност управляє діагностуванням ТЗ.

Діагностування ТЗ органами чуттів та з допомогою знань до сих пір є основним методом отримання первинної інформації про технічний стан машин [1]. Інтелектуальні якості діагноста залишаються головними при розробці програм і алгоритмів пошуку несправностей, при управлінні засобами та об'єктом діагностування, прийняття експертних рішень.

Останні роки на допомогу діагносту прийшло машинне навчання, яке активно вивчається і широко впроваджується в багатьох областях життєдіяльності людства.

Автори роботи [2] розробили інтелектуальну систему діагностики. Ця система заснована на контролі залишкового ресурсу вузлів і агрегатів автомобіля. Але автори підкреслюють, що для повноцінної роботи цієї системи необхідно вдосконалити бортові системи управління інформацією та супровідне технологічне програмне забезпечення; інтерактивну інтегровану систему; ідентифікацію зв'язків між діагностичними та структурними

параметрами блоків і т.д. Тобто дана система не є готовою для використання і потребує удосконалення і подальших досліджень.

Це підтверджує, що машинному інтелекту до досягнення інтелекту, порівнянного з людським, ще далеко. Як стверджують автори роботи [3], не дивлячись на розвиток в області інтелектуального виробництва і підвищення рівня автоматизації, людський компонент таких систем залишається переважаючим. Необхідні додаткові знання, досвід, уважність і навіть інтуїція оператора-діагноста. У всіх випадках діагностування ТЗ оператор-діагност є основною і відповідальною ланкою у прийнятті рішень щодо результатів діагностування. Тому важливою задачею є дослідження інтелектуальних систем методів діагностування ТЗ оператором-діагностом для швидкого і ефективного виявлення несправностей з мінімальним використанням технічних засобів.

Висновки

Не дивлячись на можливості сучасних інтелектуальних систем інтелектуальні здатності оператора-діагноста грають важливу роль для швидкого і ефективного виявлення несправностей з мінімальним використанням технічних засобів, для зниження трудомісткості і підвищення ефективності діагностування.

Література

1. Moniz A. B., Krings B.-J. Robots Working with Humans or Humans Working with Robots? Searching for Social Dimensions in New Human-Robot Interaction in Industry. *Societies*. 2016. Вип. 6, № 3. С. 23.
2. Tsybunov E., Shubenkova K., Buyvol P., та ін. Interactive (intelligent) integrated system for the road vehicles' diagnostics: *First International Conference on Intelligent Transport Systems*, Springer, 17. С. 195–204.
3. Oliff H., Liu Y., Kumar M., та ін. A Framework of Integrating Knowledge of Human Factors to Facilitate HMI and Collaboration in Intelligent Manufacturing. *Procedia CIRP*. 2018. Вип. 72. С. 135–140.

Багач Руслан Володимирович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна) bagach.ruslan@yandex.ua

ПЕРСПЕКТИВИ ПОДАЛЬШОГО ВДОСКОНАЛЕННЯ АКУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ ДЛЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ

ВСТУП

Розглянемо характеристики сучасних і перспективних акумуляторних батарей (АКБ), їх переваги і недоліки, а також напрямки їх розвитку. Термін

служби свинцево-кислотних АКБ становить приблизно п'ять років (в залежності від умов експлуатації). Вже створені АКБ, які можуть служити до десяти років або забезпечити автомобілю 240 тисяч кілометрів пробігу. Для Li-Ion-акумуляторів, якщо вони не використовуються, характерний 5%-й саморозряд протягом місяця, число їх робочих циклів істотно залежить від розрядної потужності батарей [3]. Крім того, після повної розрядки Li-Ion-акумулятори приходять в непридатність. У нікель-металлогідридній батареї (Ni-MH) цього не відбувається - після повної розрядки вона повністю відновлюється. Але по енергоємності нікель-металгідридні поступаються Li-Ion акумуляторам. Вже створені системи зарядки батарей від звичайної мережі 220 В і розроблений акумулятор енергоємністю 70 кВт·год, що дозволяє збільшити дальність пробігу автомобіля до 400 км, що практично можна порівняти з автомобілями на ДВЗ [1,4]

Одними з перспективних акумуляторів, над якими на цей час працюють вчені, є повітряно-літєві батареї, що здатна забезпечити щільність енергії 1500 Вт·год на 1 кг маси. На такій батареї, вагою 100 кг автомобіль міг би проїхати 500 км без підзарядки. Технологія їх ще не опрацьована до остаточного виробництва. Очікується, що нова батарея буде дешевше, ніж ті, що використовуються в електромобілях в цей час [2].

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Згідно з інформацією японської компанії Nikkei Asian Review, в Samsung Electronics ведеться розробка перспективних АКБ для електромобілів нового покоління, ємність заряду яких вдвічі перевищує показники популярних сьогодні літій-іонних акумуляторів, і приблизно, на 50% показники нового покоління твердотільних батарей.

Нові тягові АКБ для електромобілів Samsung базуються на так званій літій-повітряній (lithium-air, Li-air) технології, що використовує для генерації струму процес окислення літію на аноді і відновлення кисню на катоді.

Згідно з інформацією Nikkei, в разі успішної розробки батарей нового типу Samsung має всі шанси значно обігнати конкурентів, які працюють в області розробки акумуляторів для електромобілів, головним чином, компаній з Японії і Південної Кореї.

Вперше літій-повітряна технологія виробництва АКБ була запропонована ще в 1970 р., проте в той час через відсутність комплексу необхідних технологій помітного комерційного успіху домогтися не вдалося.

Проте, зацікавленість до літій-кисневої технології постійно зберігалася, оскільки теоретична питома енергія літій-повітряної батареї з робочим матеріалом Li_2O_2 дуже висока: в зарядженому стані вона може досягати 40,1 МДж/кг, що вже можна порівняти з питомою енергією бензину (46,8 МДж/кг).

Інтерес до літій-повітряним батареям повернувся зовсім недавно, в міру розвитку матеріалознавства і сучасних технологій виробництва, рис. 1. Крім того, дослідження в цій області сьогодні гарно спонсоруються автоіндустрією.

так, Toyota Motor вже оголосили про плани початку власного виробництва твердотільних батарей в середині наступного десятиліття.

В даний час розробникам з Samsung вдалося домогтися питомої ємності розроблених ними літій-повітряних батарей на рівні близько 520 Вт/год на кілограм ваги батареї.

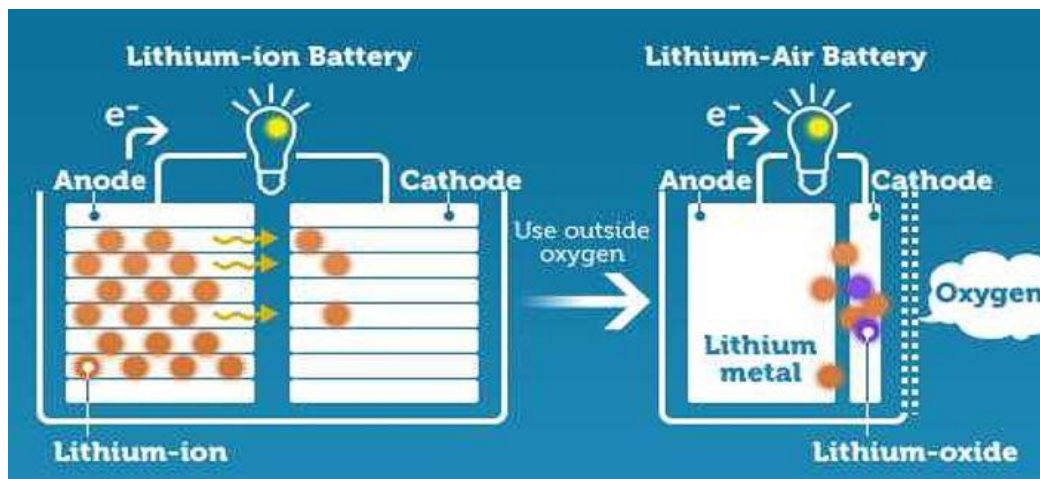


Рис. 1. Літій-іонна і літій-повітряна батареї

Серйозного прориву в розробці вдалося домогтися за рахунок застосування надтонкого сепаратора, який є ключовим елементом конструкції таких батарей. За даними Nikkei, товщина сепаратора в літій-повітряних акумуляторах Samsung становить усього 20 мкм - це менше 10% від товщини сепаратора в попередніх моделях батарей. За рахунок цього розробникам вдалося збільшити питому щільність заряду, і, як наслідок, загальну ємність батареї за рахунок більшого числа осередків на одиницю об'єму.

Для порівняння, новий електромобіль Leaf від Nissan Motor, від одного заряду батареї має пробіг на відстань близько 400 км. Літій-повітряна батарея Samsung теоретично може забезпечити схожий електродвигун пробігом від одного заряду на відстань понад 700 км.

Незважаючи на рекордну питому ємність, літій-повітряна технологія Samsung потребує серйозного доопрацювання зважаючи на мале число циклу зарядів-розрядів.

Сучасні батареї для електромобілів підтримують тисячі циклів заряду-розряду. Максимальна ємність літій-повітряних акумуляторів значно знижується вже після 20 циклів заряду-розряду.

Іншою значною проблемою нової технології є занадто тривалий час повного заряду батареї: зараз на це йде кілька годин.

У Nikkei відзначають, що готовність до комерційного використання технологія Samsung може досягти ближче до 2030 року, а до цього компанія буде проводити численні експерименти з підбором сполучень різних матеріалів для катодів, анодів і сепараторів літій-повітряних батарей.

ВИСНОВКИ

На сучасному етапі розвитку передових енергозберігаючих технологій в автомобілебудуванні, все більшої актуальності набуває застосування їх на електричному автотранспорті. Вже більше десятка західних фірм активно працюють в цьому напрямку і досягли значних результатів у розробці і виробництві електромобілів. Це стало можливим завдяки створенню в останні роки літій-іонних АКБ, що здатні швидко заряджатися і, як наслідок, станцій швидкої зарядки електромобілів.

Порівняльний аналіз застосування електромобілів і традиційних автомобілів з ДВЗ в міських умовах експлуатації показав більш високу ефективність застосування електромобілів. Електромобіль за показниками енергетичної ефективності перевершує традиційний автомобіль в п'ять разів, але в зимових умовах його ефективність знижується. Це обумовлено особливостями експлуатації тягових АКБ. Розробники АКБ і електромобілів продовжують удосконалювати силові енергоустановки в напрямку збільшення їх енергоємності та, відповідно, запасу ходу електромобіля. І вже на експериментальних зразках починають отримати показники, які не поступаються традиційним автомобілям з ДВЗ [5-13].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Electric & Hybrid Vehicle Technology International. - January, 2011.
2. Скрипко Л. А. Электромобиль «Газель» на московском маршруте // Автомобильная промышленность. - 2012. - № 10.
3. El Lada: рекламный проспект. - 2012.
4. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками: учеб. пособие для вузов / С. В. Бахмутов, В. В. Селифонов, В. В. Ломакин и др. - М.: МГТУ «МАМИ», 2007.
5. Гібридні автомобілі: монографія / [О. В. Бажинов, А. В. Гнатов, О. П. Смирнов та ін.]. – Х. : ХНАДУ, 2008 – 327 с.
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. DOI: <https://doi.org/10.2478/lpts-2020-0017>.

Бас Костянтин Маркович, к.т.н., доцент, завідувач кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», bas.k.m@nmu.one, +380(95)657-49-18

Лиходій Олександр Сергійович, к.т.н., доцент, завідувач кафедри експлуатації та ремонту машин, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, lykhodii.oleksandr@pgasa.dp.ua, +380(97)267-34-24.

Федоскін Валерій Олексійович, к.т.н., доцент, кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», fedoskin.v.o@nmu.one, +380(99)348-65-69

Ходос Ольга Геннадіївна, старший викладач кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», khodos.o.h@nmu.one

Єрісов Микола Миколайович, асистент кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», erisov.m.m@nmu.one, +380(95)803-89-39

ОСНАЩЕННЯ АВТОМОБІЛЯ ЗАЗ «СЕНС» З ГІБРИДНОЮ СИЛОВОЮ УСТАНОВКОЮ ВИМІРЮВАЛЬНОЮ АПАРАТУРОЮ ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

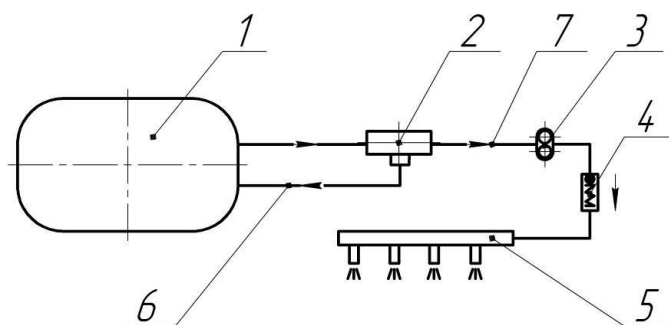
Останнім часом спостерігається світова тенденція до виготовлення нових колісних транспортних засобів з електричними джерелами енергії, в окремих європейських країнах ця вимога до виробництва таких автомобілів прописана на законодавчому рівні. Але, електромобілі наразі знаходяться на шляху покращення своїх властивостей за рахунок вдосконалення джерел енергії, процесу їх зарядки. Тому, створення нових та переобладнання існуючих автомобілів з гібридною силовою установкою з подальшим дослідженням їх експлуатаційних властивостей є актуальним завданням. Основні причини використання гібридної силової установки пов'язані зі зменшенням витрат палива і шкідливих викидів в атмосферу, а також більший запас ходу в порівнянні з електрокарами [1].

В якості базового варіанту для створення автомобіля з гібридною силовою установкою прийнятий автомобіль моделі ЗАЗ «Сенс» до конструкції якого були внесені ряд змін [2]. Змінена конструкція задньої балки з метою встановлення на ній мотор-колес сумарною потужністю 14 кВт. Переобладнано багажне відділення під розміщення апаратури для вимірювання витрати палива і аналізу відпрацьованих газів автомобіля, а також встановленні елементи живлення електричного приводу.

Для можливості проведення випробувань була розроблена принципова схема розташування елементів (рис. 1), згідно якої на автомобіль змонтована система вимірювання палива в режимі реального часу (рис. 2).

Також була встановлена система GSM/GPS моніторингу та вимірювання витрати палива FORT.

Отримання інформації про стан об'єктів моніторингу здійснюється за рахунок використання GSM-терміналу ASC-6 ГЛОНАСС/GPS [3]. Термінал



встановлений на автомобілі збирає інформацію з датчиків рівня палива та витрати палива (рис. 3).

Рисунок 1 – Схема системи вимірювання витрати палива

- 1 – паливний бак; 2 – регулятор тиску; 3 – лічильник; 4 – зворотній клапан;
- 5 – паливна рейка; 6 – зворотна магістраль; 7 – напірна магістраль

Встановлений на автомобіль GSM-термінал оснащений модулем GPS, який за рахунок взаємодії з супутниками глобальної системи позиціонування, отримує інформацію про місце знаходження, швидкість і напрямок руху транспортного засобу. Адаптивний механізм реєстрації даних GSM-терміналом враховує проходження транспортним засобом поворотів і заданих відстаней. Як результат, отриманий маршрут точно відображає реальний характер руху автомобіля.

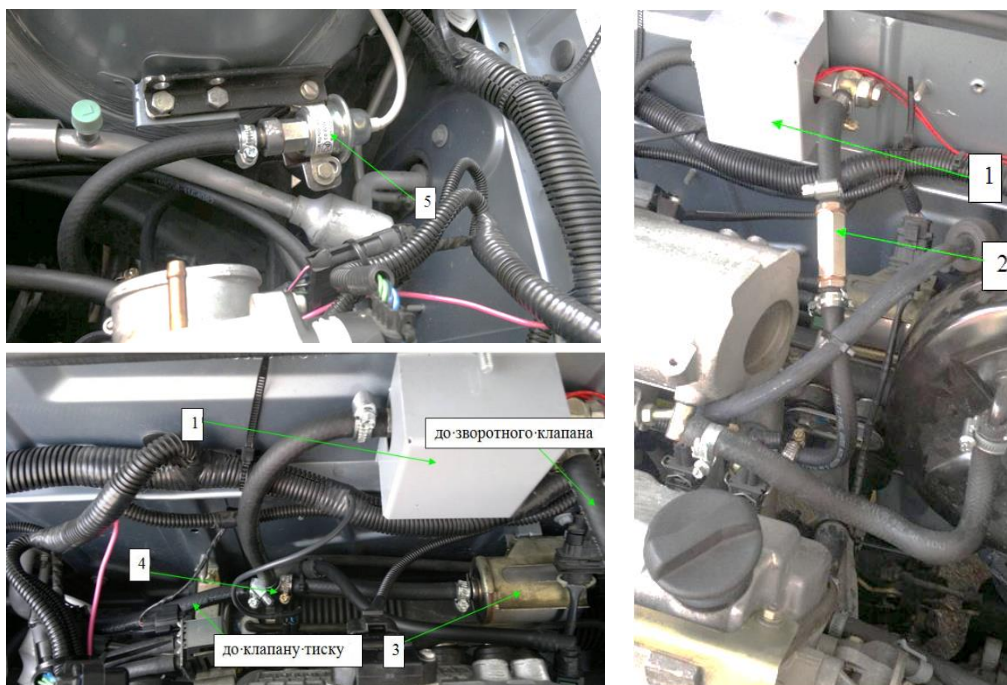


Рисунок 2 – Система вимірювання палива в режимі реального часу
 1 – датчик витрати палива; 2 – зворотній клапан; 3 – паливний фільтр;
 4 – трійник; 5 – клапан тиску автомобіля «Газ»

Отримана з автомобіля інформація відправляється GSM-терміналом на сервер системи моніторингу по протоколу IP. Дані, що прийшли від GSM-терміналу на сервер, обробляються і зберігаються в базі даних. Далі проводиться обробка даних.



Рисунок 3 – датчик витрати палива VZO 8 OEM

Датчик витрати палива VZO 8 OEM з імпульсним виходом, визначає накопичену витрату палива в літрах (0,0125 літрів на імпульс).

Газоаналізатор Інфракар-М (рис. 4) [4] призначений для вимірювання об'ємної частки оксиду вуглецю (CO), вуглеводнів (CH) (у перерахунку на гексан), діоксиду вуглецю (CO₂), кисню (O₂) у відпрацьованих газах автомобілів з бензиновими двигунами. У газоаналізаторі є канали для вимірювання частоти обертання колінчастого валу і температури оливи ДВЗ автомобілів. На підставі отриманих значень CO, CH, CO₂ і O₂ газоаналізатор здійснює розрахунок коефіцієнта надлишку повітря Лямбда.



Рисунок 4 – Газоаналізатор Інфракар-М

Література

1. Глазунов В. И. Автомобили: параметры, конструкция, устройство: учебник. 2-е изд., доп. и перераб. Бишкек: КРСУ, 2016, – 352 с.: с ил. и табл.
2. Федоскин В. А., Ерисов Н. Н., Корниленко К. И., Черныш А. С., Дрожаков К. В. Испытание гибридного автомобиля в городском цикле. Тез. доп. XIX Всеукраїнської науково-технічної конференції «ПОТУРАЄВСЬКІ ЧИТАННЯ», Дніпро 2021. С. 86.

https://gmi.nmu.org.ua/ua/nauka/vibro/%D0%9F%D0%BE%D1%82%D1%83%D1%80%D0%B0%D1%94%D0%B2%D1%81%D1%8C%D0%BA%D1%96%20%D1%87%D0%B8%D1%82%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F_%D0%A2%D0%B5%D0%B7%D0%B8_2021.pdf.

3. <https://web.fort-monitor.ru/help/help.pdf>

4. <https://gazoanalizators.ru/upload/iblock/d6b/vpvtxj1tz0dhdfm0gn2knwyupb>

[8182ay/infracar-m-ps.pdf](https://gazoanalizators.ru/upload/iblock/d6b/vpvtxj1tz0dhdfm0gn2knwyupb8182ay/infracar-m-ps.pdf)

Богаевский Александр Борисович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно – дорожный университет, bogaevski.a@gmail.com, +38 (095) 815 33 03

Абоатхбах Маджет, студент, Харьковский национальный автомобильно – дорожный университет, athbarame@gmail.com, +38 (093) 520 42 03

ПОВЫШЕНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ ОБНАРУЖЕНИЯ ВОДИТЕЛЯ В САЛОНЕ АВТОМОБИЛЯ С АВТОНОМНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Главное условие для внедрения систем автоматизированного вождения - это их надежность и максимальная безопасность на дороге. Внедрение наземных беспилотников в значительной мере тормозит положение международного законодательства по дорожному движению. Так например, Венская конвенция о дорожном движении гласит, что в каждом автомобиле должен быть водитель, который обязан управлять транспортным средством.

Хотя в некоторых странах имеют место некоторые подвижки. В ноябре 2018 российское правительство приняло постановление, разрешающее проведение испытаний беспилотников на дорогах общественного пользования в Москве и Татарстане в период с декабря 2018 по март 2022 для проверки возможности их эксплуатации и разработки технических требований.

Однако аварии, которые имели место при испытаниях автомобилей с автономным управлением компаний Uber и Tesla (с человеческими жертвами и значительным материальным ущербом) не будут способствовать в ближайшие годы отмене требования присутствия водителя в салоне автономно управляемого автомобиля. Особенно твердо это требование будет предъявляться к автомобилям, предназначенных для перевозки людей. Т.е. результаты реальных испытаний позволяют утверждать, что в ближайшие годы будут реально рассматриваться частично беспилотные наземные объекты, в салоне которых будет присутствовать водитель.

Поэтому система контроля присутствия водителя на водительском сидении будет обязательной составляющей системы автономного управления.

Одна из наиболее совершенных система обнаружения водителя обнаруживает присутствие водителя на водительском сиденье и контролирует его физиологическое состояние с помощью ряда биометрических датчиков. В режиме активного вождения транспортное средство автоматически движется

по маршруту, заданному в режиме настройки. Но режим активного вождения не запускается до тех пор, пока на водительском сиденье не будет обнаружен водитель и его физиологическое состояние не совпадет с заранее заданным нормальным состоянием. В режиме активного вождения производится отсчет времени, в течение которого не обнаружено присутствия водителя. В случае превышения первого порогового значения времени водителю направляют сообщение о том, что режим активного вождения может быть завершен. При превышении второго порогового значения времени завершают режим активного вождения и запускают режим безопасной остановки. В режиме активного вождения полученную информацию о физиологическом состоянии водителя сравнивают с заранее заданным критическим состоянием и в случае совпадения данных значений завершают режим активного вождения с последующим запуском режима реагирования на чрезвычайную ситуацию.

Рассмотренную подсистему можно усовершенствовать, дополнив её относительно несложным, а соответственно недорогим, устройством распознавания личности водителя, который имеет допуск к управлению частично беспилотным автомобилем. Учитывая тот факт, что водитель в салоне беспилотного транспортного средства, является неким страхующим средством от возникновения непредвиденных ситуаций в процессе дорожного движения, то очевидно, что этот водитель должен иметь соответствующий опыт вождения, квалификацию и пройти соответствующий цикл обучения эксплуатации и вождению конкретного типа беспилотного автомобиля. Или нескольких типов, если таковые будут в соответствующем автопарке. Подобный подход позволит существенно поднять уровень безопасности движения за счет недопущения к управлению случайных водителей. Таким водителям будут выдаваться перед поездкой специальные элементы электронной идентификации, которые будут считываться соответствующим сканером. Сканер может быть размещен, например, на спинке водительского кресла. Аппаратно предложенная к применению подсистема распознавания личности водителя будет функционировать независимо от работы ранее рассмотренной системы. Но в тоже время, если в кресле водителя будет присутствовать не идентифицированный сканером объект, то запуск режима активного вождения будет заблокирован аппаратно.

Предложенное решение безусловно повысит эффективность существующей системы за счет того, что будет установлен дополнительный сканер, т.е. будет реализован принцип повышения надежности за счет дополнительной аппаратной избыточности. Кроме того, что появится канал дополнительной идентификации наличия водителя в салоне, этот подход также обратит внимание на подготовку эксплуатирующего персонала. Таким образом, реализуем технико– организационный подход к совершенствованию подсистемы.

Необходимо обратить внимание еще на одну особенность современных беспилотных автомобилей. Успешно развивая и применяя технологии искусственного интеллекта в автомобилях с автономным управлением

розробчики не забезпечили надійного запасного варіанта переключення управління на водія, що веде до втрати цінного часу, необхідного для виконання неотложних дій по запобігання аварійних ситуацій, про які йшлося вище. Хоча як свідчить досвід створення і застосування безпілотних автомобілів в різних країнах наявність можливості відключення автоматичного управління і перехід до примусового управління водієм з точки зору безпеки руху є виправданим.

Бороденко Юрій Миколайович, к. ф-м. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, docentmaster@gmail.com
Панасовський Вадим Віталійович, студент, ХНАДУ
vadim.panasovski1999@gmail.com

ПОБУДУВАННЯ СХЕМИ ПНЕВМАТИЧНОГО МІКРОГІБРИДА

Вступ

Актуальність застосування пневматичної тяги на автомобільному транспорті диктується високими екологічними показниками та низькими витратами на енергоносії і реалізацію пневматичного приводу автомобіля (ППА) в порівнянні з традиційними ДВЗ. На сучасному етапі, розробкою пневматичних і гібридних транспортних засобів з використанням ППА, займається ряд зарубіжних фірм [1 – 6].

В [7] позначено переваги і недоліки ППА в порівнянні з альтернативним електричним приводом автомобіля (ЕПА) та визначені експлуатаційні умови ефективного використання ППА. При цьому, проблема побудовання ППА розглядається з позицій енергетичної автономності, конструктивної адаптивності та кібернетичної повноти.

В [8] розглянуто альтернативні композиції та конфігурації побудовання пневматичних гібридів, а також конструктивні особливості пневматичної трансмісії. Показано, що в умовах міського їздового циклу конкуренцію повним пневмогібридам становлять мікрогібриди з пневмосистемою «Розгінгальмування». Аналіз експлуатаційних характеристик пневматичних гібридів закордонних виробників виправдовує енергетичну автономність ППА та складає передумови для подальшого удосконалення силових установок з пневматичним приводом [9].

Композиція силової установки

За результатами аналізу технічних рішень й експлуатаційних характеристик гібридів, запропоновано композицію гібридної силової установки (ГСУ) з ДВЗ і ротаційним пневматичним агрегатом по конфігурації змішаного гібрида ЕНРВ. При цьому, передбачається рекуперативний режим

функціонування пневматичного приводу без зовнішньої підзарядки стисненим повітрям. Таким чином, обранні атрибути ГСУ дозволяють реалізувати функції системи «Розгін-гальмування» за допомогою пневмоприводу.

В системі «Розгін-гальмування» у якості акумулятора тиску, використовується ресивер. Застосування лопатевого пневмоагрегату в рекуперативних режимах вимагає ускладнення схеми пневматичної системи, що пов'язано з різноспрямованістю обертання ротора. Для рекуперативної системи, ведений вал трансмісії автомобіля, як привід пневматичного агрегату (ПНА), повинен обертатися в одному напрямку, під час відбору потужності з коліс, і під час передачі на них крутного моменту. Вирішити цю проблему можна за допомогою механічної (реверсивного керованого редуктора) або пневматичної (клапанної) розв'язки. Другий варіант є кращим з позицій масогабаритних показників, уніфікації компонентів, мінімізації витрат на доопрацювання базової трансмісії автомобіля, гнучкості реалізації керуючих впливів. Для реалізації клапанної розв'язки використовуються механічні зворотні клапани і золотникові розподільники тиску з електричним керуванням.

У прийнятій схемі ГСУ, лопатевий пневмоагрегат ПНА підключається до вихідного валу коробки передач КП через механізм приводу 1 (рис. 1).

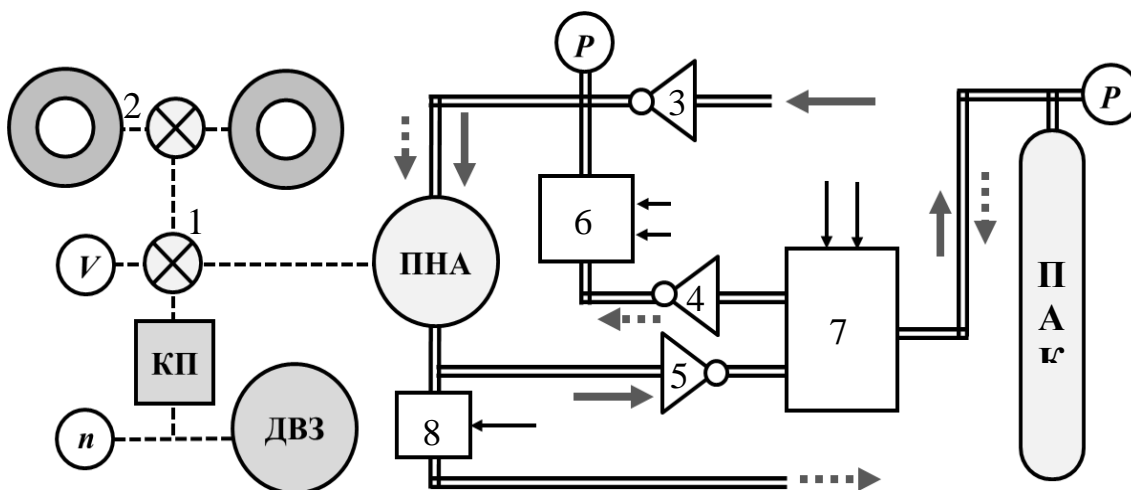


Рисунок 1. Схема пневмогібриду

Потовщеними стрілками на схемі показано напрямок потоку повітря в магістралях для режимів компресора (суцільними) і мотора (пунктирними), тонкими – сигналів керування виконавчими пристроями.

Механізм приводу 1 може бути реалізований, як некерований (постійно підключений через диференціал), або керований (що відключається). У другому випадку, відключення забезпечує електромагнітна муфта зчеплення у складі диференціала 1.

У режимі пневмомотора запірний клапан 8 відкритий, розподільник 7, забезпечує витрату повітря з балона ПАК. При цьому, модулятор 6 (керує

тиском повітря на вході в ПНА, а отже і крутним моментом на його валу, при заданому навантаженні на приводі ведучого мосту 2.

Режим компресора активізується або від ДВЗ (заправка балона) або від коліс автомобіля (рекуперативне гальмування). При цьому, клапан 8 закритий, розподільник 7, переключений на заряд балона повітрям. При заряді балона ПАК до граничного значення тиску, клапан 8 відкриває вихід компресора, виключаючи втрати на компресію в ПНА. У разі застосування керованого приводу 1, відключення валу компресора здійснює електромагнітне зчеплення по команді електронного блоку керування (ЕБК). Зворотні клапани 3, 4, 5 забезпечують розв'язку потоків повітря пневмотрансмісії в режимах мотора і компресора. Таким чином, конфігурація змішаного гібрида передбачає п'ять експлуатаційних режимів: привід від ДВЗ; пневматичний привід; гібридний привід; рекуперативне гальмування; заряд балона повітрям за рахунок енергії ДВЗ.

Керування мехатронною системою змішаного гібрида проводиться в напівавтоматичному або автоматичному режимах. Первинна інформація для запуску алгоритмів оптимального керування надходить в ЕБК з датчиків положення: селектора вибору режиму; педалі акселератора; педалі гальма; селектора коробки передач. Додатково, для ідентифікації транспортного стану системи приводу використовується інформація з датчиків: тиску P в балоні і лінії подачі повітря; швидкості руху автомобіля V ; частоти обертання n і навантаження ДВЗ.

Висновки

Запропонована схема пневматичного мікрогібрида являє композицію основного ДВЗ і додаткового ПНА з ПАК, побудовану за змішаною конфігурацією, яка забезпечує режими: привід від ДВЗ на потужнісних режимах; привід від ПНА на режимах розгону; сумісний привід від ДВЗ та ПНА; рекуперативне відновлення тиску повітря; відновлення тиску від енергії ДВЗ.

Література

1. Плюсы и минусы автомобилей на сжатом воздухе. 2019. URL: <https://autogeek.com.ua/plyusyi-i-minusyi-avtomobiley-na-szhatom-vozduhe/>. (дата обращения 20.10.2020).
2. Hybrids Powered by Air. 2020. URL: <https://www.technologyreview.com/s/412001/> (дата обращения 16.02.2020).
3. Design and Development of Pneumatic Hybrid Vehicle (PHV). 2020. URL: <http://www.rroj.com/open-access/> (дата обращения 16.01.2020).
4. Hydraulic Hybrid Vehicle Layouts. 2020. URL: <https://archive.epa.gov/otaq/technology/web/html/prototype-vehicles.html> (дата обращения 16.02.2020).

5. Hybrid Air confirmed in new Peugeot engine range. 2020. URL: <https://www.autocar.co.uk/car-news/geneva-motor-show/> (дата обращения 16.01.2020).
6. Peugeot Citroen to introduce compressed air hybrid by 2016. 2020. URL: <https://newatlas.com/peugeot-citroen-hybrid-air-compressed-air/25961/> (дата обращения 16.01.2020).
7. Бороденко Ю.Н., Панасовский В.В. Аспекты построения пневматической системы разгон-торможение автомобиля. Наукові праці Між-народної науково-практичної конференції «Сучасні технології на автомобільному транс-порті та машинобудуванні» 15-18 жовтня 2019 р. – Х.: ХНАДУ, 2019. – С. 321 – 322.
8. Бороденко Ю.Н. Концепции построения пневматических гибридов. // Автомобильный транспорт. Сб. Научных трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2020. – вып. № 46 – С. 19 – 26.
9. Бороденко Ю.Н., Панасовский В.В., Zakis J., Mutule A. Предпосылки построения пневматических микрогибридов. Матеріали VII Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Автомобіль і електроніка. Сучасні технології» 23-24 листопада 2020 р. Електронний ресурс. – Х.: ХНАДУ, 2020. – С. 41 – 42.

Войтків Станіслав Володимирович, к.т.н., генеральний конструктор,
Науково-технічний центр "Автополіпром", м. Львів,
Заслужений машинобудівник України, voytktivsv@ukr.net

МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ ДОВЖИНИ КУЗОВІВ ПЕРСПЕКТИВНИХ МІСЬКИХ ЕЛЕКТРОБУСІВ

Більшість сучасних електробусів І-класу, призначених для перевезень пасажирів на міських маршрутах, створені на базі кузовів міських автобусів великого класу, габаритна довжина яких становить $12,0 \pm 0,5$ м. З урахуванням необхідності обладнання електробусів блоками тягових акумуляторних батарей (АКБ), маса яких, у сукупності з складовими частинами системи тягового приводу, значно більша маси силового агрегату та комплектувальних виробів систем його живлення та випуску відпрацьованих газів, їх загальна пасажиромістимість на 30-35 чол. менша ніж базових автобусів. Навіть збільшення допустимої повної маси двомостових (двовісних) електробусів на 1500 кг, тобто до величини 19500 кг, не забезпечує досягнення вмістимості 100-105 чол., аналогічної базовим автобусам. особливо це стосується електробусів типу ОНС, для яких заряджання тягових АКБ передбачена тільки у нічний час доби. Наприклад, повна вмістимість електробуса моделі Е19 типу ОНС становить 80 чол. Але саме електробуси такого типу являються найбільш оптимальними для застосування в містах України, адже вони не потребують систем зарядних станцій для підзаряджання тягових АКБ безпосередньо на маршрутах. Отже, проектування міських електробусів типу ОНС на базі кузовів

міських автобусів являється економічно не доцільним. Особливо з позицій фірм-перевізників, оскільки собівартість перевезень пасажирів такими електробусами не виправдано висока через завищену вартість електробусів, збільшену повну масу і зменшену пасажировмістимість. Одним із показників, які характеризують технічну досконалість автобусів та електробусів, а відтак, і економічну ефективність їх експлуатації являється коефіцієнт відносної пасажировмістимості за довжиною кузова, оскільки їх ширина у сучасних електробусів великого класу становить 2,55 м,

$$k_{i\dot{a}\dot{n}}^l = \frac{N_{i\dot{a}\dot{n}}}{L_e}, \quad (1)$$

де L_e – довжина кузова автобуса або електробуса, м.

Отже, при вмістимості міських автобусів великого класу у 100-105 чол., а електробусів, створених на базі їх кузовів, 75-80 чол. коефіцієнти відносної пасажировмістимості за довжиною кузова, рівною 12,0 м становлять: автобусів – $k_{i\dot{a}\dot{n}}^l = 8,33-8,75$ пас./м, електробусів – $k_{i\dot{a}\dot{n}}^l = 6,25-6,67$ пас./м. Тобто, відносна пасажировмістимість електробусів за довжиною кузова менша на 25 %.

Окрім того, застосування у трансмісіях таких електробусів електромеханічних тягових мостів порталного типу, маса яких складає 1220 кг (непідресорена маса), та збільшення допустимої навантаги на них на 1500 кг значно прискорює процес руйнування покриття міських вулиць. Напрошується простий висновок: створення міських електробусів на основі використання кузовів міських автобусів економічно не доцільне. Одним із можливих напрямків збільшення пасажировмістимості міських електробусів являється зменшення довжини їх кузовів при забезпеченні заданої вмістимості.

Пасажировмістимість електробусів у загальному випадку визначається за виразом

$$N_{i\dot{a}\dot{n}} = n_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}} + n_{\dot{n}\dot{o}}, \quad (2)$$

де $n_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}$ – кількість пасажирів, які розміщуються на пасажирських сидіннях, чол.; $n_{\dot{n}\dot{o}}$ – кількість пасажирів, які розміщуються на ділянках підлоги пасажирського салону, призначених для стоячих пасажирів, чол.

Мінімальна кількість пасажирських сидінь, які повинні бути встановлені у пасажирському салоні електробуса, регламентована вимогами Правил ЄЕК ООН № 107 і може бути визначена за наступним виразом

$$n_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{\min} \geq 0,9(L_e \times B_e - S_{\dot{a}\dot{a}}), \quad (3)$$

де L_e та B_e – відповідно, довжина та ширина кузова електробуса, м; $S_{\dot{a}\dot{a}}$ – площа відділення водія, м².

З аналізу планувань міських автобусів та електробусів середнє значення площі відділення водія становить $S_{\dot{a}\dot{a}} = 2,6$ м². Отже, при ширині кузовів електробусів $B_e = 2,55$ м,

$$n_{\dot{n}\dot{e}\dot{a}}^{\min} \geq 2,25(L_e - 1). \quad (4)$$

Максимальна кількість пасажирських сидінь, які можуть бути встановлені

у пасажирському салоні електробуса пропонується визначати за емпіричною формулою, отриманою на основі аналізу кількості пасажирських сидінь в автобусах та електробусах різної довжини

$$n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}^{max} \leq (3,1...3,3)L_e. \quad (5)$$

Максимальна кількість пасажирів, які можуть розміститися у пасажирському салоні електробуса визначається наступним чином

$$n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}^{max} \leq q_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}} \times S_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}, \quad (6)$$

де $q_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}$ – питома норма стоячих пасажирів, чол./м² (для міських електробусів $q_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}} = 8$ чол./м²; $S_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}$ – площа підлоги пасажирського салону, на якій можуть розміщатися пасажирів у стоячому положенні, м².

Площа підлоги пасажирського салону для розміщення стоячих пасажирів визначається за виразом

$$S_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}} = (L_e \times B_e - S_{\bar{a}\bar{a}}) - (n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}} \times s_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}} + n_{\bar{a}\bar{a}} \times s_{\bar{a}\bar{a}} + \sum s_{\bar{z}\bar{f}}), \quad (7)$$

де $s_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}$ – площа підлоги, яку займає одне пасажирське сидіння, м²; $n_{\bar{a}\bar{a}}$ – кількість пасажирських дверей, од.; $s_{\bar{a}\bar{a}}$ – площа підлоги, яку займають пасажирські двері, і яка не враховується у площу підлоги для стоячих пасажирів, м²; $\sum s_{\bar{z}\bar{f}}$ – сумарна площа інших ділянок підлоги пасажирського салону, не придатних для розміщення стоячих пасажирів, м².

Для міських автобусів та електробусів $s_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}} = 0,37-0,4$ м²/сид., а при оптимальному плануванні пасажирського салону

$$s_{\bar{a}\bar{a}} = k_{\bar{a}\bar{a}} \times b_{\bar{a}\bar{a}}, \quad (8)$$

де $k_{\bar{a}\bar{a}}$ – коефіцієнт, який враховує тип дверей, м; $b_{\bar{a}\bar{a}}$ – ширина пройми пасажирських дверей, м; для дверей поворотно-поступального типу $k_{\bar{a}\bar{a}}^{i\bar{a}\bar{a}} = 0,31-0,32$ м, плоско-паралельного переміщення $k_{\bar{a}\bar{a}}^{i\bar{a}\bar{a}\bar{d}} = 0,2-0,22$ м;

$$\sum s_{\bar{z}\bar{f}} = (0,21...0,25)L_e. \quad (9)$$

На основі виразів (2-7) отримані формули для визначення довжини кузовів міських електробусів, обладнаних дверима поворотно-поступального типу для з шириною пройми 1,4 м, двох варіантів планувань пасажирських салонів за кількістю пасажирських сидінь і прийнятих значеннях параметрів $s_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}} = 0,4$ м²/сид., $k_{\bar{a}\bar{a}}^{i\bar{a}\bar{a}} = 0,32$ та $\sum s_{\bar{z}\bar{f}} = 0,23 L_e$, тобто при $n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}^{min}$ та $n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}^{max}$

$$L_e^{n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}^{min}} \geq 0,073N_{i\bar{a}\bar{n}} + 2,3 \quad (10)$$

$$L_e^{n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}^{max}} \geq 0,085N_{i\bar{a}\bar{n}} + 2,7. \quad (11)$$

Якщо кількість пасажирських сидінь буде задана у межах $n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}} = n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}^{min} \dots n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}^{max}$, то для визначення довжини кузова міського електробуса пропонується наступний вираз

$$L_e^{n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}}} \geq 0,053N_{i\bar{a}\bar{n}} + 0,12n_{\bar{n}\bar{e}\bar{a}} + 1,7. \quad (12)$$

Розрахункові параметри пасажировмістимості і довжини кузовів електробусів, розрахованих на повну пасажировмістимість $N_{i\bar{a}\bar{n}} = 100$ чол. при

різній кількості пасажирських сидінь, вирахованих за пропонованими виразами (10-12), наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Параметри вмістимості і довжини кузовів міських електробусів

Найменування параметра	Задана кількість пасажирських сидінь, од.		
	$n_{\text{п\acute{e}a}}^{\text{min}}$	$n_{\text{п\acute{e}a}} = 30$	$n_{\text{п\acute{e}a}}^{\text{max}}$
Довжина кузова електробуса, L_{e} , м	9,6	10,6	11,2
Кількість пасажирських сидінь, од.	22	30	36

Аналіз отриманих результатів показує, що при питомій масі міських електробусів без урахування маси тягових АКБ $\Delta m_{\text{нi}}^{\text{e}} = 900$ кг/м [1] їх маса при повній масі $M_{\text{r}} = 18000$ кг становитиме $m_{\text{a\acute{e}a}} = 1585$ кг, а енергопотужність $W_{\text{a\acute{e}a}} = 150$ кВт·год., яка забезпечує середній пробіг $L_{\text{r}\delta} = 100$ км, а при $M_{\text{r}} = 19500$ кг – $m_{\text{a\acute{e}a}} = 3085$ кг, $W_{\text{a\acute{e}a}} = 293$ кВт·год. і $L_{\text{r}\delta} = 180$ км. Отже, необхідність оптимізації довжини кузовів електробусів очевидна.

Література

1. Войтків С. В. Напрямки створення конкурентоспроможних міських електробусів великого класу / С. В. Войтків // Збірник наукових матеріалів міжнародної науково-практичної інтернет-конференції "Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту". – Кропивницький : ЦНТУ. – 2019. – С. 13–24.

Войтків Станіслав Володимирович, к.т.н., генеральний конструктор,
Науково-технічний центр "Автополіпром", м. Львів,
Заслужений машинобудівник України, voytktivsv@ukr.net

ОПТИМІЗАЦІ РОЗМІРНИХ ПАРАМЕТРІВ КАБІН ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ МАЛОЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ

До основних розмірних параметрів кабін електромобілів малої вантажопідйомності (МВ) категорій L7 та N1 відносяться габаритні розміри – довжина, ширина і висота, та довжина, ширина і висота зони робочого місця водія. Найбільш вагомим серед цих параметрів являється довжина кабін, від якої залежить габаритна довжина електромобіля МВ, а, відтак, і системи "довжина кабін – довжина кузова", тобто

$$L_E = L_{\text{eaa}} + L_{\text{eoc}} \quad (1)$$

де L_{eaa} – довжина кабін електромобіля, м; L_{eoc} – довжина кузова електромобіля, м.

Отже, за умови $L_E = \text{const}$ довжина кабін електромобіля МВ

безпосередньо впливає на довжину його кузова.

Довжина кабін електромобілів МВ залежить, загалом, від двох основних чинників:

- від компоувальної схеми кабін за наявністю і довжиною капота [1];
- від довжини робочого простору водія, у якому розміщаються сидіння водія та органи керування електромобілем – кермо з кермовою колонкою та педалі акселератора і приводу гальмівних механізмів робочої гальмівної системи.

Довжина кабін електромобілів МВ різних компоувальних схем (рис. 1) визначається на наступними виразами:

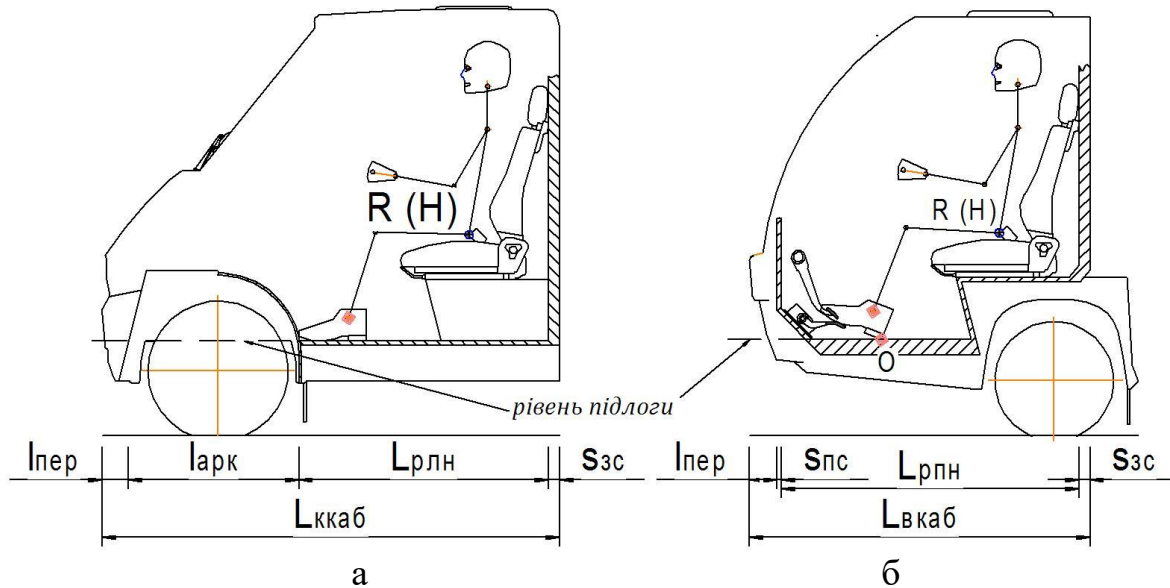


Рисунок 1 – Розрахункові схеми кабін капотного (а) та вагонного (б) типу

- для кабін капотного типу (рис. 1а):

$$L_{\text{каб}} = L_{\text{дєі}} + l_{\text{адє}} + l_{\text{іад}} + s_{\text{сн}}, \quad (2)$$

де $l_{\text{дєі}}$ – довжина робочого простору для розміщення лівої ноги водія, м;
 $l_{\text{адє}}$ – довжина арки колеса керованого моста на рівні підлоги кабіни, м; $l_{\text{іад}}$ – довжина передньої частини електромобіля від торця бампера до арки колеса керованого моста на рівні підлоги у кабіні, м; $s_{\text{сн}}$ – товщина задньої стінки кабіни водія, м;

- для кабін вагонного типу (рис. 1б):

$$L_{\text{каб}} = L_{\text{дєі}} + l_{\text{іад}} + s_{\text{ін}} + s_{\text{сн}}, \quad (3)$$

де $l_{\text{дєі}}$ – довжина робочого простору для розміщення правої ноги водія, м;
 $s_{\text{ін}}$ – товщина передньої внутрішньої стінки кабіни водія, м.

Для проектування кабін електромобілів МВ рекомендуються наступні величини параметрів, що входять у вирази (2) та (3): товщина задньої стінки кабіни $s_{\text{сн}} = 0,03-0,05$ м; товщина передньої стінки кабіни $s_{\text{ін}} = 0,015-0,025$ м.

Довжина робочого простору з умови зручного розміщення лівої ноги водія (рис. 2) кабін різних компоувальних схем визначається за виразами:

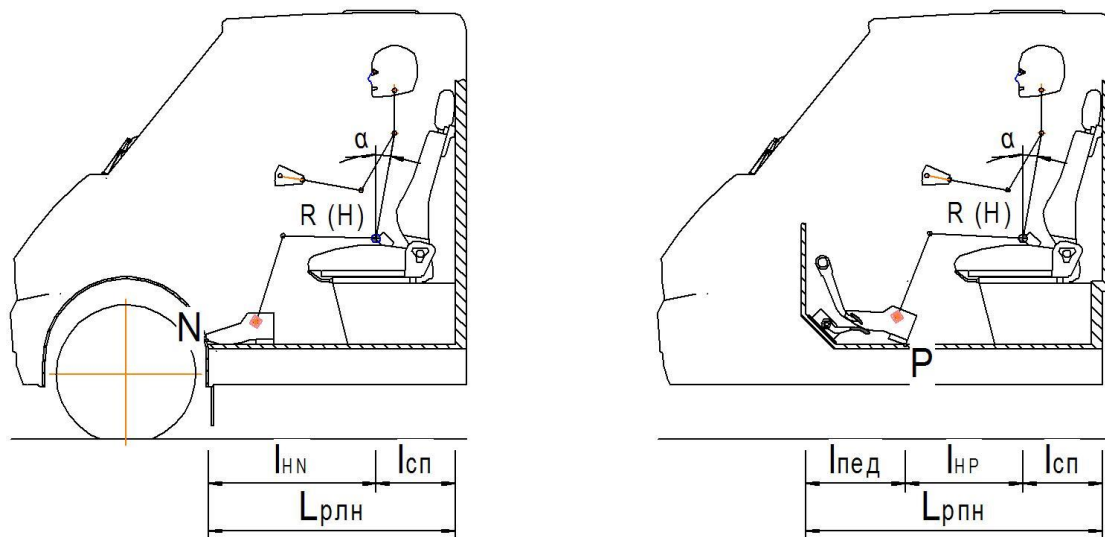


Рисунок 2 – Розрахункові схеми робочого простору кабін для лівої (а) та правої (б) ніг водіїв електромобілів МВ

- для лівої ноги водія (рис. 2а):

$$L_{\delta\delta i} = l_{HN} + l_{\bar{m}}, \quad (4)$$

де l_{HM} – відстань від т. R (H) до переднього торця шаблона взуття водія при вибраній робочій позі ніг водія (т. N), м; $l_{\bar{m}}$ – відстань від т. R (H) до вертикальної площини, дотичної до спинки сидіння у положенні, яке відповідає прийнятій величині кута відхилення тулуба водія від вертикальної поперечної площини, дотичної до спинки сидіння водія, тобто кута α ;

- для правої ноги водія (рис. 2б):

$$L_{\delta\delta i} = l_{HP} + l_{\bar{m}} + l_{i\delta\delta a}, \quad (5)$$

де l_{NP} – відстань від т. R (H) до т. P (т. торкання задньої частини шаблона ступні до підлоги у робочій позі ноги водія, м; $l_{i\delta\delta a}$ – відстань від т. P до передньої внутрішньої стінки кабін, м.

Величини параметрів l_{HM} та l_{HP} приймаються з умови розміщення шаблона водія 95 перцентилю, для якого $l_{HN} = 0,785-0,79$ м, а $l_{HP} = 0,6-0,605$ м при висоті т. R(H)= 0,45 м.

Довжина арки колеса керованого моста на рівні підлоги кабін визначається за виразом

$$l_{\delta\delta e} = D_{\phi} + 2(t_{\delta\delta e} + s_{\delta\delta e}), \quad (6)$$

де D_{ϕ} – діаметр шини колеса керованого моста електромобіля, м; $t_{\delta\delta e}$ – зазор між шиною і аркою колеса, м; $s_{\delta\delta e}$ – товщина арки колеса, м.

Зазор між аркою і шиною колесом приймається рівним $t_{\delta\delta e} = 0,09-0,095$ м, а товщина арки колеса у залежності від матеріалу становить 0,001-0,004 м.

Аналіз виразів (2) та (3) показує, що при $l_{i\delta\delta a} = 0,485-0,49$ м

$$L_{e\delta\delta a} - L_{\delta\delta a} = 0,188 + l_{\delta\delta e}, \quad (7)$$

тобто, що довжина кабіни електромобілів МВ капотного типу, щонайменше, довша за кабіну вагонного типу на величину $\Delta L_{\text{eaa}} = 0,188 + l_{\text{ade}}$.

Розрахункова довжина арок коліс керованого моста, обладнаних шинами різних типорозмірів, наведена у табл. 1.

Таблиця 1

Розрахункова довжини арок коліс для коліс різних типорозмірів

Типорозмір шин	185/70R13	185/70R14	195/65R15	205/55 R16
Діаметр шини, м	0,595	0,616	0,635	0,637
Допустима навантага, кг	530	580	615	
Довжина арки колеса, м	0,785	0,806	0,825	0,827

Отже, за інших однакових розмірних параметрів кабіни водіїв електромобілів МВ капотного типу, щонайменше, довші на 0,973-1,015 м у залежності від вибраного типорозміру шин коліс.

Мінімальна ширина кабіни водія електромобілів МВ визначається за виразом

$$B_{\text{eaa}}^{\min} = 2(B_i + t_{\text{aa}}) + \Delta b, \quad (6)$$

де B_i – відстань від оббивки дверей кабіни до поздовжньої осі симетрії сидіння водія, м; t_{aa} – товщина дверей кабіни на висоті 0,2 м від горизонтальної площини, дотичної до нестиснутої подушки сидіння; Δb – відстань між поздовжніми осями симетрії сидіння водія та сидіння службової особи, м.

За умови $B_i = 0,25$ м; $t_{\text{aa}} = 0,1$ м та $\Delta b = 0,5$ м мінімальна ширина кабіни водія електромобілів МВ становить $B_{\text{eaa}}^{\min} = 1,2$ м, а максимальна сягає 1,7 м, хоча для більшості сучасних моделей вона становить 1,39-1,56 м.

Внутрішня висота кабіни від рівня пілоги для ніг водія до стелі електромобілів МВ повинна становити на менше 1,35 м.

Література

1. Войтків С. В. Типи і класифікація кабіни автомобілів та електромобілів малої вантажопідйомності / С. В. Войтків // Матеріали VIII-ої Міжнародної науково-практичної конференції "Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту", 14-15 квітня 2020 року.– Вінниця, ВНТУ: 2020.– С. 75-83.

Двадненко Володимир Якович, д.т.н., професор кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dvadnenkovladimir@gmail.com

Дзюбенко Олександр Андрійович, к.т.н., доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dzyubenko.alan@gmail.com

Пушкар Олег Борисович, аспірант, каф. автомобільної електроніки, oleg.pushkar83@gmail.com

АСИНХРОННИЙ ТЯГОВИЙ ЕЛЕКТРОДВИГУН В ГІБРИДНОМУ АВТОМОБІЛІ

Сучасні вимоги на викиди CO₂ постійно посилюються, тому завдання зниження викидів CO₂ для виробників автомобілів є актуальним, оскільки, більшість придбаних транспортних засобів, як і раніше оснащені двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ). В значній мірі допомагає вирішити цю задачу електромобіль [1]. Але електромобіль поки залишається недостатньо конкурентоспроможним в порівнянні з транспортними засобами з ДВЗ, обумовлено це високою вартістю електромобіля, малим пробігом після зарядки і тривалим часом зарядки.

У гібридному автомобілі ці проблеми не мають істотного значення, тому що в ньому є два джерела енергії для руху: двигун внутрішнього згоряння і електричний двигун. Однак, з огляду на більш складну конструкцію, гібридні автомобілі мають порівняно високу вартість. Але існують і більш прості гібридні автомобілі, які не мають можливості рухатися від електроприводу. Це мікрогібридні автомобілі (автомобілі з системою старт-стоп) і м'які гібридні автомобілі (48 В гібриди) [2]. Незважаючи на те, що деякі м'які гібридні автомобілі мають можливість руху на електроприводі [2], це рух непридатний для нормального міського трафіку, через малу потужність електроприводу, його використовують для повільного переміщення у дворах, приміщеннях і в заторах.

Експлуатація транспортного засобу з тяговим електродвигуном в міських умовах характеризується чергуванням режимів розгону, гальмування і руху з усталеною швидкістю, подолання підйомів і спусків, короткочасних стоянок (затори, світлофори, перехрестя). Це призводить до «випадкового» характеру навантаження на тяговий електродвигун. У цих умовах електродвигун працює практично при безперервній зміні керуючого впливу, і повинен бути забезпечений системою автоматичного управління (САУ), яка взаємодіє з акумуляторною батареєю, перетворювачами частоти та напруги, а також з електричною машиною. САУ дозволяє економити електроенергію, виключити роботу електродвигуна з перевантаженнями і зменшити негативний вплив перехідних процесів і наявних нелінійних характеристик, обумовлених наявністю феромагнітного матеріалу в електродвигуні.

Крім того, можливість рекуперативного гальмування за допомогою

електричної машини дозволяє повернути деяку частину енергії гальмування в тяговий акумулятор і істотно зменшити, як нагрів, так і знос гальмівних колодок, гальмівних дисків або гальмівних барабанів. Режим рекуперації також потребує відповідних САУ.

В роботі м'якого гібрида алгоритм роботи гібридного автомобіля змінений таким чином, що початок руху відбувається на ДВЗ, а потім рівномірний рух в місті може проводитися на електроприводі [3]. Таке рішення дозволяє помітно підвищити ефективність накопиченої електричної енергії від службового електричного рекуперативного гальмування. У гібридному автомобілі, коли водій гальмує, електрична машина повинна створювати негативний (гальмівний) крутний момент. У всіх гібридних автомобілях при гальмуванні автомобіля електрична машина знаходиться в режимі генератора. Кінетична енергія рухомого транспортного засобу розкручує ротор генератора, долаючи його негативний крутний момент, і виробляє електричну енергію. Оскільки енергетична ємність ТАБ в гібридному автомобілі невелика, дуже важливо при русі автомобіля регулярно витрачати енергію ТАБ на корисну роботу в міському трафіку, що і відбувається при рівномірному русі або при русі з малими прискореннями на помірній швидкості (до 50-60 км/год). Це дозволяє регулярно звільняти ємність ТАБ для забезпечення можливості прийняти електричну енергію чергового рекуперативного гальмування. Таким чином вдається істотно підвищити ефективність рекуперації.

Що стосується звичайних гібридних електромобілів електричний режим можливий тільки до швидкості автомобіля 10-40 км/год через обмежену енергію і потужність ТАБ. У разі підключаються до електромережі гібридних автомобілів (PHEV) ТАБ має більш високу ємність і потужність, при цьому режим електромобіля можливий до швидкості 90-100 км/год, але такі автомобілі мають більш високу вартість.

Метою роботи є обґрунтування доцільності вибору тягового асинхронного електродвигуна для м'якого гібридного автомобіля з описаним вище алгоритмом роботи гібридної силової установки, а також розгляд вибору принципу роботи САУ для асинхронного електродвигуна.

Асинхронний електродвигун найбільш простий по конструкції і найбільш технологічний у виробництві, має порівняно низьку вартість, високу надійність і тривалий термін служби при мінімальних експлуатаційних витратах. Існуючі методи управління асинхронним двигуном діляться на дві групи: управління при роботі з постійною частотою і управління зі зміною частоти.

Управління при роботі з постійною частотою найбільш простий і дешевий, в минулі роки таке управління було домінуючим, але воно має великі проблеми з пуском, а також регулюванням кутової частоти обертання і крутного моменту, низьким ККД, поганим коефіцієнтом потужності і т.д. Ці недоліки обмежували сферу застосування таких електродвигунів. Для вирішення цих проблем останнім часом широко застосовують електронне широтно-імпульсне управління змінною напругою і частотою в ланцюзі статора асинхронного електродвигуна. Таке управління передбачає живлення

асинхронного електродвигуна змінною напругою від електронного перетворювача постійної напруги в змінну (інвертора) з програмним завданням необхідних залежно від навантаження і режиму роботи електродвигуна значеннями частоти і напруги. Таке управління наближає характеристики асинхронного електродвигуна до характеристик двигуна постійного струму. Асинхронний двигун з короткозамкненим ротором при роботі від статичного перетворювача частоти-напруги поєднує переваги найбільш простої тягової електричної машини змінного струму з хорошими пусковими і регульовальними властивостями двигуна постійного струму. Для цього він повинен бути спроектований з дотриманням всіх вимог, що пред'являються до тягових електричних машин: забезпеченням захисту від впливу навколишнього середовища, з сучасними підшипниками, що не вимагають заміни або додавання мастила. Асинхронний двигун дозволяє практично повністю виключити технічне обслуговування протягом призначеного безпечного ресурсу автомобіля. ККД нових серій тягових двигунів підвищують в порівнянні з двигунами, що випускалися раніше, за рахунок збільшення витрати міді і сталі в тому ж обсязі, зменшенням повітряного зазору в системі ротор-статор, підвищенням коефіцієнта заповнення пазів якоря міддю.

Порівнюючи асинхронний електродвигун з іншими типами двигунів слід зазначити, що малопотужний асинхронний двигун добре працює на високих обертах в тяговому режимі, добре може гальмувати в режимі рекуперації і має мінімальний опір обертанню в знеструмленому стані, що дозволяє йому ефективно працювати в м'якому гібридному автомобілі при рівномірному русі в міських умовах.

З огляду на викладене, можна зробити висновок, що гібридний автомобіль з відносно малопотужним асинхронним електродвигуном і малою ТАБ можна зробити економічно вигідним і, при цьому, отримати автомобіль здатний реалізувати всі переваги гібридного автомобіля в міському циклі їзди.

Література

1. Ning D., Prasad K., Lie T. The electric vehicle: a review. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*. Vol. 9 (1), 2017. С. 49–66.
2. A. 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.
3. Двадненко В.Я., Пушкарь О.Б. Улучшение экономических и экологических характеристик микрогибридного автомобиля. / *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* – 2019.– Вып. 45. – С.12–22

Двадненко Володимир Якович, д.т.н., професор кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dvadnenkovladimir@gmail.com

Пушкар Олег Борисович, аспірант, каф. автомобільної електроніки, oleg.pushkar83@gmail.com

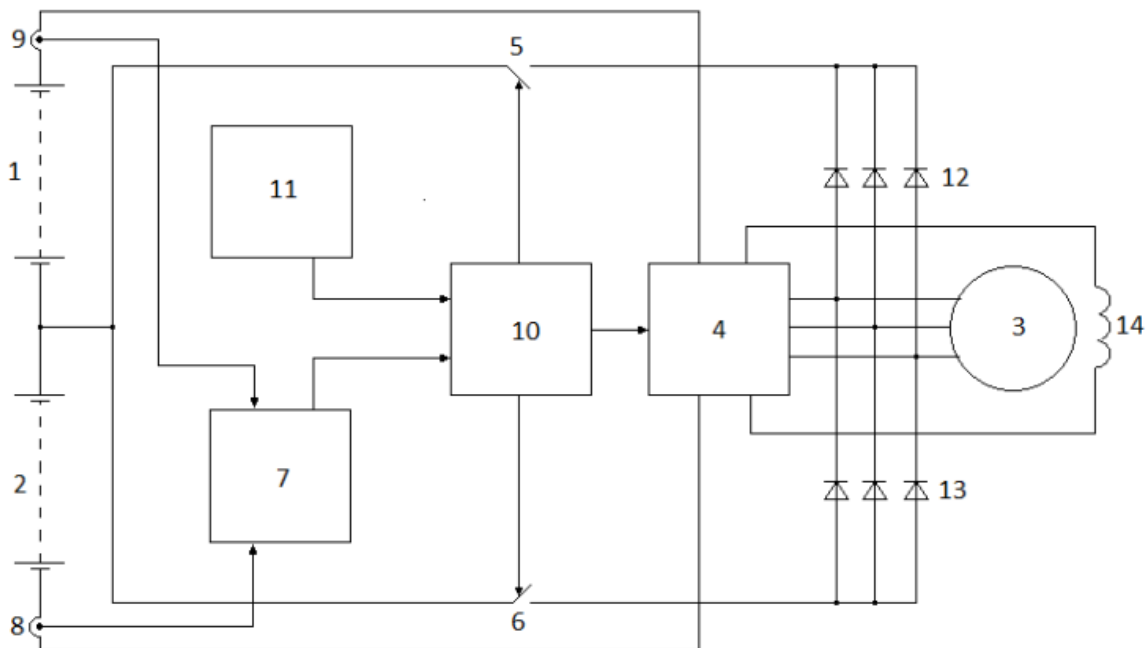
Абраменко Владислав Геннадьович, студент каф. Автомобільної електроніки, vladabramenko99@gmail.com

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕКУПЕРАТИВНОГО ГАЛЬМУВАННЯ ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ

М'які гібридні автомобілі (МГА) мають основний двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) і допоміжний, дещо малопотужний тяговий електродвигун. Такі гібридні автомобілі для економії палива та зменшення шкідливих викидів містять систему «старт-стоп» і мають можливість рекуперативного гальмування, але зазвичай не мають можливості рухатися тільки на електроприводі з зупиненим ДВЗ [1]. Збільшення вартості і ваги цих автомобілів в порівнянні з автомобілями з ДВЗ незначне, так як на відміну від звичайних гібридних автомобілів, в МГА електродвигун і тягова акумуляторна батарея (ТАБ) дещо малопотужні і тому легкі, і недорогі. Рекуперація в таких автомобілях має низьку ефективність бо в русі ДВЗ не зупиняється і весь час споживає паливо. В роботі [2] показано, що в МГА для рівномірного руху зі швидкістю до 50-60 км/год в міському режимі можна використовувати електродвигун при зупиненому ДВЗ. При цьому з'являється можливість оперативно витратити накопичену при рекуперації електроенергію для руху автомобіля і тим самим підвищити ефективність рекуперації навіть з ТАБ невеликої ємності. Однак оптимізований на швидкість 60 км/год коефіцієнт передачі від електродвигуна до коліс забезпечує напругу, що виробляється електродвигуном при рекуперації нижче напруги ТАБ. Тому безпосередньо заряджати ТАБ не виходить, треба або підвищувати цю напругу, або заряджати частину ТАБ, що має більш низьку напругу. Для досягнення рекуперативної зарядки ТАБ яка складається з послідовно з'єднаних елементів, рекуперативна електрична енергія під час чергового гальмування направляється на зарядку половини елементів акумуляторної батареї, а при наступному гальмуванні направляється на зарядку іншої половини елементів акумуляторної батареї, і таке чергування триває до тих пір, поки електроенергія рекуперації, накопичена в тій половині ТАБ, яку в результаті чергування треба заряджати, не опиниться більше, ніж в тій половині ТАБ, яку заряджали перед цим, і в цьому випадку ця половина ТАБ заряджається повторно [3].

Працює система так: при спрацьовуванні датчика гальмування 11 (рис.1) блок управління рекуперативної зарядкою 10 включає один з ключів 5 або 6 і, одночасно блокує (вимикає) все керовані ключі трифазного моста в контролері вентильного електродвигуна-генератора 4. Припустимо включений ключ 5, тоді три діода із загальним катодом 12 утворюють позитивну групу діодів

трифазного моста, при цьому негативну групу діодів трифазного моста утворюють нижні некеровані ключі (діоди) контролера вентиляного електродвигуна-генератора 4. Такий трифазний міст заряджає нижню половину ТАБ 2. Напруга заряду і граничний струм заряду регулює блок управління рекуперативної зарядкою 10 шляхом зміни струму в обмотці збудження вентиляного електродвигуна-генератора 14 (через контролер вентиляного електродвигуна-генератора 4). При наступному гальмуванні блок керування рекуперативної зарядкою 10 включає ключ 6, тоді три діода з загальним анодом 13 утворюють негативну групу діодів трифазного моста, при цьому позитивну групу діодів трифазного моста утворюють верхні некеровані ключі (діоди) контролера вентиляного електродвигуна-генератора 4. Такий трифазний міст заряджає верхню половину ТАБ 1 також, як і в попередньому випадку. таке почергове включення ключів 5 і 6 супроводжується вимірюванням сумарного заряду, отриманого верхньої 1 і нижньої 2 половиною ТАБ за допомогою датчиків струму 8 і 9 та блоку обліку заряду верхньої і нижньої половин ТАБ 7.



1 - верхня половина ТАБ, 2 – нижня половина ТАБ, 3 - вентильний електродвигун-генератор, 4 – контролер вентиляного електродвигуна-генератора, 5 - верхній ключ, 6 – нижній ключ, 7 - блок обліку заряду верхньої і нижньої половин ТАБ, 8 - датчик струму негативного висновку ТАБ, 9 - датчик струму позитивного висновку ТАБ, 10 - блок керування рекуперативної зарядкою, 11 - датчик режиму гальмування, 12 - три діода із загальним катодом, 13 - три діода із загальним анодом, 14 - обмотка збудження вентиляного електродвигуна-генератора.

Рисунок 1 - Функціональна схема системи рекуперативного гальмування

Коли заряд, накопичений в тій половині ТАБ, яку в результаті чергування треба заряджати, виявиться більше, ніж в тій половині ТАБ, яку заряджали

перед цим, подається команда на блок керування рекуперативної зарядкою 10, який управляє ключами 5 і 6, і, в цьому випадку, половина ТАБ з меншим зарядом заряджається повторно при черговому гальмуванні. Ключі 5 і 6 можуть бути виконані або у вигляді електромеханічних реле, або на основі транзисторів MOSFET, але включення і виключення цих ключів проводиться блоком управління рекуперативної зарядкою 10 при вимкненому струмі зарядки акумулятора. Це дозволяє уникнути викидів напруги при комутації.

Таким чином, поставлена мета, а саме зниження вартості і підвищення ефективності системи рекуперації МГА досягається за рахунок використання повного напруги електродвигуна в режимі генератора для почергової зарядки тільки однієї з половин ТАБ. Це дозволяє в режимі рівномірного міського руху МГА використовувати накат, коли коробка передач в нейтральному положенні, відпущені і педаль акселератора, і педаль гальма; використовувати підтримку рівномірного руху або забезпечити невелике прискорення, коли натиснута педаль акселератора. Коли буде потрібно трохи знизити швидкість, слід відвести педаль акселератора від упору, так щоб тільки включився стоп-сигнал і разом з ним включилося рекуперативне гальмування електродвигуном. Для екстреного гальмування необхідно сильне натискання на педаль гальма. Таке технічне рішення виключає необхідність застосування DC-DC конверторів, уникнути втрат в конверторі, і зменшити вартість МГА.

Література

1. A. 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. Двадненко В. Я., Пушкарь О. Б. Улучшение экономических и экологических характеристик микрогибридного автомобиля. /Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2019.– Вып. 45. – С.12–22
3. Патент України на винахід №109737. Спосіб рекуперативної зарядки тягової акумуляторної батареї транспортного засобу та система для його реалізації. Бажинов А.В., Двадненко В.Я., Дробінін О.М. 25.09.2015. Бюл. №18, 2015р.

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

СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЮ ТРАНСПОРТНОЮ ПЛАТФОРМОЮ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖУ В ОБМЕЖЕНОМУ ПРОСТОРИ

Проблема переміщення вантажів обмеженому просторі є досить складною і актуальною на сьогоднішній день. Будь то великогабаритний вантаж, що транспортують вузькими вулицями житлового району, чи невеликий вантаж, що переміщують в межах складу. Показник маневрування цієї техніки дуже важливий для якісного та швидкого виконання завдання. Тому однією з проблем розробки спеціального автотранспорту насамперед стоїть проблема маневрування у вузьких важкодоступних вулицях чи дорогах, або у стислому просторі шахти чи приміщенні складу. Для того, щоб покращити показники маневрування спецтехніки, здебільшого інженери використовують збільшення куту повороту керуючих коліс, чи збільшують кількість коліс які можуть повертатися, що суттєво ускладнює механізм шасі та підвищує його вартість.

Однак існує ще один спосіб розв'язати цю проблему - використання конструкції всенаправлених коліс. Одним із типів всенаправлених коліс є Mecanum wheel, також відоме як колесо Ілона або, як його ще іноді називають Шведське колесо. Даний тип коліс винайшов у 1973 р. інженер шведської компанії «Mecanum AB» Бенгт Ілон (швед. Bengt Erland Ilon), на яке у 1975 р. він отримав патент США №US3876255A. Це роликонесуще колесо з кількома роликами, прикріпленими до його окружності, ролики мають вісь повороту 45° до площини колеса, в площині паралельній вісі обертання колеса. Це дозволяє транспорту рухатися в будь-якому напрямку. Залежно від напрямку руху та швидкості кожного окремого колеса результуюча комбінація всіх сил утворює вектор загальної сили в необхідному напрямку, що дозволяє платформі вільно рухатися у напрямку результуючого вектора сили, не змінюючи положення самих коліс. Колеса Mecanum широко використовуються в тих випадках, коли потрібна хороша мобільність платформи. Перевагами даного типу коліс є компактний розмір та висока вантажопідйомність.

Всенаправлені мобільні платформи на базі колеса Ілона (рис.1.) мають три свободи (вперед / назад, вліво /вправо, і розворот на місці) і так само можуть рухатися по будь-якому з напрямку без зміни положення. Всенаправлена мобільна платформа долає перешкоди, в той час, як традиційна мобільна платформа не може переміщатися поперечно і, приміром, закрутитися на місці. Є явні переваги в багатьох ситуаціях щодо гнучкого руху всенаправленої мобільної платформи з механічними колесами. Нульовий радіус обертання може допомогти мобільній платформі рухатися через вузький

простір з перешкодами та отримати високу ефективність та маневреність. Всенаправлені мобільні платформи вже широко використовуються для транспортування в аерокосмічній та морській галузі.



Рисунок 1 - Всенаправлена платформа omniMove.

Для управління колесами Mecanum існує розроблено свій особливий алгоритм (рис.2), трохи схожий з механікою управління гусеничною технікою. Для того, щоб здійснювати рух, повертати платформу, кожним колесом потрібно управляти окремо, тому на кожне колесо встановлюють окремий незалежний електропривід.

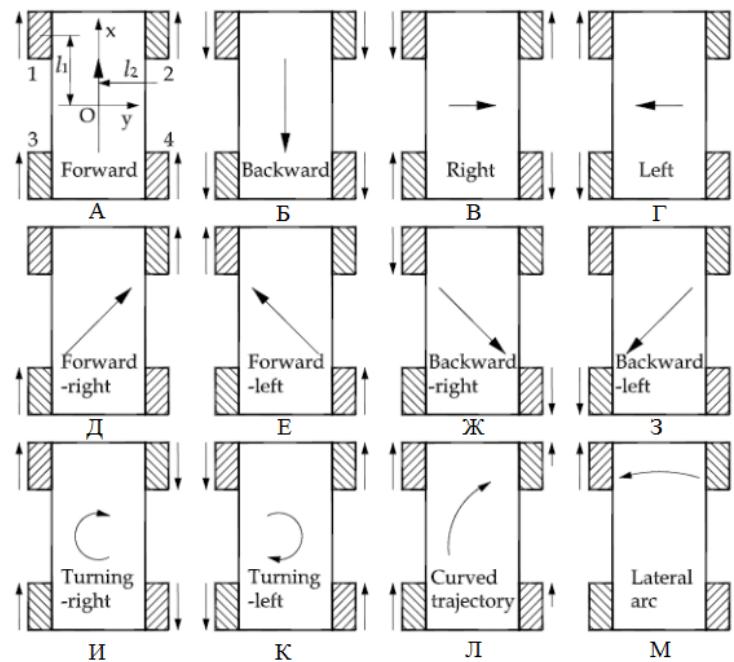


Рисунок 2 - Алгоритм руху платформи з колесами Mecanum

Для руху платформи вперед (рис. 2,А), необхідно колеса крутити в одну сторону, з однаковою швидкістю. Швидкість руху платформи залежить від швидкості обертання коліс.

Для руху назад (рис. 2,Б) необхідно крутити колеса в протилежний напрямок. Швидкість руху платформи залежить від швидкості обертання коліс.

Для руху праворуч вбік (рис. 2,В) колеса які розташовані зліва потрібно крутити до центру платформи, а колеса які розташовані праворуч, потрібно крутити в протилежному напрямку від центру платформи. Усі колеса потрібно крутити з однаковою швидкістю. Швидкість руху також залежить від швидкості обертання усіх коліс.

Рух ліворуч вбік (рис. 2,Г) відбувається так само, колеса які розташовані зліва потрібно крутити в протилежному напрямку від центру платформи, а колеса які розташовані праворуч, потрібно крутити до центру платформи.

Для того щоб платформа рухалась по діагоналі (рис. 2, Д,Е,Ж,З) потрібно крутити діагональні колеса вбік напрямку руху. Інша діагональ залишається у вільному обертанні.

Для розвороту платформи на місці (рис. 2, И,К) працює схема повороту платформи з гусеничним ходом - колеса що розташовані зліва крутяться прямо, а ті що розташовані праворуч потрібно крутити у протилежну сторону назад і навпаки. Так само як і гусенична техніка платформа поверне стоячі на місці праворуч або ліворуч. Щоб змінити швидкість повороту, змінюють швидкість обертання усіх коліс.

Плавний поворот (рис. 2, Л) реалізується за рахунок різниці швидкості обертання коліс правого і лівого борту. При цьому радіус повороту буде залежати від різниці обертання коліс правої та лівої сторони.

Якщо потрібно повернути платформу ліворуч, так щоб середня точка вісі задніх коліс залишалася на місці (рис. 2, Л), то потрібно переднє ліве колесо крутити прямо, а переднє праве колесо назад (і навпаки, для кругового повороту праворуч). Платформа буде рухатись навколо уявної середньої точки задніх коліс.

Такий великий перелік можливих комбінаційних схем управління транспортною платформою потребує окремої спеціальної системи управління з можливістю управління і контролю кожного окремого колеса. Для вирішення задачі побудови системи управління електричною транспортною платформою була запропонована структурна схеми представлена на рисунку 3.

Найпростіша платформа з колесами Mecanum складається з 4-х коліс з електроприводом, які керуються контролером через силовий драйвер електроприводу. Зворотний зв'язок, положення кожного з 4-х коліс поступає на мікроконтролер. Управління платформою виконується через інтерфейс користувача. Живлення платформи реалізовано за допомогою силової акумуляторної батареї та DC/DC перетворювача.

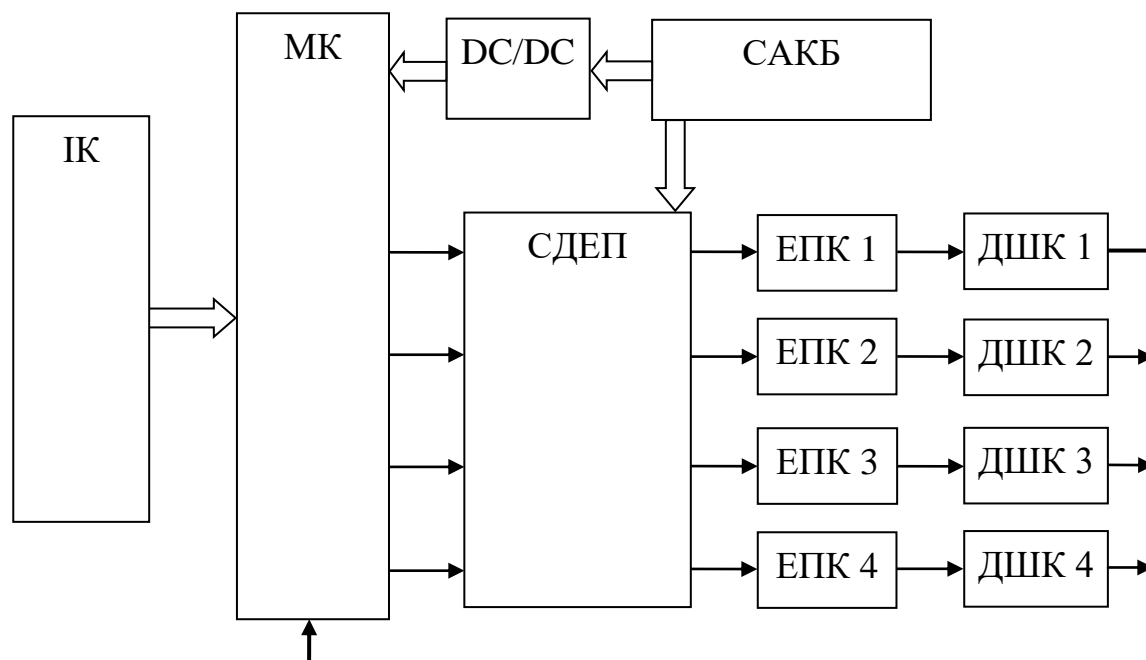


Рисунок 3 – Структурна схема системи управління електричною транспортною платформою

Система складається з мікроконтролера (МК), який опитує інтерфейс користувача (ІК) і відповідно до алгоритму визначає керуючий вплив на силовий драйвер електроприводу (СДЕП), який в свою чергою керує швидкістю та напрямком обертання електричних двигунів приводу коліс (ЕПК1-ЕПК4). У якості датчика кута повороту та швидкості обертання двигуна використовуються безконтактні датчики положення, що працюють по типу інкрементального енкодера (ДШК1-ДШК4), які дають зворотній зв'язок для системи управління. Поточні данні від датчиків перераховуються у відносні одиниці положення колеса.

Блок перетворення напруги побудований на DC/DC перетворювачах і призначений для забезпечення усіх вузлів системи управління необхідною величиною напруги живлення незалежно від зміни напруги САКБ.

Таким чином система управління електроприводом на базі коліс Mecanum дозволяє отримати транспортну платформу з високим рівнем маневреності для переміщення вантажу в обмеженому просторі.

Література

1. Патент США №US3876255A. Колеса для стабільного самохідного транспортного засобу, що рухається в будь якому бажаному напрямку на землі або на іншій основі. – [Електронний ресурс] <https://patents.google.com/patent/US3876255A/en>

2. 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.

3. Mecanum wheels (Ikon wheel). – [Электронный ресурс] <https://www.generationrobots.com/media/Mecanum-wheel-application.pdf>

Kapsky Denis, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Dean of the Faculty of Automotive Engineering, Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Rynkevich Sergey, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department "Automobiles", Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Semtchenkov Sergey, Master of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Department "Transport Systems and Technologies", Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

IMPROVING THE SAFETY OF TRAMS BY IMPROVING THE STABILITY AND CONTROLLABILITY OF THE BRAKE

When designing vehicles, much attention is paid to active safety and braking control. Braking systems play an important role in ensuring safety.

Functionally, there are three braking modes:

service (under normal operating conditions);

emergency (for stopping in exceptional cases to prevent traffic accidents);

parking (to prevent uncontrolled movement under the influence of external forces).

Of great importance from the point of view of the operational performance of the brakes is the ability to brake without loss of stability of vehicles on the road surface. This question is also relevant when braking trams. But we are talking about maintaining their stability when braking on rails [1].

The following methods of braking are widely used in trams:

frictional, in which friction forces are created in braking mechanisms rigidly connected to wheel pairs;

electric, in which traction motors are switched to the mode of generators - current sources;

electromagnetic rail, in which the impact of brake shoes with electromagnets on the rails is carried out.

Trams operated in Belarus are equipped with the mandatory braking systems:

working (mechanical brake — drum pad or disc brake mechanism with a solenoid or hydraulic drive acting on braking — mechanical braking)

auxiliary (electric brake — electric braking);

additional (electromagnetic rail brake — magnetic rail braking).

With mechanical and electrical braking, the braking force is realized through the coupling of the wheels with the rails, since the mechanisms of these types of braking somehow affect the traction transmission and the wheelset of the tram.

Unlike railway, which is fenced off from traffic with the help of special technical means, the tram takes a mediocre part in it, especially in cases when the rail track is laid in the middle of the carriageway. In order to respond in a timely manner to constantly changing traffic conditions and road conditions, it is necessary to increase the amount of deceleration during braking and maintain it within relatively constant limits [2, 3].

There are two ways to do this:

1. Using electrical or mechanical braking, increase the coefficient of adhesion, for example, by feeding sand to the rails;
2. Apply other types of braking that realize the braking force without the participation of a pair of "wheel–rail".

The latter is possible only on rail transport and is achieved by using an electromagnetic rail brake, which allows you to realize a braking force that is not limited by the coupling of the wheel with the rail, and, in combination with other types of brakes, to develop high decelerations during emergency braking.

The effectiveness of the rail brake largely depends on the condition of the surface of the rails and the tips of the poles. With good contact of the tips with the surface of the rail head, the force of attraction is about 40..50 kN. With wavy and other types of rail wear, the force of attraction of the rail brakes decreases (sometimes by more than 2 times).

Under unfavorable traffic conditions caused by the polluted condition of the track, the adhesion of the tram wheels to the rails deteriorates sharply, while the tram is significantly subject to braking. It is known from practice that in order to remove the tram from the yuz, you can use the tram control method "re-braking", when the driver first turns off the braking mode, and its subsequent activation is performed with less braking force (braking current) and is accompanied by the supply of sand to the rails. However, in conditions of urban traffic, this method is not always justified and safe.

In this regard, it is more preferable in the event of a yuz is the use of a brake that constructively implements the braking force directly between the tram body and the rail track.

However, in many trams, the brakes are controlled as follows: the

electric brake is activated by installing the controller handle in the zone corresponding to the electric braking,

changing the angle of the controller handle within the electric braking zone, setting the desired value of the braking current is achieved;

the mechanical brake is actuated by setting the controller handle to the mechanical braking position, which is located behind the electric braking zone, followed by switching the controller handle to the "0" position to achieve maximum braking effect (or by pressing the "brake" button on the driver's console);

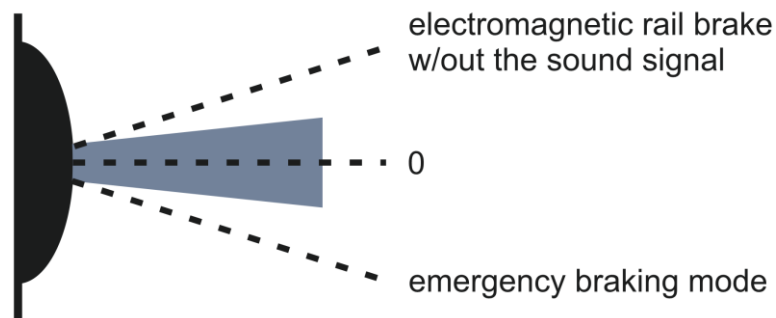
the electromagnetic rail brake is activated only by setting the controller handle to the emergency braking position or when the safety pedal is released.

In the scheme of operation under consideration, when the electromagnetic rail brake is activated, electric braking occurs with the maximum setting of the braking

current, mechanical braking and the electromagnetic rail brake itself are in full force, in addition, sand is fed to the rails and the bell is turned on. Due to the fact that the mechanical brake will act in full force, blocking the wheel pairs, it will contribute to the further development of the process of clutch failure and the formation of sliders on the surface of the rolling wheel. In addition, in existing tram designs, it is possible to disable the mechanical brake (operating at full strength) only by switching the tram into running mode. Thus, the use of an electromagnetic rail brake to remove the car from the yuz becomes ineffective: only magnetic rail braking will be carried out, while wheel pairs blocked by a mechanical brake will "slide" along the rails, failing.

In such a scheme of operation, the use of an electromagnetic rail brake is possible only in emergency braking mode. At the same time, the advantages of the rail brake are not used.

Considering the above, the solution of installing an independent electromagnetic rail brake control handle in the right part of the driver's console is relevant. The handle must have at least three positions. When installing the handle in the upper position, the electromagnetic rail brake must work (the sound signal is turned off). When installing the handle in the lower position, the emergency braking mode (electric brake, electromagnetic rail brake, sandbox) must be activated. It is also possible to provide additional positions of the handle, which will ensure the separate inclusion (on trolleys) of the shoes of the rail brake.



Picture 1 – Brake control handle

With the proposed scheme, in the case of service braking, it will be enough for the driver to apply braking with an electromagnetic rail brake for a short period of time, including it with short pulses, shifting the handle to the "up" position. As a result of a decrease in the speed of the tram, an artificial increase in its coupling weight, the tram will "exit the yuz", after which the use of an electromagnetic rail brake can be stopped.

To increase the reliability of the tram brake systems, it is also proposed to provide for the redundancy of the rail brake system by allocating and connecting control devices, actuators, coils of the rail brake shoes through additional circuit breakers directly to the tram battery.

The solution implemented in Minsk has justified itself and can be used in the design of other models of trams and their operation in other cities.

List of sources

1. Kapsky D. Predicting accidents in road traffic: monograph / Kapsky Denis. - Minsk: BNTU, 2008. - 242 p. - Text : direct.
2. Kapsky D. Methodology of improving the quality of road traffic / Kapsky Denis; Belarusian National Technical University. - Minsk: BNTU, 2018 - 370 p. - Text : direct.
3. Tram system of Minsk: problems and prospects / E. Kot, S. Semtchenkov, V. Romeyko // Socio-economic problems of development and functioning of transport systems of cities and zones of their influence: materials of the XXIV International scientific and practical conference / international editorial board: D. Kapsky (as chairman), etc. - Minsk: BNTU, 2018. - pp. 197-222.

Kapsky Denis, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Dean of the Faculty of Automotive Engineering, Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Bogdanovich Sergey, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department "Transport Systems and Technologies", Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Kot Eugene, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department "Transport Systems and Technologies", Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Semtchenkov Sergey, Master of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Department "Transport Systems and Technologies", Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

CLASSIFICATION OF ROUTE VEHICLES WITH ELECTRIC DRIVE AS THE BASIS FOR THE CHOICE OF VEHICLES TO WORK ON ROUTES

The development of the transport sector leads not only to positive changes in the life of cities and settlements, increasing convenience and comfort for residents, but also worsens the ecology and the environment of their residence. The "profitable-safe" dilemma can be solved by the approach of an environmentally oriented choice of the type of route passenger transport and decision-making in favor of electric route passenger transport. Therefore, the use of route vehicles with electric drive continues to gain popularity [1]. Currently, more than 100 electric buses of four models and about 1500 trolleybuses are in operation in the Republic of Belarus, including about 200 trolleybuses that have the ability to run independently from the overhead contact network, 300 trams.

Currently, the classification of route vehicles with electric drive is known, which provides for four main schemes:

1. Powered trolleybuses in motion (IMF) that need a contact network along the entire length of the route
2. Trolleybuses with charging in motion (IMC) and the possibility of autonomous running from the contact network

3. Electric buses with ultra-fast charging (OC), having a power reserve commensurate with the length of one flight or a turnaround flight, requiring charging infrastructure at the final station of the route (the final stations of the route), while charging is carried out for up to 10 minutes.

4. Electric buses with night charging (ONC), having a power reserve sufficient to operate for one working day. [2]

Recent years have been characterized by rapid development of electric transport, manufacturers of route vehicles with electric drive also continue to develop this direction and offer customers new solutions. The emergence of new models and modifications of vehicles has led to the fact that within the same scheme according to the existing classification there were vehicles with significant differences in parameters determining their operational properties and qualities, requirements for charging infrastructure and, as a consequence, characterizing the possibility of using vehicles on regular routes of a certain configuration and length.

Thus, the existing classification at the moment turned out to be very stingy and, in the opinion of the authors, there was a need to create an extended classification. In the extended classification proposed by the authors, in addition to the designation of the scheme, the concept of a category with a digital designation is introduced, while the higher the value of the category, the greater the margin of autonomous travel the vehicle has.

For trolleybuses built according to the IMF scheme, two categories are provided:

IMF-0 - no reserve of autonomous travel;

IMF-1 - an autonomous power reserve of up to 1 km (as a rule, this is an emergency mode).

For trolleybuses built according to the IMC scheme, three categories are provided:

IMC-1 - a reserve of autonomous travel from 5 to 15 km;

IMC-2 - autonomous range from 15 to 31 km;

IMC-3 - autonomous range from 31 to 51 km.

For electric buses built according to the OC scheme, four categories are provided:

OC-1 - a reserve of autonomous travel from 3 to 5 km;

OC-2 - autonomous range from 5 to 13 km;

OC-3 - autonomous range from 13 to 21 km;

OC-4 - autonomous range from 21 to 51 km.

For electric buses built according to the ONC scheme, two categories are provided:

ONC-1 - a reserve of autonomous travel up to 170 km (equal to the duration of one working shift);

ONC-2 - autonomous driving range from 170 to 250 km (equal to the duration of one working day with restrictions);

ONC-3 - autonomous travel range from 250 to 350 km (equal to the duration of one working day).

The proposed categories are formed based on the solutions offered by manufacturers and the established practice of using route vehicles with electric drive on regular routes. The emergence of new solutions that will require the introduction of additional categories in the classification under consideration is not excluded.

The authors' research has shown that for cities with trolleybus traffic, the IMC-2 and IMC-3 trolleybuses are of the greatest interest. From a practical point of view, IMC-2 trolleybuses have the ability to move on sections where there is no contact network in the autonomous running mode up to 15 km, and it is advisable to use them to extend trolleybus routes "in the outbound direction" for a distance of up to 7.5 km from the section with a contact network with a turnaround at the end of this section and movement in the opposite direction to the section with a contact network or to create fundamentally new routes, the sections of autonomous running of which will be located in the central part of the route. It is also possible to create combined routes. It is advisable to transfer bus routes, the route of which partially passes under the contact network, to service by IMC-2 trolleybuses. At the same time, it should be borne in mind that in order to ensure the charging of traction batteries before the sections of the route that do not have a contact network, it is necessary to provide for movement along sections with a contact network of the same length as the upcoming section that does not have a contact network. IMC-3 trolleybuses have the ability to move in areas where a contact network is not provided, in autonomous mode for a distance of up to 50 km, moreover, such trolleybuses, as a rule, have the ability to charge not only from the contact network, but also from a charging station (including a centralized system of charging stations). The use of such trolleybuses significantly expands the possibilities of organizing routes in the "departure direction" for a distance of more than 15 km, while, if necessary, additional charging of traction batteries is provided at the terminal station during the inter-trip parking by connecting the trolleybus to the industrial voltage network through a charging outlet. An example of using IMC-3 trolleybuses according to the described scheme in Minsk can be the organization of a trolleybus route in the village. Lesnoy ("Borovlyany") with the organization of additional charging at the terminal station or suburban route by the message "Minsk-Logoisk".

From the point of view of traffic management, it is important for such trolleybuses to ensure the possibility of unhindered access and placement of the vehicle on the carriageway in the area of the location of current collector catchers designed to catch the current collector head when they are automatically lifted for installation on contact wires. The use of automatic lifting significantly reduces the time required to install current collectors on the contact wires in manual mode, and also increases road safety due to the fact that the driver does not have to perform work on setting current collectors while on the roadway.

Conclusion:

1. The proposed expanded classification system for route vehicles with electric drive will allow classifying and categorizing various solutions offered by manufacturers of route vehicles with electric drive, which will facilitate the work when making decisions by both operating organizations and design bureaus, since the

designation of the scheme supplemented by the category number will make it easy to determine the scope and capabilities of this vehicle, the need for charging infrastructure.

2. The IMC-2 and IMC-3 trolleybuses are of the greatest interest for cities with trolleybus traffic, which allow expanding the route network of an environmentally friendly trolleybus and replacing a number of bus routes with trolleybuses.

List of sources

1. Kapsky D. Methodology of improving the quality of road traffic / Kapsky Denis; Belarusian National Technical University. - Minsk: BNTU, 2018 - 370 p. - Text : direct.

2. Development of a feasibility study of measures aimed at improving the quality and efficiency of public transport in Polotsk and Novopolotsk. Report on the results of work on stage 2: report on research - Minsk, 2018. - 271 p. - Text : direct

Крайник Любомир Васильович, д.т.н., професор, Національний університет «Львівська Політехніка»

Фрідріх Віктор Андрійович, студент, Національний університет «Львівська Політехніка»

ЕЛЕКТРОБУСИ КЛАСУ МІДІ: ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТА КОНЦЕПЦІЯ ТУР АЕ127

Зростаюче розповсюдження електробусів в країнах Європейського Союзу та очевидна екологічність цього транспорту, особлива актуальність для міст зумовлюють активність відповідних робіт і в Україні [1], на жаль, без відповідної бюджетної підтримки. Поряд із звичними міськими електробусами великого (максі) класу актуальними є також середні автобуси (міді), габаритами 8-10 метрів, для маршрутів з невеликим пасажиропотоком та вузьких звилістих вулиць історичної забудови міст.

Для України даний клас актуальний, як і для більшості міст з невеликою чисельністю населення та приватних автоперевізників, у тому числі у зв'язку з очевидно меншою вартістю електробусів класу міді, що зазвичай виконані за схемою Low-entry.

У таблиці 1 представлені базові технічні дані серійних моделей автобусів цього класу, що набули розповсюдження в країнах ЄС.

Таблиця 1

Базові технічні дані серійних моделей електробусів класу міди

Модель / Параметри	Urbino Solaris 8.9LE Electric	BYD K7U	Otokar Doruk Electric	SOR EBN g	Wien Simens	Karsan Atak Electric
Габарити L/B14	8950	8750	9212	8000	7720	8315
Колісна база, мм	2400 3200 4380	2455 3225 4350	2350 3336 -	2525 2920 3950	2200 3250 3635	2430 3090 4580
Повна маса, кг		1300	1400	1600*	1200	
Споряджена маса, кг	15000	14500**	10600**	8900	8250	11000
Пасажиromісткість, в т.ч. сидінь	50 15	50 26	49 25	50 16	40 13	51 21
Ємність АКБ, кВт.год	120	174	170	177	96	220
Запас ходу, км	100-150	200		80/130		300
Потужність двигуна, кВ	160	90×2		120	85	230
Крутний момент, Нм	1400			968	150	2400
Макс. швидкість км/год	50				62	60

побудовано авторами на основі технічних специфікацій

* - уніфіковано для 8.0 м, 9.8 м, 11.1 м

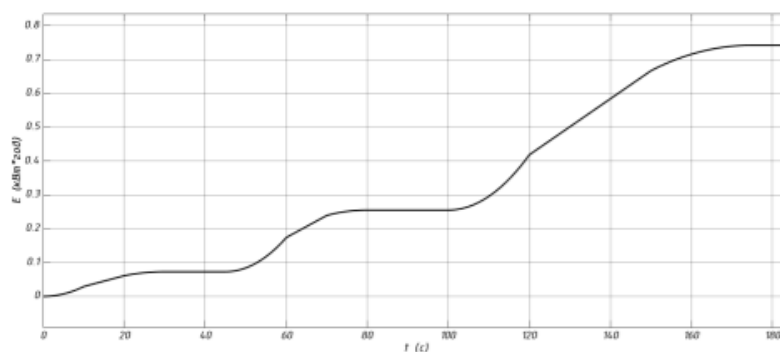
** - розраховано з умов пасажиромісткості

На відміну від легкових електромобілів категорії M1, де правилами СЕК ООН №101 чітко регламентовано умови руху при визначенні запасу ходу, для міських автобусів така загальноприйнята нормативна база відсутня, що породжує певну невизначеність щодо декларованого виробниками запасу ходу (табл. 1).

Визначення необхідної ємності батарей міського електробуса є однією з найбільш актуальних проблем при проектуванні і суттєво впливає як на ціноутворення, так і споряджену масу (відповідно і на пасажиромісткість, виходячи з обмежень навантаження на осі). Відповідно у процесі дослідно-конструкторських робіт АТ «Укравтобуспром» по електробусу класу міди ТУР АЕ127 було проведено розрахунок енергозатратності руху цього електробуса (повна маса до 12 т при 50 пасажирів) для двох варіантів типових міських умов руху – типових їздових тестів (сукупностей циклів руху), опрацьованих в «Укравтобуспром» (щодо України) [2] та Європейської асоціації громадського транспорту SORT [3] (щодо країн ЄС).

На рис. 1 представлено результати комп'ютерної імітації такого міського руху і енергозатрат автобуса АЕ127, що дозволяє констатувати співставимість результатів та визначити орієнтовні енергозатрати - відповідно 73,5 та 74 кВт.год/100 км для заданих умов.

Затрата енергії акумуляторів в циклі УАП



Затрата енергії акумуляторів в циклі SORT

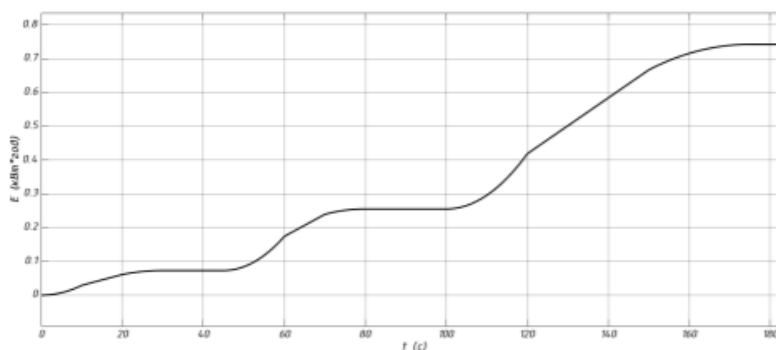


Рис.1 Результати комп'ютерної імітації енергозатрат автобуса АЕ127

Отже, відповідно отримані результати дозволяють знаходити близькі до реальних значення необхідної ємності акумуляторних батарей для регламентованих автоперевізниками запасів ходу електробусів.

Література

1. Гнатов А. В. Електробус на суперконденсаторах для міських перевезень / А. В. Гнатов, А. В. Підгора. // Вестник ХНАДУ. – 2016. – №72.
2. Крайник Ю.Л. Типовість експлуатаційних режимів міських автобусів/формування іздового циклу//Автотехніка. Автобуси. Вантажівки. – Львів, ВАТ «Укравтобуспром», 2007.- с.50-52
3. Kunith A. W. Elektrifizierung des urbanen öffentlichen Busverkehrs : Technologiebewertung für den kosteneffizienten Betrieb emissionsfreier Bussysteme. / Alexander Kunith. – Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.

РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СОНЯЧНОЇ БАТАРЕЇ ДЛЯ АВТОМОБІЛЯ

Метою дослідження є визначення доцільності використання сонячних технологій для легкових автомобілів. Для цього проведемо розрахунок відстані, яку може подолати гібридний транспортний засіб або електромобіль на сонячній енергії в умовах кліматичної зони м. Харкова. Для проведення такого аналізу та відповідного розрахунку скористаємося даними щодо рівня опромінювання поверхні землі сонячною радіацією (інсоляцію) [1].

Проведемо розрахунок кількості пікових годин на місяць та на рік, год

$$n = \frac{E \cdot N_M \cdot 1000}{w_{\max}}, \quad (1)$$

де n – кількість пікових годин на місяць або рік, год;

E – середній денний рівень сонячної радіації в умовах кліматичної зони м. Харкова, кВт·год/м²/дн.;

N_M – кількість днів у відповідному місяці або року;

w_{\max} – максимальна інтенсивність сонячного випромінювання на земну поверхню, Вт/м².

Отримаємо, що у м. Харків в травні кількість пікових годин дорівнює 169,26 год, за рік цей показник досягає 1189,9 год.

Проведемо розрахунок енергії, яку можна використовувати завдяки застосуванню сонячних фотоелектричних елементів, наприклад таких як, сонячна батарея SunRoof потужністю 250 Вт, що опціонально використовується у автомобілі Toyota Prius PHV з зовнішнім зарядом.

Фотоелектричні елементи можуть накопичувати електричну енергію, кВт·год

$$W = k \cdot n \cdot P_M, \quad (2)$$

де W – кількість енергії, що накопичує сонячна система за рахунок сонячного випромінювання, Вт·год;

k – поправочний коефіцієнт, що враховує зниження рівня опромінювання фотоелементів в залежності від кута падіння сонячного випромінювання та падіння потужності фотоелементів в результаті нагрівання фотоелементів (влітку $k = 0,7$; взимку $k = 0,5$);

P_M – потужність фотоелектричних елементів, відомо, що сонячна система SunRoof має потужність 0,25 кВт.

З формули (2) отримуємо, що у м. Харків в травні сонячна система типу SunRoof може виробити 29,62 Вт·год електричної енергії. За рік експлуатації

автомобіля, за умовою, що автомобіль постійно знаходиться під променями сонця сонячна система може виробити 178,5 Вт·год електричної енергії за рік.

Якщо всю цю електричну енергію за допомогою зарядного пристрою направити в тягову акумуляторну батарею, то її вистачить для подолання в режимі «тільки електрика» відстані S , км

$$S = \frac{W \cdot \eta_z \cdot \eta_n \cdot \eta_d \cdot 1000}{k_E \cdot m_{авто}}, \quad (3)$$

де η_z – середній ККД зарядного пристрою, прийmemo $\eta_z = 0,9$;

η_n – середній ККД перетворювача напруги, прийmemo $\eta_n = 0,92$;

η_d – середній ККД електричного двигуна, прийmemo $\eta_d = 0,9$;

k_E – середнє питоме споживання енергії, прийmemo $k_E = 0,15$ Вт·год/кг·км;

$m_{авто}$ – маса автомобіля, прийmemo $m_{авто} = 1400$ кг.

Згідно розрахунку за формулою 3 отримаємо, що відстань, яку здатен подолати електричний транспортний засіб з фотоелектричною системою типа SunRoof при його експлуатації в м. Харків за рахунок сонячного випромінювання теоретично складає 620 км/рік. При чому у травні цей показник може досягати 105 км.

За даним підрозділом можна зробити наступний висновок: електричної енергії, що виробляється системою типу SunRoof в середньому за рік, вистачить в середньому лише на $620/365=1,7$ км шляху на день. Майже у влітку цей показник за один сонячний день, не перевищує 4 км.

Крім того, слід визначити, що на сьогоднішній час сонячна система SunRoof, яка встановлюється на Toyota Prius PHV, **не може заряджати тягові високовольтні акумуляторні батареї, як це зроблено у сонцемобілях. Сонячна система SunRoof, лише забезпечує електричною енергією систему вентиляції та кондиціонування повітря у салоні.** Це пов'язано з тим, що літій-іонні акумуляторні батареї практично не заряджаються від малих струмів. А саме такі невеликі струми можуть видавати фотоелектричні елементи невеликої потужності навіть у самий сонячний день.

Таким чином, визначена відносна доцільність використання сонячних систем для легкових автомобілів. Для їх реального впровадження у систему живлення гібридного транспортного засобу, або електромобіля потрібно піднімати ККД фотоелектричних перетворювачів та створювати ефективні системи заряду від них.

Література

1. Карта солнечной активности в Украине. <https://www.solar-battery.com.ua/karta-solnechnoy-aktivnosti-v-ukraine/> (дата звернення 20.09.2021).

Науменко Андрій Григорович, магістрант, Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба; інститут цивільної авіації

Ручка Олександр Омелянович, кандидат технічних наук, доцент, Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба, інститут цивільної авіації, alexandr.ruchka@gmail.com

АНАЛІЗ СПОСОБІВ УПРАВЛІННЯ АВТОМАТИЗОВАНИМ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ

Широке використання електроприводів в народному господарстві потребує постійного вдосконалення їх конструктивних та технічних можливостей, дослідження режимів роботи, розробки систем керування та управління для подальшого використання в усіх галузях науки і техніки.

Більшість електродвигунів працюють в нерегульованому режимі, і отже, з низькою ефективністю. Через недоліки проектування і експлуатації електроприводу коефіцієнт завантаження багатьох машин не перевищує 50%, що диктує необхідність зниження встановленої потужності двигунів.

Управління - це одне з головних питань які розглядаються при проектуванні та експлуатації електроприводів.

Основним завданням в наш час є часткова або повна автоматизація всіх систем управління, що дає змогу полегшити обслуговування та експлуатацію електроприводів майже у всіх галузях народного господарства.

Управління електроприводами зводиться до ;

1. здійснення пуску,
2. регулювання швидкості, яке може бути здійснено у функції часу, функції електро-рухомої сили та в функції струму,
3. гальмування або реверсування,
4. підтримування режиму роботи привода відповідно до вимог технологічного процесу.

Управління електроприводом може здійснюватися як за допомогою апаратів автоматичного керування, так і через апарати ручної дії.

Для автоматичного управління електроприводами використовуються релейно-контактні апарати в поєднанні з іншими засобами автоматизації: електромашинними та магнітними підсилювачами, електронно-іонними та напівпровідниковими приладами і логічними елементами.

Все ширше застосовуються безконтактні електричні апарати на керованих вентилях, що мають значно менший час спрацьовування та значно більший строк служби порівняно з контакторами та реле.

Розглянувши схеми автоматичного управління електроприводами та проаналізувавши їх недоліки та переваги (дивись табл.1), можемо зробити висновки що найбільш розповсюдженими в застосуванні є схеми управління у функції часу, оскільки вони використовуються для руху великої потужності та мають ряд суттєвих переваг перед іншими схемами автоматичного управління електроприводами з огляду надійності, простоти виконання та тривалості

роботи двигуна з неповною швидкістю.

Таблиця 1. Переваги та недоліки схем управління електроприводами

№	Назва способу управління	Переваги	Недоліки
1	Управління у функції часу	Простота і надійність схем Можливість застосування одноступінних реле Відсутність небезпеки тривалої роботи двигуна з неповною швидкістю	При збільшенні навантаження і при незмінних витримках часу реле та величині ступенів пускового реостату двигун не встигає збільшувати швидкість до її розрахункового значення. При цьому струм не знижується до мінімального значення
2	Управління у функції ЕРС		Різні напруги спрацьовування, з урахуванням яких потрібно обирати реле напруги. Крім того, не точне спрацьовування реле при холостому ході та нагрітому стані, а також через випадкові зміни напруги мережі.
3	Управління у функції струму	Перемикання відбуваються при заданих значеннях струму в колі якоря (ротора) Вони не залежать від напруги мережі та навантаження.	Якщо під час пуску двигуна навантажувальний момент на валу виявиться більшим за розрахунковий, то двигун може тривалий час працювати з невимкненим пусковим резистором, а значить зі зниженою швидкістю.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шестеренко В.Є. Системи електроспоживання та електропостачання промислових підприємств. Підручник. – Вінниця: Нова Книга, 2004. – 656 с.

2. ГОСТ 13109-97. Электрическая энергия. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. Введ. 01.01.2000. – К.: Изд-во стандартов, 1998; Госстандарт Украины, с доп. и попр., 1999. – 31 с.

3. ДСТУ 3465-96. Якість електричної енергії. Терміни та визначення. Чинний від 1998-01-01. – к.: Держстандарт України, 1996. – 35 с.

4. Жежеленко И.В. Высшие гармоники в системах электроснабжения промпредприятий. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 160 с.

Невара Олександр Сергійович, магістрант, Харківський університет
Повітряних сил імені Івана Кожедуба; інститут цивільної авіації
Рикун Володимир Георгійович, кандидат технічних наук, доцент, Харківський
університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба, інститут цивільної авіації,
rykunvova 1961@gmail.com

МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ ПРИ НЕСИМЕТРИЧНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ В СИСТЕМАХ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ШЛЯХОМ СИМЕТРИРУВАННЯ СТРУМІВ І НАПРУГ У ТРИФАЗНИХ МЕРЕЖАХ

Актуальність теми пов'язана з проблемою погіршенням якості електроенергії, яка негативно позначається на роботі як самої системи електропостачання, так і її споживачів. Це пов'язано насамперед з тим, що звичайне електротехнічне устаткування розраховане для роботи в умовах симетричної, синусоїдальної напруги з рівнем, який дорівнює або є близьким до номінального значення. Порушення цих умов приводить до зниження ефективності експлуатації електроустаткування й супроводжується збільшенням втрат потужності й електроенергії, скороченням терміну служби електроустаткування, зниженням якості й кількості виробляємої продукції, тощо.

Робота електричної мережі в несиметричних і несинусоїдальних режимах приводить до збільшення втрат у її елементах. Завдяки збільшенню активного опору струмам вищих гармонік дія останніх, аналогічно несиметрії напруг, викликає в асинхронних двигунах значні втрати активної потужності й збільшення температури нагрівання ізоляції, що приводить до зниження терміну служби електроустаткування.

Додаткові втрати активної потужності, обумовлені несиметрією живлячої напруги, мають місце як у статорі, так і у роторі синхронної машини.

Додаткові втрати активної потужності в силових трансформаторах викликані протіканням в них струмів зворотної послідовності і струмів вищих гармонік. Оскільки трансформатори – це статичні пристрої, то порядок чергування фаз не впливає на характер процесів, що протікають у них. Це дозволяє застосовувати для розрахунку втрат від протікання струмів зворотної послідовності ті ж методи, які використовуються в розрахунках симетричних режимів. Розрахунки, проведені за паспортним даними типових трансформаторів 6...220 кВ, показали, що втрати холостого ходу і короткого замикання зростають приблизно пропорційно номінальній потужності трансформатора.

У комплексі заходів, спрямованих на підвищення якості електричної енергії в роботі розглядалася проблема підвищення якості електроенергії шляхом симетрування струмів і напруг у трифазних мережах. Для рішення цієї проблеми отримані й теоретично обґрунтовані нові аналітичні вирази для визначення параметрів симетруючого пристрою при загальному випадку

несиметричного навантаження як для трьохпровідної, так і для чотирьохпровідної трифазної мережі.

В результаті рішення поставленого завдання отримані значення параметрів симетруючого пристрою при довільній вихідній несиметрії, тобто вирішене завдання синтезу параметрів симетруючих пристроїв і відпадає необхідність рішення завдання синтезу для кожної окремої частки випадку несиметрії з використанням ЕОМ (електронно-обчислювальних машин) і аналітичними методами.

Синтез параметрів симетруючого пристрою здійснюється виходячи з умов підтримки в припустимих межах несиметрії напруг і струмів при високому коефіцієнті потужності й мінімальній потужності елементів СП.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шестеренко ВХ. Системи електроспоживання та електропостачання промислових підприємств. Підручник. – Вінниця: Нова Книга, 2004. – 656 с.
2. Романюк Ю.Ф. Електричні системи та мережі: Навч. посіб. – К.: Знання, (Вища освіта ХХІ століття), 2007. – 292 с.
3. Правила улаштування електроустановок. – Х.: Видавництво «ІНДУСТРІЯ», 2008. – 424 с.
4. ГОСТ 13109-97. Электрическая энергия. Normы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. Введ. 01.01.2000. – К.: Изд-во стандартов, 1998; Госстандарт України, с доп. и попр., 1999. – 31 с.
5. ДСТУ 3465-96. Якість електричної енергії. Терміни та визначення. Чинний від 1998-01-01. – к.: Держстандарт України, 1996. – 35 с.
6. Жежеленко И.В. Высшие гармоники в системах электроснабжения промпредприятий. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 160 с.
7. Железко Ю.С. Компенсация реактивной мощности и повышение качества электроэнергии. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 224 с.

Негрій Владислав Станіславович, магістрант, Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба; інститут цивільної авіації
Тарасова Валентина Всеволодівна, кандидат технічних наук, доцент,
Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба, інститут цивільної авіації, val.vs.tarasova@gmail.com

ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ СИСТЕМ ЗОВНІШНЬОГО ОСВІТЛЕННЯ

Мережа зовнішнього освітлення це функціональне відгалуження від електросистеми живлення міста, що являє собою одну з особливостей існування сучасного суспільства. Плинність життя сучасного міста триває не

лише під час денної доби, а також у вечірній і нічний час, а деякі невід'ємні процеси міського життя досягають особливої активності саме ввечері при штучному освітленні. Насамперед це характерно для наших широт з коротким зимовим днем. Найбільш інтенсивний рух транспорту і пішоходів в години пік більшу частину року доводиться на ранок і вечір. У вечірній час працюють магазини, різноманітні пункти масового харчування і побутового обслуговування та інше. Тому дуже важливо забезпечити життя міста після заходу сонця якісним, надійним та постійним зовнішнім освітленням.

Потужні засоби сучасної світлотехніки та їх кваліфіковане архітектурно-художнє застосування дозволяють вирішити поставлені задачі. Сучасна світлова техніка своєю яскравістю, кольором і динамікою вносить абсолютно новий елемент в архітектуру вечірнього міста.

Існуючі проблеми зовнішнього освітлення міст мають різні обставини. Перша обставина – технічного порядку. Вона включає в себе низку проблем, а саме: недостатню освітленість, складності керування мережами, застаріле та неефективне обладнання. У зв'язку з застосуванням застарілих технологій та повільного впровадження нових, відсутності розробки проектів по реконструкції мереж освітлення маємо недопустиму ситуацію на вулицях міста з настанням темряви.

Друга обставина - економічного порядку. Щоб вночі створити близьку до денної освітленість фасадів, поверхні вулиць і площ, необхідні витрати електроенергії, які непосильні навіть в найбільш економічно розвинених країнах. У зв'язку з цим необхідно терміново розробити та розпочати реалізацію науково та економічно обґрунтованих стратегії і програми реконструкції та розвитку освітлювальних мереж країни та систем автоматичного керування ними. При цьому необхідно створити оптимальну структуру, яка забезпечить максимальний рівень якості та доцільності виконаних робіт. Впровадження новітніх технологій та автоматизованих систем керування збільшить не тільки якість роботи освітлення, а ще позитивно вплине на енергоефективність всієї енергосистеми в цілому, давши змогу перенаправити зекономлену електричну енергію на галузі, які її потребують більше.

ЛІТЕРАТУРА.

1. Кононов Б.Т., Коврига А.И. Системы управления электроснабжением и электроприводом, - Харьков: ХВВКИУРВ, 1988.
2. Самойленко Б.Ф. и др. Системы управления электроснабжением и электроприводом. Учебник. МО СССР, 1990.
3. Бажанов С.М., Бенин В.Л. Автоматическое регулирование в энергосистемах. – Киев: Техника, 1965.
4. Рогожкин Г.М., Кононов Б.Т. и др. Автоматизация систем электроснабжения. Учебник. МО СССР. 1985.
5. Доргунцев В.Г., Овчаренко Н.И. Элементы автоматических устройств, - М: Энергия, 1988.

Нечаус Андрій Олександрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, nechaus@ukr.net, 067-777-0224
Попов Ілля Андрійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, iliap5229@gmail.com, 098-491-3206

ДО ПИТАННЯ РОЗРОБКИ ДВОНАПРАВЛЕНИХ ЗАРЯДНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ В СИСТЕМАХ V2G ТА G2V

Одним з напрямів вирішення сучасних проблем екології у світовому масштабі став свідомий розвиток та впровадження у світову транспортну систему транспортних засобів, які використовують для руху електричну енергію, зокрема легкових електромобілів. Зважаючи на суттєве зростання попиту і, як наслідок, збільшення кількості електромобілів у світі, вдосконалення технологій виробництва, збільшення потужності та ємності, здешевлення акумуляторних батарей, на теперішній час кількість електричної енергії, яку здатні запасати електромобілі, становить значну величину. Оскільки на протязі добового циклу експлуатації електромобіль використовує не всю енергію, спожиту з електричної мережі при заряді акумуляторної батареї, враховуючи обмеженість ходу і, як наслідок, прагнення мати певний запас, у години простою електромобіля існує можливість повернення певної кількості енергії назад в електричну мережу. Якщо повернення відбувається в години пікового навантаження системи електропостачання, вартість електроенергії вища, ніж у години низького навантаження, коли більш вигідно проводити заряд. Такі міркування полягли в основу концепцій V2G (Vehicle to Grid) та G2V (Grid to Vehicle), які впроваджуються останніми роками у США, Великій Британії та Японії [1, 2].

Впровадження згаданих концепцій передбачає модернізацію інфраструктури, яка забезпечує функціонування електромобілів [3], зокрема збільшення кількості точок приєднання електромобілів до муніципальної мережі, а також заміну традиційних зарядних пристроїв, які здійснюють одностороннє перетворення енергії мережі в енергію заряду акумуляторів електромобілів, на зарядні пристрої, які мають змогу здійснювати двостороннє перетворення. Вітчизняними науковцями, зокрема у роботах [4, 5], запропоновано ряд технічних рішень щодо побудови двонаправлених зарядних перетворювачів електромобілів, але, на наш погляд, існують додаткові питання, які також потребують врахування та розв'язання.

Зокрема, важливими питанням, які слід враховувати при розробці систем керування двонаправлених зарядних перетворювачів, можна вважати процеси синхронізації перетворювача з мережею та розподілу навантажень між мережею та перетворювачем.

Процес синхронізації полягає у підлаштуванні параметрів джерел живлення до моменту їх вмикання на паралельну роботу. Враховуючи, що двонаправлений зарядний перетворювач в режимі перетворення енергії акумуляторної батареї в електричну енергію з параметрами промислової

мережі, по-суті, являє собою автономний трифазний інвертор, умови точної синхронізації традиційно формуються наступним чином (рис. 1, а):

- 1) порядок чергування фаз однаковий;
- 2) напруги інвертора та мережі за величиною однакові ($U_i = U_M$);
- 3) кутові частоти напруг інвертора та мережі однакові ($\omega_i = \omega_M$);
- 4) у момент вмикання фазовий зсув між напругами інвертора та мережі рівний нулю ($\theta = 0$).

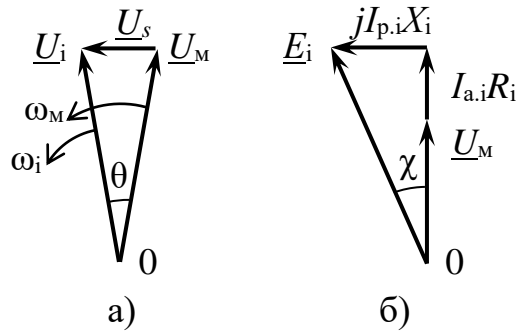


Рисунок 1 – Векторні діаграми процесів вмикання на паралельну роботу та паралельної роботи інвертора та мережі

На рис. 1, а подано векторну діаграму для однієї з одноіменних фаз інвертора та мережі. Порушення хоча б однієї з умов 2 – 4, які наведено вище, призводить до виникнення, так званої, напруги биття \underline{U}_s , яка визначається різницею комплексних напруг інвертора \underline{U}_i та мережі \underline{U}_M . Оскільки амплітудне значення напруги биття дорівнює сумі амплітудних значень напруг інвертора та мережі $U_{ms} = U_{mi} + U_{mM}$, величина цієї напруги може мати небезпечне значення, як для електричного обладнання електромобіля та зарядного пристрою, так і для користувача ними. В такому разі, в алгоритмі роботи системи керування двонаправленого зарядного пристрою слід передбачити відстеження параметрів напруги інвертора та мережі, та видачу відповідних керуючих імпульсів блоку транзисторів для корегування параметрів напруги \underline{U}_i , а також сигналу на вмикання комутуючого пристрою підключення інвертора до мережі з врахування його інерційності (кут θ).

Віддача енергії при паралельній роботі від інвертора в мережу можлива за відмінності електрорушійної сили інвертора від напруги мережі (рис. 1, б). На рис. 1, б показано \underline{E}_i – електрорушійну силу інвертора, яка компенсується спадами напруги на внутрішніх активному (R_i) та реактивному (X_i) опорах інвертора при протіканні струму інвертора \underline{I}_i , який можна подати у вигляді його активної ($I_{a,i}$) та реактивної ($I_{p,i}$) складових. Кут χ – кут випередження електрорушійної сили інвертора \underline{E}_i напруги мережі \underline{U}_i . Виходячи з викладеного, можна сказати про необхідність врахування у алгоритмі роботи системи керування двонаправленого зарядного пристрою можливостей зміни

електрорушійної сили інвертора за величиною, що забезпечить величину потужності інвертора при роботі на загальну мережу. Керування за кутом випередження χ забезпечить можливість зміни співвідношення активної та реактивної енергії, яка віддається в мережу, тобто двонаправлений зарядний пристрій може працювати у режимі компенсатора реактивної потужності.

Питання відносно регулювання та узгодження напруг у пристроях [4, 5] вирішені по різному, зокрема у [4] запропоновано використання імпульсного перетворювача напруги, а у [5] застосовано високочастотний проміжний трансформатор. На нашу думку більш доцільним є використання саме проміжного трансформатора, оскільки він здатен забезпечити більш широкий діапазон зміни напруги в обох напрямках, порівняно з імпульсним перетворювачем. В даному контексті актуальним є питання вибору способу регулювання напруги трансформатора: зміною кількості витків, перерозподілом магнітного потоку, зміною величини додаткової електрорушійної сили, зміною кута зсуву фаз між додатковою та основною електрорушійними силами обмотки трансформатора. Стосовно перетворювачів, які розглядаються, доцільним бачиться застосування трансформатора з транзисторним перемиканням кількості витків. Плавність регулювання напруги в такому випадку досягається за рахунок погіршення форми кривої вихідної напруги трансформатора, що вимагає врахування цього при визначенні режимів роботи ключової схеми інвертора.

Перелік означених питань можна вважати перспективними напрямками розробки та вдосконалення двонаправлених зарядних пристроїв електромобілів в системах V2G та G2V, що підлягають вирішенню як проектними та науково-дослідними підрозділами, так і в ході навчального проектування студентів в процесі навчання.

Література

1. White C. D., Zhang K. M. Using vehicle-to-grid technology for frequency regulation and peak-load reduction. J. Power Sources. 2011. № 196. P. 3972–3980. DOI:10.1016/j.jpowsour.2010.11.010. 4. Zhou Y., Li X. Vehicle to Grid Technology: A Review. 34th Chinese Control Conference. 2015. P. 9031–9036 DOI:10.1109/chicc.2015.7261068.

2. Weise N. D., Mohapatra K. K., Mohan N. Universal utility interface for plug-in hybrid electric vehicles with vehicle-to grid functionality. 2010 IEEE Power and Energy Society General Meeting. P. 1 – 8. DOI:10.1109/PES.2010.5589710.

3. Аргун, Щ. В., Гнатов, А. В., & Улянець, О. А. (2016). Екологічний та енергоефективний атомобільний транспорт та його інфраструктура. Вісник ЖДТУ. Серія "Технічні науки", 2(77), с. 18 – 27. [https://doi.org/10.26642/tn-2016-2\(77\)-18-27](https://doi.org/10.26642/tn-2016-2(77)-18-27).

4. Жаркін А.Ф., Новський В.О., Западинчук О.П., Мартинов В.В. Особливості побудови двонапрямлених зарядних перетворювачів для реалізації концепції двостороннього енергетичного обміну «vehicle – to – grid» у разі

підключення електромобільного транспорту до електричної мережі загального призначення. Технічна електродинаміка, № 5: с. 19 – 25, 2020. DOI: <https://doi.org/10.15407/techned2020.05.019>.

5. Вербицький Є. В., Гарницький А. В. Модульний зарядний пристрій акумулятора електромобіля з двостороннім передаванням енергії. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». 2020. № 4 (6). С. 22-27. DOI:10.20998/2413-4295.2020.04.03.

Пивоварова Юлія Володимирівна, магістрант, Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба; інститут цивільної авіації
Тарасова Валентина Всеволодівна, кандидат технічних наук, доцент,
Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба, інститут цивільної авіації, val.vs.tarasova@gmail.com

АНАЛІЗ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОПОРНОЇ ТЯГОВОЇ ПІДСТАНЦІЇ

Тягові підстанції (ТП) є одним з важливих пристроїв системи тягового електропостачання (СТЕ), тобто сукупності пристроїв, які використовуються для підведення електричної енергії до електрорухомого складу. Тягова підстанція виконує ключову задачу перетворення електроенергії з метою її подачі в контактну мережу для живлення електротранспорту наземного і підземного. Це окремий напрям техніки, головна функція якої полягає в зниженні значення напруги, а при необхідності і в випрямленні струму, якщо передбачається експлуатація установки, що працює на постійному струмі. Крім того, від тягової підстанції отримують живлення не тягові споживачі залізниці, а також деякі районні не залізничні споживачі.

Опорні тягові підстанції служать для розподілу електроенергії, що поступає від електричної системи; від їх шин 110-220 кВ відходять лінії електропередачі (не менше трьох).

Матеріально-технічна база тягової підстанції складається з устаткування розподільних пристроїв: ВРП-110; -35 кВ; ЗРУ-10 кВ, а також ЗРУ-3,3 кВ (на тягових підстанціях постійного струму або РУ-27,5 кВ змінного струму).

Електрична тяга відноситься до споживачів першої категорії. Тому основною вимогою до тягових підстанцій є забезпечення надійної роботи устаткування й безперебійного електропостачання електрорухомого складу. Із цієї вимоги виходять при проектуванні тягових підстанцій і ним керуються під час монтажу й експлуатації. Надійність роботи тягових підстанцій і безперебійність електропостачання тягових споживачів забезпечуються правильним вибором схеми живлення від електропостачальної системи, типу й потужності перетворювальних агрегатів, схеми й апаратури розподільчих пристроїв, системи резервування, системи захисту від можливих порушень нормального режиму, системи керування.

Серцем підстанції називають акумуляторну батарею. Тут встановлюються зазвичай 50-100 акумуляторів залежно від величини напруги оперативного струму. Звідси живяться кола управління релейного захисту і котушки управління вимикачів. Акумулятори працюють в режимі постійного підзаряду, тому головний щит підстанції має бути укомплектований зарядно-підзарядним пристроєм, який контролює роботу всієї акумуляторної, тобто як основних, так і додаткових груп елементів.

Акумуляторна батарея повинна забезпечувати роботу найбільш потужного приводу вимикача після півгодинного розряду струмом постійного та аварійного навантажень при відключеному зарядному пристрої, а також роботу пристроїв телемеханіки і зв'язку після двогодинного розряду батареї.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шестеренко В.Є. Системи електроспоживання та електропостачання промислових підприємств. Підручник. – Вінниця: Нова Книга, 2004. – 656 с.
2. Романюк Ю.Ф. Електричні системи та мережі: Навч. посіб. – К.: Знання, (Вища освіта ХХІ століття), 2007. – 292 с.
3. Правила улаштування електроустановок. – Х.: Видавництво «ІНДУСТРІЯ», 2008. – 424 с.

Пода Вадим Борисович, к.т.н., доцент Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського “Харківський авіаційний інститут”,
vadimpoda49@gmail.com, 0951829063

ГІБРИДНА СИЛОВА УСТАНОВКА НА СКРАПЛЕНОМУ ПОВІТРІ ДЛЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

З початку ХХІ століття багатьма автомобільними компаніями розгорнуті дослідження і дослідно-конструкторські роботи щодо використання на автомобільному транспорті екологічно чистих пневматичних двигунів (ПД), які працюють на стиснутому повітрі. Найбільших успіхів у практичному вживанні пневмодвигунів для автомобільного транспорту досягла компанія MDI (пневмомобілі Airpod, концепти пневмомобілів Oneflowair, Miniflowair). З використанням напрацювань MDI автоконцерн Tata Motors розробив повноцінний чотириколісний тримісний автомобіль MiniCAT з пневматичною силовою установкою.

Однак надзвичайно низька щільність енергії на одиницю об'єму стиснутого повітря змусила автовиробників звернути більшу увагу на гібридні силові установки «ДВЗ-пневмодвигун», які дозволяють значно підвищити пробіг автомобіля на одній заправці енергоносіями і при цьому досить суттєво знизити шкідливі викиди силової установки. Крім зазначеної компанії MDI розробками таких гібридних силових установок, переважно для легкових автомобілів, займаються французький концерн PSA (гібридний автомобіль

Hybrid Air) [1], американська фірма Scuderi, науковці Каліфорнійського університету за участю фахівців компанії Ford та інші.

Як показує огляд існуючих робіт в цьому напрямі, майже всі такі пневматичні установки для автомобільного транспорту використовують як енергоносії виключно стиснуте, як правило, до 30 МПа повітря. Використання ж скрапленого повітря або азоту, щільність енергії якого майже в 2,4 рази перевищує щільність енергії стиснутого до 30 МПа повітря, дозволяє практично в стільки ж разів збільшити пробіг пневмоавтомобіля при рівних заправних об'ємах енергоносіїв. Однак в напрямі використання скрапленого повітря для пневмосилових установок автотранспортних засобів кількість робіт в світі обмежена тільки дослідницькими роботами в США (університет штату Північний Техас та Вашингтонського університету) і в Україні (ХНАДУ та ФТІНТ НАН України), які проводилися з 2005 р. по 2008 р. [2].

У зв'язку із вищевикладеним, метою дійсної роботи були пошукові дослідження можливостей створення гібридної силової установки «ДВЗ-пневмодвигун» для легкового автомобіля, яка використовує скраплене повітря або скраплений азот, на основі розробки принципової схеми установки і визначення основних параметрів і показників її роботи.

Аналіз циклів пневматичних двигунів показує, що для забезпечення надійної їх роботи і підвищення економічності за питомими витратами робочого повітря температуру його на вході в робочий об'єм двигуна потрібно мати значно більшою за температуру повітря навколишнього середовища (на рівні 400...500 К). Це потребує додаткового джерела теплової енергії, яким в гібридних силових установках «ДВЗ-пневмодвигун» повинен бути двигун внутрішнього згорання, а точніше втратне його тепло. Особливо це стосується установок, що використовують скраплене повітря, і накладає вимоги до установки щодо обов'язкової паралельної роботи обох силових агрегатів на всіх її режимах.

З усіх можливих кінематичних схем установки найбільш доцільною вважається схема з розташуванням обох силових агрегатів в одному передньому моторному відсіку і передача потужності від них на різні ведучі осі, а саме, ДВЗ – через КПП і головну передачу на передню вісь, а ПД – напряму на задню вісь. По-перше, це дозволяє максимально підвищити ефективність використання втратного тепла ДВЗ на підігрів робочого повітря ПД, в тому числі тепла працюючого ДВЗ, що випромінюється ним у моторний відсік, і додатково забезпечує підвищення температури робочого повітря ПД і підігрів циліндрів і масляного піддона ПД. По-друге, дозволяє найбільш ефективно і економічно використовувати можливості кожного з силових агрегатів по передачі крутного моменту на ведучі вісі і забезпечити незалежність їх роботи.

Комбінована пневмоелектрогідравлічна схема гібридної установки з найбільш доцільним і економічним поршневим ПД представлена на рисунку 1.

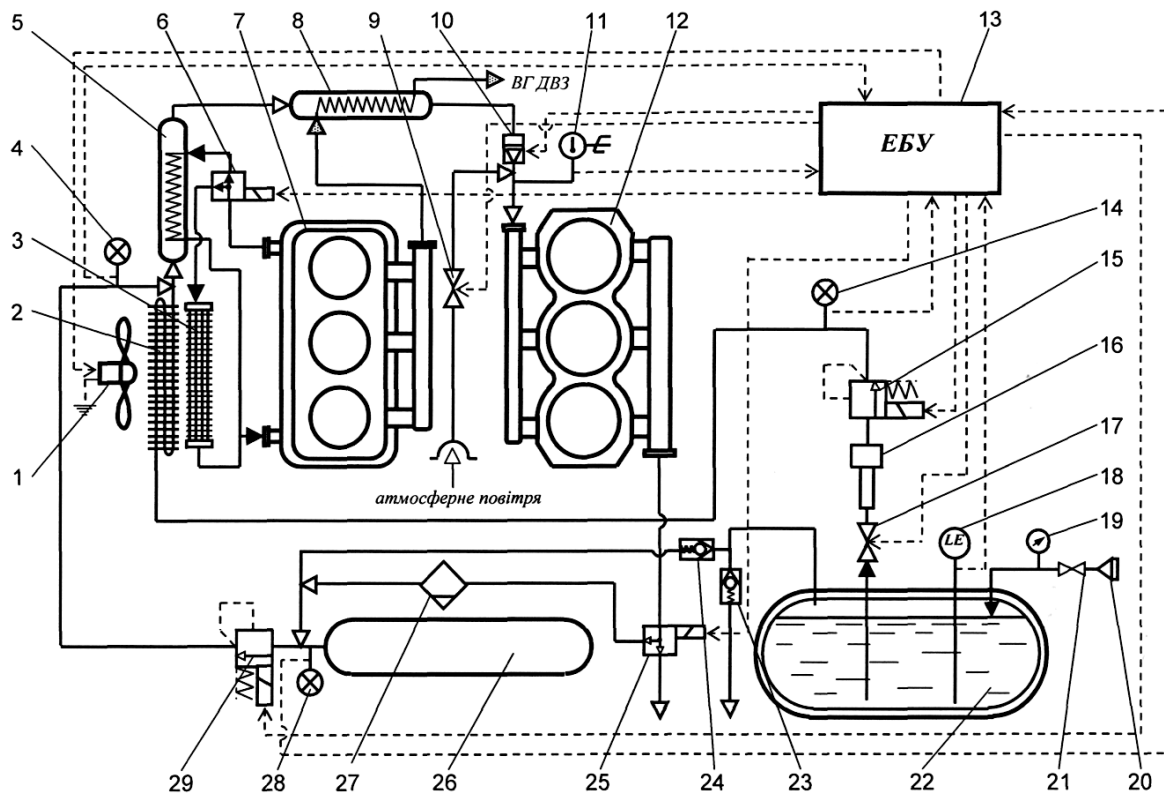


Рисунок 1 – Комбінована схема гібридної установки «ДВЗ-пневмодвигун»: 1 – вентилятор; 2 – радіатор «повітря-повітря»; 3 – радіатор ОР ДВЗ; 4, 14, 28 – датчик тиску; 5 – теплообмінник «ОР-повітря»; 6, 25 – двопозиційний клапан; 7 – ДВЗ; 8 – теплообмінник «ВГ-повітря»; 9, 17 – клапан пусковий; 10 – регулятор витрати повітря; 11 – датчик температури; 12 – пневмодвигун; 13 – електронний блок управління; 15, 29 – редукційний електромагнітний клапан; 16 – випарник; 18 – рівнемір; 19 –

Підігрів робочого повітря ПД до робочої температури в такій установці відбувається в три етапи: повітрям навколишнього середовища в радіаторі 2, охолоджувальною рідиною (ОР) ДВЗ в теплообміннику 5 і відпрацьованими газами (ВГ) ДВЗ в теплообміннику 8. Оптимальні режими роботи ДВЗ і ПД за витратами енергоносіїв і токсичністю викидів установки забезпечуються електронним блоком управління (ЕБУ) 13.

Установка додатково обладнана балоном стисненого повітря 26 для можливості рекуперації енергії гальмування автомобіля в енергію стисненого повітря навколишнього середовища з метою підвищення пробігу автомобіля з працюючим ПД. В режимі рекуперації під час гальмування автомобіля або руху його накатом ЕБУ відключає подачу палива до ДВЗ і подачу робочого повітря з криогенного бака 22 до ПД, відкриває пусковий клапан 9 для впуску атмосферного повітря до циліндрів ПД і за допомогою двопозиційного клапана 25 поєднує циліндри ПД з балоном 25. При включеному зчепленні ПД останній починає працювати в режимі компресора, внаслідок чого стиснуте атмосферне

повітря подається до балона 26. Для можливості роботи пневмодвигуна в режимі компресора електронним блоком 13 змінюються його фази газорозподілу, для чого впускний і випускний газорозподільні вали ПД повинні мати механізм зміни фаз газорозподілу.

Проведені розрахунки параметрів і показників робочого процесу ПД і роботи такої гібридної установки в цілому щодо використання її на легковому автомобілі класу А, який рухається зі швидкістю 60 км/год. по горизонтальній дорозі з асфальтовим покриттям, показали, що оптимальним за витратами робочого повітря є розподіл потужностей ДВЗ і ПД 60/40 з потужністю останнього 8,63 кВт і сумарною витратою повітря 309,3 кг/год. [3] В залежності від розташування і об'єму баків скрапленого повітря легковий автомобіль класу А здатен проїхати в такому режимі (без рекуперації енергії гальмування) від 29 до 44 км і знизити витрати палива, в порівнянні з рухом автомобіля тільки на бензиновому двигуні, до 5,2 л (без застосування сучасних електронних систем паливоподачі і газорозподілу) або на 37,8 % на 100 км, а також, зменшити сумарні шкідливі викиди ДВЗ у вигляді CO, CO₂ і NO_x на 9,2 кг або на 35,8 %.

Література

1. [Michael Graham Richard](https://www.treehugger.com/cars/pneumatic-hybrids-inexpensive-gasoline-compressed-air-system-could-reduce-fuel-consumption-by-32.html) Pneumatic Hybrid Engine Simply save gasoline Available at: <https://www.treehugger.com/cars/pneumatic-hybrids-inexpensive-gasoline-compressed-air-system-could-reduce-fuel-consumption-by-32.html>. (accessed 11.02.2009).
2. Бондаренко С. И., Кудрявцев И. Н., Левин А. Я., Левченко Н. М., Муринец-Маркевич Б. Н., Пятак А. И. Разработка криогенной силовой установки для экологически чистого автомобиля. *Вопросы атомной науки и техники. Серия: Вакуум, чистые материалы, сверхпроводники*. 2004. № 14. С. 152-157.
3. Нечипорук М. В., Воробйов Ю. А., Пода В. Б. Визначення показників пневмодвигуна для гібридної силової установки міського легкового автомобіля. *Вісник ХНАДУ*. 2019. Вип. 85. С. 83-92.

Русан Ігор Володимирович, к.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури, rusan.iv@knuba.edu.ua, тел. (050)550-00-72
Коротков Євгеній Микитович, аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури, korotkovgenij@gmail.com, тел. (096) 528-65-59

ВПЛИВ НА ҐРУНТ ТА АТМОСФЕРНЕ ПОВІТРЯ НЕГАТИВНИХ ВІДХОДІВ ТА РЕЧОВИН ПРИ ПРОВЕДЕННІ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

Сьогодні в Україні досить гостро стоять проблеми забруднення довкілля від транспортної інфраструктури. Це вплив автомобільного, залізничного, авіаційного та водного транспорту, а також антропогенний вплив на

навколишнє середовище під час проектування, будівництва та експлуатації транспортних об'єктів.

Серед усіх транспортних засобів автотранспорт залишається основним джерелом забруднення атмосферного повітря та порушення екологічної рівноваги. Для транспортних засобів використовують пальне з різних видів нафтопродуктів і мастил, легкі фракції яких у складі відпрацьованих газів, дизельних та бензинових двигунів внутрішнього згорання забруднюють практично всі об'єкти довкілля.

При проведенні земляних робіт спостерігається забруднення ґрунту паливно-мастильними матеріалами на шляхах транспортування, завантаження та вивантаження ґрунту, в місцях стоянок землерийнотранспортних та інших дорожньо-будівельних машин. З метою охорони ґрунтів при проведенні будівельних робіт передбачено ряд природоохоронних заходів: забезпечення профілактичного ремонту машин та механізмів, що має попередити забруднення ґрунтового шару паливно-мастильними матеріалами; застосування будівельних машин та механізмів, які мають мінімально можливий питомий тиск ходової частини на підстилаючі ґрунти.

Інтенсивне зростання в Україні транспорту в міській та сільській місцевості призвело до накопичення небезпечних відходів, таких як відпрацьовані машинні масляні фільтри. Такі відходи необхідно обов'язково збирати та утилізувати. Не менш важливою причиною для раціонального поводження з відпрацьованими фільтрами є те, що вони містять ресурсоцінні компоненти, які варто використовувати як вторинну сировину. Адже для підвищення економіко-екологічної ефективності господарської діяльності в Україні необхідне впровадження технологій, які б дозволяли повторно використовувати відходи як сировину для виготовлення нової продукції. Необхідне впровадження вітчизняних технологій переробки, порівнюючи із вже існуючим світовим досвідом, які б дозволили максимально використати складові масляних фільтрів без шкоди навколишньому середовищу. Переробка та повторне використання компонентів відпрацьованих фільтрів дасть можливість зменшити використання природних ресурсів, знизити негативний вплив на довкілля, а також отримати економічні вигоди від впровадження процесу утилізації на виробництві. Вирішення цих питань є актуальними у нашій країні, оскільки на даний момент значна кількість відпрацьованих машинних масляних фільтрів неконтрольовано викидаються в ґрунт та воду, створюючи екологічну небезпеку. [1]

Незважаючи на наявність фільтрів у системі змащення двигунів, якість масла у процесі роботи погіршується і його періодично доводиться замінювати свіжим. Це пов'язано з тим, що фільтри видаляють з масла тверді домішки і важкі смолисто-асфальтові з'єднання. Але крім них у маслах відбувається поступове накопичення органічних кислот, сірчистих сполук, особливо при роботі двигунів на сірчистих паливах. Відпрацьоване машинне масло, потрапляючи в навколишнє середовище, забруднює ґрунт, гірські породи, зони аерації, підземні і поверхневі води. Найскладніше відновлюється забруднений

грунт, оскільки він здатен акумулювати і закріплювати шкідливі й токсичні речовини. [1]

Нафтопродукти також є одними з найбільш розповсюджених та небезпечних техногенних забруднювачів. Забруднення ґрунтів нафтопродуктами в результаті діяльності машин, особливо будівельних, суттєво відрізняється від аварійних розливів нафти при видобутку та транспортуванні, бо при цьому у нижні горизонти нафтопродукти проникають поступово, по мірі зростання концентрації речовин на поверхні. При нафтовому забрудненні взаємодіють три екологічних чинники: 1) складність, унікальна полікомпонентність складу нафти, яка знаходиться в стані постійної зміни; 2) складність складу і структури будь-якої екосистеми, яка знаходиться в процесі постійного розвитку і зміни; 3) різновид та зміна зовнішніх чинників, під впливом яких знаходиться екосистема: температура, тиск, вологість, стан атмосфери тощо.

Рівні акустичного забруднення у місті можуть справляти негативний вплив на здоров'я і самопочуття населення, у тому числі збільшувати кількість серцево-судинних захворювань. Акустична оцінка, проведена санепідслужбою та фахівцями Інституту гігієни і медичної екології Академії медичних наук України, засвідчила, що в зоні впливу загальноміських магістральних вулиць еквівалентні рівні шуму лише на відстані 50 м від проїжджої частини вулиці відповідають гігієнічним нормативам, районних – 30 м, вулицях міського значення – 25 м.

У зв'язку з окресленими питаннями зусилля органів державної влади і природоохоронних служб мають бути спрямовані на попередження та зменшення шкідливого впливу транспорту на довкілля і здоров'я населення, шляхом упровадження організаційних заходів щодо створення швидкісних автомагістралей без припинення транспортного руху, об'їзних автошляхів, використання неетильованого бензину і скрапленого природного газу та інших заходів. [2]

Одна з проблем озеленення невеликих міст, незважаючи на повне дотримання принципів озеленення – знищення зелених насаджень автомобільним транспортом, насамперед, поблизу торгових зон міст. Складною є ситуація і навколо будівництва великих магістральних шляхів. Під час активного будівництва вирубується велика кількість дерев.

Внаслідок тривалого будівництва та інтенсивного антропогенного впливу екосистеми біля проєктованої дороги втрачають енергетичні зв'язки між живими компонентами у середині системи. Зокрема, стає неможливим функціонування екологічних коридорів на територіях порушених під час будівництва. Усе це може мати непоправні наслідки для природи. Адже економія коштів, нехтування екологічною безпекою рано чи пізно обернуться величезними втратами. [2]

Концепція відновлення забруднених земель виходить з положення, що в різних ґрунтово-кліматичних і ландшафтно-геохімічних умовах процеси трансформації забруднювальних речовин в одних і тих же пропорціях

відбуваються з різною швидкістю і зупиняються на різних стадіях. Звичайні рекультиваційні заходи (обробка ґрунту сольвентами, випалювання нафти, знімання забрудненого ґрунту) не завжди сприяють відновленню ґрунтів та рослинності і часто самі завдають шкоди природі. Їх основні недоліки: обробка ґрунту сольвентами призводить до часткового або повного знищення в ґрунті колоній мікроорганізмів, що призводить до збіднення ґрунтового складу і знищення родючих властивостей ґрунту; при випалюванні нафти терміни природного відновлення нафтозабруднених ґрунтів значно збільшується, відбувається утворення поліциклічних ароматичних вуглеводнів, що володіють канцерогенними властивостями, отже, збільшується токсичність ґрунтів, гальмується відновлення всіх блоків екосистеми. В результаті маємо повністю стерильний ґрунт, що не придатний для життя ґрунтової флори і фауни і який залишається таким ще на протязі багатьох років; знімання забрудненого ґрунту призводить до утворення нових ділянок забруднення. При виконанні цих робіт необхідно евакуювати велику кількість забрудненого ґрунту, що призводить до зайнятості великого числа людей і техніки. Таким чином механічні і фізичні засоби рекультивації не можуть забезпечити повного і безпечного вилучення нафти і нафтопродуктів з ґрунту. [3]

Вирішення екологічних проблем тільки в одній галузі господарства – в транспортному секторі країни, дасть можливість не тільки значно знизити модуль техногенного навантаження на довкілля, сприяти збереженню унікальних природних та історико-культурних ландшафтів, а й суттєво зменшити рівень захворюваності населення.

Література

1. Запорожець О. І., Бойченко С. В., Матвеева О. Л., Шаманський С. Й., Дмитруха Т. І. Транспортна екологія. Навчальний посібник. – К.: «Центр учбової літератури», 2017. – 508 с.
2. Кабанов О. М. Екологія автомобільного транспорту. Конспект лекцій. – Харків: Видавництво ХНАДУ, 2011. – 142 с.
3. Мірошніченко М. М. Стійкість ґрунту проти забруднення нафтою: параметри оцінки і механізми формування. Агрохімія і ґрунтознавство. – 2001. – Вип.61. – С. 176–185.

Серіков Георгій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, georgy301212@gmail.com
Серікова Ірина Олексіївна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sirina301212@gmail.com
Медведський Кирило Ігорович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЗЛАМОСТІЙКОСТІ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ СИСТЕМ РАДІОЧАСТОТНОЇ ІДЕНТИФІКАЦІЇ КОРИСТУВАЧІВ

Мета роботи – аналіз технологій радіочастотної ідентифікації користувачів екологічно чистих транспортних засобів за допомогою систем з елементами штучного інтелекту.

Об'єкт дослідження – інтелектуальні системи протидії зламу. Предмет дослідження – радіочастотна ідентифікація користувачів електромобілів.

Широке розповсюдження систем радіочастотної ідентифікації та доступність технологій радіомітки RFID дозволило автовиробникам їхнє застосування на електромобілях в якості систем безключового доступу. RFID (Radio Frequency Identification) - це спосіб забезпечення зберігання й передачі інформації зі зручного носія-мітки в потрібне місце, за допомогою спеціальних пристроїв [1]. Прийнята RFID - міткою від антени електромагнітна хвиля активізує її, і стають можливими як запис даних на мітку, так і зчитування даних з мітки. Антена служить у такий спосіб багатofункціональним каналом зв'язки між прийомопередавачем і міткою, таким чином повністю забезпечуються процеси передачі й одержання даних (рисунок 1).

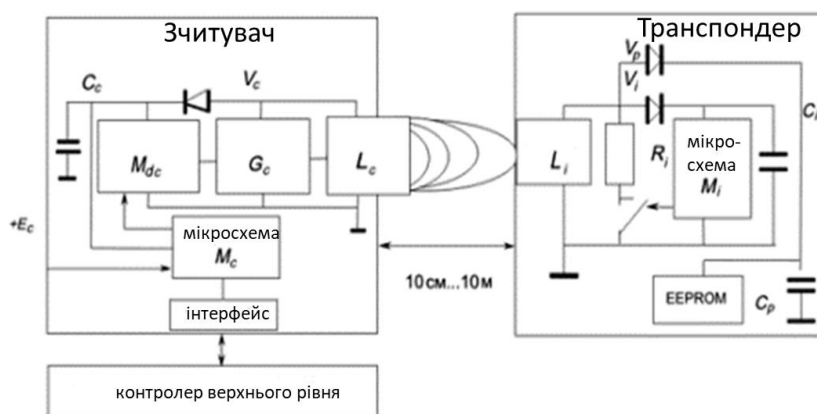


Рисунок 1 – Технологія RFID

Інтелектуальні системи радіочастотної ідентифікації користувачів безумовно підвищують конкурентні переваги електромобілів. Однак, застосування систем безключового доступу дає також можливість зловмисникам додаткові шляхи викрадання електромобілів [2].

У роботі проведений аналіз технологій радіочастотної ідентифікації користувачів електромобілів та з'ясовані причини, що найчастіше призводять

до угону. Наряду з безумовними перевагами система безключового доступу з радіочастотною ідентифікацією має значну проблему протидії зламу за допомогою систем ретрансляції, за допомогою якої зловмисники мають можливість отримання коду доступу до електромобіля методом організації ретрансляційного мосту (рисунок 2).



Рисунок 2 – Злам за допомогою систем ретрансляції

На рисунку 3 наведені засоби протидії зламу систем радіочастотної ідентифікації. Однак, наведені методи не дають високої ефективності захисту електромобілів та надійності експлуатації.



Рисунок 3 – Засоби протидії зламу систем радіочастотної ідентифікації

Для досягнення поставленої мети ефективного захисту електромобіля, уникнення зламу та викрадання, пропонується застосовувати інтелектуальну систему розпізнавання користувачів. Вона враховує додаткові характерні ознаки поведінки, параметри передавання сигналу та час відклику на сигнал запиту.

Використання алгоритмів визначення поведінки користувача дозволяє значно поліпшити ступінь його розпізнання. Для цього доцільно застосовувати нейронну мережу (НМ) зі зворотним поширенням помилки (back propagation). Серед різних структур НМ – повнозв'язані є найбільш відомі. В випадку одношарової структури процес підлаштування синаптичних зв'язків іде в напрямку, що мінімізує помилку на виході мережі. У багатошарових мережах оптимальні вихідні значення нейронів усіх прошарків, крім останнього, як

правило, не відомі, і двох або багат шаровий перцептрон уже неможливо навчити, керуючись лише величинами помилок на виходах НМ.

Для розв'язку цієї проблеми можливо використання НМ зі зворотним поширенням помилки, що передбачає поширення сигналів помилки від виходів до входів, у напрямку, зворотному прямому поширенню сигналів у звичайному режимі роботи (рисунок 4) [3].

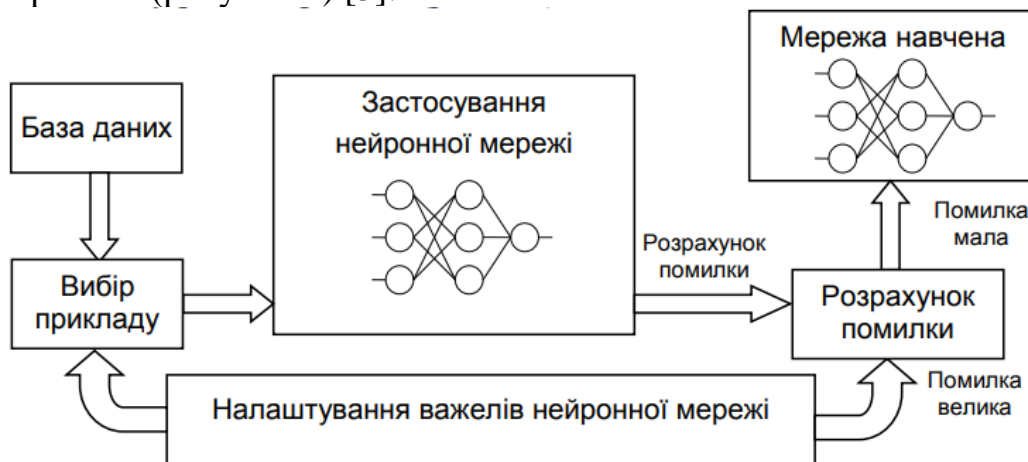


Рисунок 4 - Схема процесу навчання нейронної мережі зі зворотним поширенням помилки

Висновки

У зв'язку з необхідністю запобігання проникнення в електромобіль злочинців, необхідно застосовувати ряд заходів, що дозволять замінити стандартні процедури ідентифікації на особливі шляхом перепрограмування алгоритмів та застосування інших алгоритмів з підвищеним ступенем захисту.

Безконтактний доступ користувачів електромобілів суттєво поліпшує якість використання екологічних транспортних засобів.

Найбільш оптимальним варіантом радіочастотної ідентифікації є використання в якості мітки-ідентифікатора радіомодулів стільникового телефона. Використання радіоканалів з високим ступенем захисту та кріптоключем дозволяє суттєво підвищити ефективність використання безключового доступу. В якості радіочастотної технології можливо використання Bluetooth або Wi-Fi.

У роботі розроблена система радіочастотної ідентифікації з елементами штучного інтелекту, що складається з сенсорного датчика, робота якого заснована на вимірюванні зміни ємності від наявності дотику, модулю сканування Bluetooth пристроїв та блоку обробки інформації.

Проведене фізичне модулювання прототипу запропонованого пристрою, виконані необхідні розрахунки.

Література

1. <https://www.1cbit.ru/blog/rfid-tekhnologiya-chto-eto-takoe/>
2. <https://www.avtovzglyad.ru/cata/>

3. Методи та системи штучного інтелекту: Навчальний посібник для студентів напряму підготовки 6.050101 «Комп'ютерні науки» / Уклад. : А.С. Савченко, О. О. Синельніков. – К. : НАУ, 2017. – 190 с.

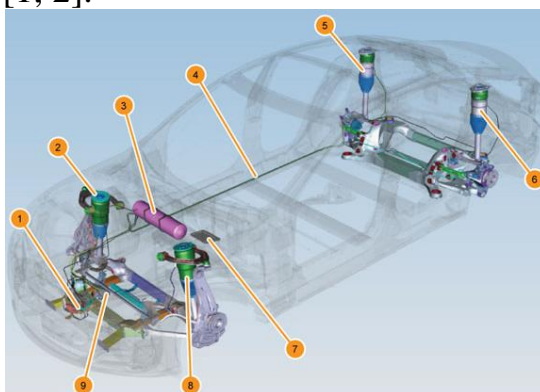
Смирнов Олег Петрович, д.т.н, професор, професор кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, smirnov1oleg@gmail.com

Борисенко Анна Олегівна, к.т.н., доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, anutochka2111@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ АКТИВНОЇ ПНЕВМАТИЧНОЇ ПІДВІСКИ TESLA MODEL S

Активна пневматична підвіска поєднує автоматизовані переваги з функціями, які включаються на вимогу водія. Як тільки Model S прискорюється, пневмопідвіска опускає автомобіль для оптимізації аеродинаміки і збільшення дальності поїздки. Щоб підняти або приспустити автомобіль для проїзду по високому снігу або заїзду на ґрунтову дорогу використовується сенсорний екран. Tesla «запам'ятовує» по геолокації, де піднімається або опускається підвіска і кожен наступний раз сама повторює цю дію.

Розташування компонентів активної пневматичної підвіски Tesla Model S наведено на рисунку 1 [1, 2].



1 – повітряний компресор; 2 – RH модуль передньої підвіски; 3 – резервуар;
4 – труби подачі повітря; 5 – RH модуль задньої підвіски; 6 - LH модуль задньої підвіски;
7 – електронний блок управління пневматичною підвіскою (ECU); 8 – модуль передньої підвіски LH; 9 – блок електромагнітних клапанів.

Рисунок 1 – Розташування компонентів активної пневматичної підвіски

Система підвіски працює від тиску повітря. Повітря пропускається через повітряний фільтр для видалення будь-яких забруднень, а потім всмоктується в систему компресором. Стиснене повітря подається в резервуар, який направляє повітря до модулів передньої і задньої підвіски через блок електромагнітних клапанів і труби подачі повітря, як визначено електронним блоком керування

ECU. Блок управління ECU контролює висоту осі автомобіля за допомогою чотирьох датчиків висоти. Блок ECU регулює висоту автомобіля в залежності від швидкості руху, температури навколишнього повітря, необхідної настройки рівня висоти і ряду інших попередніх умов. Цей процес підтримує підвіску транспортного засобу на оптимальній висоті для всіх умов. Блок ECU також контролює тиск в системі і включає або вимикає компресор для підтримки оптимального тиску.

Блок управління ECU розташований нижче панелі приладів, перед центральною консоллю. Блок управління ECU контролює висоту автомобіля, керуючи тиском повітря всередині системи підвіски. Він обчислює висоту кожної осі окремо шляхом усереднення сигналів висоти, які вона отримує від датчиків висоти, розташованих з кожної сторони передньої та задньої осей. Для запобігання заслінюванню фар фари зустрічного руху під час зміни висоти ECU тримає задню вісь вище передньої осі.

Використовуючи сенсорний екран, водій може вибрати між чотирма рівнями висоти: дуже високий; високий; стандартний; низький (рисунок 2).

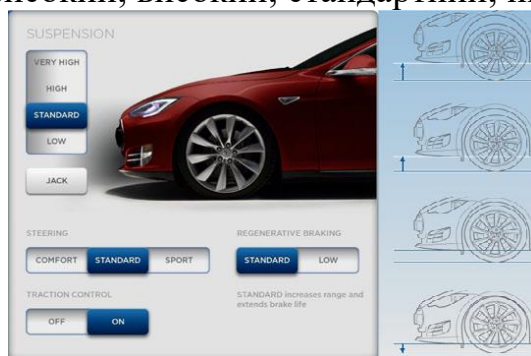


Рисунок 2 – Встановлення рівні висоти підвіски на сенсорному екрані

Рівень висоти підвіски «дуже високий» можна вибрати зі швидкістю нижче 10 км/год, при цьому підвіска встановлюється на 33 мм вище стандартної. Використовується для отримання додаткового зазору в незвичних ситуаціях. Якщо швидкість транспортного засобу перевищує 16 км/год, автомобіль автоматично опускається до рівня «високий».

Рівень висоти підвіски «високий» можна вибрати зі швидкістю нижче 32 км/год. Встановлює підвіску на 23 мм вище стандартної. Використовується для отримання додаткового зазору на парковках, стоянках. Якщо швидкість транспортного засобу перевищує 30 км/год, автомобіль автоматично знижується до стандартного.

Рівень висоти підвіски «стандартний» забезпечує оптимальний комфорт та керованість у будь-яких умовах навантаження (додаткові пасажирів, важкий багаж тощо). Це також гарантує, що транспортний засіб має належну висоту їзди при будь-яких умовах навантаження (задня частина автомобіля не опускається вниз при сильному навантаженні).

Рівень висоти підвіски «низький» автоматично знижує автомобіль на 20 мм для покращення аеродинаміки. Спускання починається, коли швидкість

транспортного засобу становить більш 90 км/год протягом 30 с. Коли швидкість зростає понад 115 км/год, автомобіль одразу переходить на низький рівень.

Література

2. Tesla Model S. <https://www.tesla.com/models> (дата звернення 20.09.2021)
3. Tesla 60 kWh Model S Deliveries Delayed To January-February, Entry Level Until March-April. URL: <https://insideevs.com/news/316982/tesla-60-kwh-model-s-deliveries-delayed-to-january-february-entry-level-until-march-april/> (дата звернення 20.09.2021)

Сотник Кирило Едуардович, магістрант, Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба; інститут цивільної авіації

Ручка Олександр Омелянович, кандидат технічних наук, доцент, Харківський університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба, інститут цивільної авіації, alexandr.ruchka@gmail.com

РЕГУЛЮВАННЯ НАПРУГИ В ЕЛЕКТРИЧНИХ МЕРЕЖАХ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ БЕЗКОНТАКТНОГО ПРИСТРОЮ СИЛОВОГО ТРАНСФОРМАТОРА

Енергетична промисловість на цей час є важливою галуззю, від сучасного розвитку якої залежить планомірний розвиток усього народного господарства будь-якої країни, оскільки робота усіх галузей народного господарства нерозривно пов'язана з використанням електричної енергії. При цьому необхідно виробляти, знати, вимірювати, не тільки кількісні показники, але і якісні, у першу чергу, - величину напруги, можливості її відхилення та коливання..

Регулювання напруги у мережі для сучасної енергетики є одним з факторів, який може забезпечувати якість електричної енергії, яку використовують споживачі.

Яким би засобом і в якому б елементі системи електропостачання не здійснювалось регулювання напруги, своєю метою воно має забезпечити необхідний для споживача електричної енергії рівень напруги живлення. Одним з елементів, за допомогою якого здійснюється регулювання напруги, є регулювальні пристрої в силових трансформаторах.

В роботі було визначено фактори, що впливають на необхідність регулювання напруги в електричних мережах, показано доцільність використання тиристорів для покращення показників якості електричної енергії. Крім того проведено класифікацію засобів регулювання вихідної напруги трансформатора та способів реалізації означених засобів.

Запропоновано для регулювання напруги силових трансформаторів використовувати безконтактні пристрої, а також проведена розробка безконтактного пристрою регулювання напруги силового трансформатора. Необхідно відмітити, що завдяки тиристорній комутації відгалужень

зменшується ваго-габаритні показники, що, в свою чергу, веде до зменшення вартості як самого силового трансформатора, так і системи керування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кононов Б.Т., Коврига А.И. Системы управления электроснабжением и электроприводом, - Харьков: ХВВКИУРВ, 1988.
2. Самойленко Б.Ф. и др. Системы управления электроснабжением и электроприводом. Учебник. МО СССР, 1990.
3. Рогожкин Г.М., Кононов Б.Т. и др. Автоматизация систем электроснабжения. Учебник. МО СССР. 1985.

Хавжу Данило Миколайович, студент групи АЕ 61-20, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, danilluba24@gmail.com,
Денисов Данило Павлович, студент групи АЕ 61-20, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ddp27071999@gmail.com,
Фомкін Євгеній Володимирович, студент групи АЕ 61-20, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sidjev@gmail.com,
Кметь Микола Сергійович, студент групи АЕ 61-20, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kmet.kolya2312@gmail.com

РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРИЧНОГО ДВИГУНА ДЛЯ ГІБРИДНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

Мета дослідження – підвищення екологічної безпеки транспортних засобів та зниження витрат енергоносіїв на їх рух за рахунок визначення та обґрунтування потужності електричного двигуна для гібридної силової установки, що встановлюється, наприклад, на ЗАЗ Ланос Пікап.

Проведемо розрахунок мінімально необхідної потужності електричного двигуна для руху та частоти обертання електричного двигуна. Для цього скористаємося формулою

$$V_{\max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n \cdot 3,6}{u_{\text{кп}} \cdot u_{\text{гп}}}, \quad (1)$$

де V_{\max} – максимальна швидкість автомобіля у режимі «тільки електрика», прийmemo 60 км/год;

3,6 - коефіцієнт переводу швидкості з м/с у км/год;

r - радіус ведучого колеса, для R14 прийmemo 0,27 м;

n - частота обертання валу двигуна, Гц;

$u_{\text{кп}}$ - передавальне число коробки передач електродвигуна, прийmemo, 1;

$u_{\text{гп}}$ - передавальне число головної передачі ЗАЗ Ланос 4,133.

З формули (1) знайдемо потрібну нам формулу обчислення частоти обертання валу тягового електричного двигуна, об/хв.

$$n = \frac{V_{\max} \cdot u_{\text{кп}} \cdot u_{\text{zn}} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot 3,6}, \quad (2)$$

Оскільки електричні двигуни маркують частоту обертання валу не в Гц, а в об/хв, переводимо отриманий результат в Гц помножаємо на коефіцієнт 60 згідно формули (2). Отримаємо, що $n = 2\,437$ об/хв

Потрібну максимальну потужність двигуна будемо визначати за умови його руху з максимальною швидкістю, повним та номінальним навантаженням по асфальтовому шосе на ділянці з незначним підйомом

$$N_{\max} = \frac{P_{\kappa} \cdot V_{\max} \cdot k_N}{3,6 \cdot \eta_{\text{mp}}}, \quad (3)$$

де N_{\max} - потужність, яка необхідна для забезпечення руху автомобіля в заданих умовах з максимальною швидкістю, кВт;

P_{κ} - тягова сила на ведучих колесах автомобіля, що потрібна для подолання опору руху в розрахункових умовах (визначається з рівняння тягового балансу автомобіля), кН;

V_{\max} - задана максимальна швидкість руху автомобіля, км/год (приймаємо 60 км/год);

k_N - коефіцієнт, що враховує експлуатаційні втрати потужності (втрати на привід допоміжних механізмів двигуна (приймаємо $k_N=1,1$);

η_{mp} - коефіцієнт корисної дії трансмісії (приймаємо $\eta_{\text{mp}}=0,9$).

Тягова сила, яка потрібна для забезпечення руху автомобіля з максимальною швидкістю, визначається з рівняння тягового балансу як сума сил опору коченню, підйому та опору повітря, кН

$$P_{\kappa} = g \cdot m \cdot (f + i_n) + \frac{C_x \cdot S \cdot V_{\max}^2}{3,6^2}, \quad (4)$$

де m – повна або споряджена маса автомобіля ЗАЗ Ланос Пікап, яка дорівнює 1595 кг та 1067 кг відповідно;

V - швидкість автомобіля у режимі «тільки електрика», приймемо цю швидкість 60 км/год;

g - прискорення вільного падіння, дорівнює 9,81 м/с²;

f - коефіцієнт опору кочення по асфальту дорівнює 0,005;

i_n - підйом дороги, який повинен подолати автомобіль рухаючись з максимальною швидкістю (приймаємо $i_n=0,025$);

C_x - коефіцієнт обтічності, визначається експериментально для кожного кузова, приймемо, що $C_x = 0,34 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м} \cdot \text{кг}$;

S - лобова площа автомобіля ЗАЗ Ланос Пікап, дорівнює $S = H \cdot W$, з урахуванням $W=1678$ мм, $H = 1908$ мм, $S=1,678 \cdot 1,908 = 3,201 \text{ м}^2$.

З формули (4) визначаємо тягову силу, яка потрібна для забезпечення руху автомобіля ЗАЗ Ланос Пікап з максимальною швидкістю у режимі «тільки електрика» 60 км/год $P_{\kappa} = 771 \text{ Н}$.

З формули (3) визначаємо максимальну потужність електричного двигуна для гібридної силової установки автомобіля ЗАЗ Ланос Пікап, яка потрібна для

підтримання швидкості 60 км/год на невеликому підйомі. Ця потужність дорівнює $N_{max} = 6621$ Вт. З урахуванням запасу потужності для достатньої розгінної динаміки автомобіля ЗАЗ Ланос Пікап та подолання більш крутих підйомів можна визначити, що достатня номінальна потужність електричного двигуна буде дорівнювати 20 кВт.

Література

4. Smirnov, O., Borysenko, A., Marchenko, A., Gritsuk, I. et al., “New Concept for Creating a Vehicle Hybrid Power Units,” SAE Technical Paper 2020-01-2248, 2020, doi:10.4271/2020-01-2248
5. Smyrnov, O., Borysenko, A., Trynova, I., Levchenko, I., & Marchenko, A. (2020). Determining the technical and economic parameters for designing hybrid power units for the budget segment. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(8 (103), 43–49. doi:[10.15587/1729-4061.2020.194642](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.194642)

Хворост Микола Васильович, д.т.н., професор, Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова.

met@kname.edu.ua

Далека Василь Хомич, д.т.н., професор, Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, dalekavf@ukr.net,

Шавкун Вячеслав Михайлович, к.т.н., доцент, Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, vm.shavkun@mail.com

ОСОБЛИВОСТІ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ РУХОМОГО СКЛАДУ МІСЬКОГО ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТУ

Забезпечення якісного транспортного обслуговування населення потребує високої надійності рухомого складу. На міському електротранспорті досить важливими є питання електробезпеки, що визначаються також рівнем надійності електрообладнання. Як свідчать статистичні дані підприємств електротранспорту, відмови елементів електрообладнання трамвайних вагонів та троллейбусних машин досягають до 50 % від загальної кількості відмов.

Відомо, що відмови електричного обладнання завдають значної матеріальної шкоди, тому підвищення надійності є найважливішою науково - технічною проблемою, що сприяє збільшенню життєвого циклу [1,2].

Вдосконалення методів оцінки надійності дозволяє виділити два основних етапи: дослідження статистичних даних параметрів і вивчення фізико-статистичних характеристик.

Зіставлення методів з точки зору точності отриманих параметрів і адекватності модельованих процесів дозволяє виділити їх особливості. Статистичні методи дають оцінку надійності за даними спостережень в експлуатації або стендових випробувань системи на підставі характеристик відмов.

Фізико-статистичні методи передбачають дослідження і виявлення закономірностей впливу вхідних факторів, що прискорюють знос деталей. Це дозволяє сформулювати моделі надійності системи, що враховують вплив експлуатаційних факторів на надійність системи. Моделі не є універсальними, тому зі зміною конструктивних параметрів системи дають неадекватні оцінки, що обмежує їх застосування на практиці.

Аналіз літературних джерел та досвід практичної роботи показали, що ряд методів і засобів не дозволяють в повній мірі виконувати ряд необхідних функцій [1-4]. Розроблені раніше стенди не дають достовірної інформації про технічний стан нового рухомого складу з транзисторними системами керування, автономними джерелами живлення, тощо. Це не дозволяє визначати працездатність вузлів електричного обладнання, імовірність безвідмовної роботи (ІБР), параметри потоку відмов, а також не дозволяє комплексно оцінювати надійність елементів електричного обладнання транспортних засобів.

У зв'язку з цим виникає необхідність розробки нових методів прогнозування залишкового ресурсу елементів електричного обладнання в процесі експлуатації. З метою підвищення точності оцінки і прогнозування надійності спостерігається перехід до використання нових методів, заснованих на теорії ймовірностей і математичної статистики. Методи дозволяють враховувати кількісні та якісні закономірності процесів функціонування в системі структурно алгоритмічного і параметричного синтезу окремих її елементів.

Завдання підвищення достовірності визначення пошкоджень може бути вирішена шляхом побудови структурно-функціональних схем і розробки математичної моделі електромеханічних систем транспортних засобів (ЕМС), визначенням найбільш ефективних діагностичних параметрів.

Під час експлуатації експлуатації електричного обладнання на його елементи впливають зовнішні і внутрішні фактори. Для розрахунку параметрів надійності розробляється структурна схема, виявляються основні експлуатаційні фактори, що впливають на зміну параметрів надійності, і оцінюють їх кількісно. У структурну схему входять основні вузли та елементи, що схильні до відмов.

Складність вирішення завдання аналізу і прогнозування надійності систем обумовлена відсутністю універсальних методів, які враховують неповноту і неоднорідність як вихідної інформації про надійність самих елементів систем, так і інформації про реальну експлуатацію.

Структурна схема надійності є наочним поданням надійності системи. Вона показує логічний зв'язок компонентів, необхідний для роботи системи. Чіткі вимоги щодо надійності роботи машини пов'язані з кожним аспектом функціонування системи і є необхідною передумовою складання структурної схеми.

Для побудови структурної схеми можуть використовуватися різні методи кількісного аналізу. Працездатність системи залежить від одного або декількох

відмов системи. Для кожного визначення відмови системи наступним кроком є розподіл системи на логічні блоки відповідно щодо цілей аналізу надійності. Окремі логічні блоки можуть являти собою підсистеми, кожна з яких, в свою чергу, може бути представлена своєю структурною схемою. У розрахунках надійності конструкцій використовують ту характеристику, при якій отримані результати достовірніше.

При розробці моделі структурної схеми необхідно визначити вплив взаємодії елементів системи на надійність. Потім необхідно розділити систему на блоки таким чином, щоб визначити логіку їх взаємодії в системі. При цьому кожен блок повинен бути статистично незалежним. Для простоти числової оцінки кожен блок повинен містити тільки такі елементи, які відповідають одному і тому ж статистичному розподілу напрацювань до відмови.

Робота електричного обладнання відбувається в умовах одночасної дії електричного поля, механічних напруг, температури, хімічно активних речовин та інших факторів. На електричну ізоляцію, наприклад, також впливають навантаження, які з часом не залишаються постійними. Комбінації різних впливів на електричну ізоляцію змінюються випадковим чином. Таким чином, в кожен момент часу комбінація навантажень на електричну ізоляцію буде різною, що призведе до зміни спрацьовування її ресурсу.

У результаті аналізу структурно-функціональної схеми залежності імовірності відмови від стану сполученого елемента можна скласти узагальнене рівняння відмови для всієї системи в цілому:

$$Q(t) = 1 - \prod_{j=1}^N (1 - Q_j(t)) \quad , \quad (1)$$

де t – напрацювання системи, год (або пробіг в кілометрах).

У результаті експлуатації швидкість зносу деталей і вузлів змінюються. Тим самим змінюються характеристики надійності і довговічності деталей. Тому важливим етапом аналізу є встановлення впливу фізичних факторів на їх надійність. Залежно від того, як формується потік відмов елементів в часі, будуть змінюватися функції надійності.

Графічні залежності можуть відрізнятися від істинних значень. У зв'язку зі зміною істинних значень необхідно визначити рівень довірчого інтервалу для заданої імовірності.

Для рішення задачі необхідно знайти такі функції імовірності P , які б характеризували їх з певним рівнем довіри. Імовірність безвідмовної роботи протягом напрацювання системи t_1 і t_2 , за умови працездатності до початка інтервалу, визначається за формулою:

$$P(t_1, t_2) = \frac{\exp\left[-\int_0^{t_1} \lambda(x) dx\right]}{\exp\left[-\int_0^{t_2} \lambda(x) dx\right]}, \quad (2)$$

Аналіз причин виникнення відмов елементів електричного обладнання в процесі експлуатації рухомого складу дозволяє оптимізувати терміни їх міжремонтного обслуговування і підвищити ефективність роботи підприємств електротранспорту. Тому є доцільним використання імовірно-статистичних методів моделювання і розрахунку параметрів надійності елементів електричного обладнання транспортних засобів на основі структурно-функціональних моделей з метою визначення адекватності оцінок параметрів надійності.

Література

1. Веклич В. Ф. Диагностирование технического состояния троллейбусов. / В. Ф. Веклич – М. : Транспорт, 1990. – 295 с.
2. Яцун, М. А. Експлуатація та діагностування електричних машин і апаратів / М. А. Яцун, А. М. Яцун. – Львів.: «Львівська політехніка», 2010. – 228 с.
3. Далека В. Х. Технічна експлуатація міського електричного транспорту: навч. посібник / В. Х. Далека, В. Б. Будниченко, Е. І. Карпушин, В. І. Коваленко. – Х. : ХНУМГ, 2014. – 235 с.
4. Канарчук В. Є. Надійність машин : навч. посібник. / В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв – Київ : НТУ, 2001. – 428 с.

Шимук Дмитро Степанович, к.т.н., доцент, Харківський національний університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба shimukds@gmail.com
Євстігнєєв Михайло Станіславович, магістрант, Харківський національний університет Повітряних сил імені Івана Кожедуба

ОПТИМІЗАЦІЙНИЙ ПОШУК ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЮ КОМПЕНСУВАННЯ РЕАКТИВНОСТІ І НЕСИМЕТРІЇ НАВАНТАЖЕННЯ В ЧОТИРИПРОВІДНІЙ ТРИФАЗНІЙ СИСТЕМІ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ

У загальному випадку споживачі електричної енергії містять у своєму складі нелінійні активно-реактивні елементи (асинхронні двигуни і трансформатори з можливістю насичення магнітних систем, напівпровідникові перетворювачі тощо). Внаслідок несиметричного підключення таких споживачів до симетричних джерел в лініях електропередачі мають місце, реактивні складові потужності зсуву Q , несиметрії N , викривлень D . При цьому повна потужність системи S є геометричною сумою активної потужності P , що втрачається на корисну роботу і теплові втрати, і вказаних вище складових реактивної потужності [1]:

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2 + N^2 + D^2} .$$

Циркуляція вказаних реактивних складових повної потужності між джерелом і навантаженням призводить до збільшення втрат в системі електропостачання, перекосам напруги на споживачах, перенавантаженню нейтрального проводу в чотирипровідних мережах, виникнення електромагнітних завад [1, 2].

Таки чином усунення впливу несиметрії і реактивності навантажень на симетричне джерело живлення системах електропостачання є актуальною науково-технічною задачею.

Для компенсації реактивної потужності широко використовуються симетричні конденсаторні батареї. Для усунення проблеми дискретності в компенсації реактивної потужності застосовуються індуктивності зі зустрічно-паралельно включеними тиристорами для регулювання долі реактивної потужності. Однак при цьому в індуктивностях протікають несинусоїдальні струми, і, відповідно, вищі гармоніки [2, 3].

При комутаціях конденсаторів на напругу мережі, що відрізняється від напруги конденсатора, виникають понадструми, що можуть пошкодити конденсатори. Тому необхідно вирішувати проблему підключення конденсаторів у моменти рівності напруг конденсатора і мережі. Реалізація такого підключення здійснюється шляхом застосування зустрічно-паралельно з'єднаних тиристорів для комутації конденсаторних блоків [3, 4].

Рішення задачі безструмової комутації конденсаторів є передумовою симетрування струмів живлення при несиметричних навантаженнях. При цьому виявляється можливим додатково ще компенсувати ще й реактивну складову навантаження. Тому є доцільним рішення задачі синтезу структури і виявлення параметрів симетро-компенсуючого пристрою, який забезпечує симетрування струмів з компенсацією реактивності навантаження [4].

Аналітичні методи рішення цієї задачі містяться в роботах [4 - 6]. Однак, аналітичні методи не дозволяють точно визначити параметри таких пристроїв внаслідок невизначеності не лише параметрів компенсаційних пристроїв, але й значень струмів і напруг в системах електропостачання. Тому застосування припущень, наприклад неврахування втрат напруги в лініях електропередачі, призводять до значних похибок.

Окремою проблемою є визначення структури і типу реактивних елементів для складу симетро-компенсувального пристрою. Особливо складною ця задача є для чотири провідних мереж, де кількість компенсувальних елементів сягає п'яти [4].

Для усунення похибок і точного визначення структури і параметрів симетро-компенсувального пристрою доцільно використати засоби обчислювальної техніки з відповідним пакетом обчислювальної математики (наприклад, MathCAD, MATLAB, MS Excel) [7]. Тут містяться відповідні програмні механізми, які за допомогою чисельних методів дозволяють вирішувати оптимізаційні задачі. Тому є доцільним застосування таких ресурсів для рішення задач аналізу процесів в несиметричних трифазних колах,

для визначення структур, типів і параметрів елементів для симетро-компенсувальних пристроїв.

Література

1. Тонкаль В.Е. Баланс энергий в электрических цепях / В.Е. Тонкаль, А.В. Новосельцев, С.П.Денисюк и др. – Киев : Наукова думка, 1992. – 312 с.
2. Гриб О.Г. Контроль и регулирование несимметричных режимов в системах электроснабжения / О.Г.Гриб, – Харьков: ХНАГХ, 2004. – 180 с.
3. Шидловский А.К. Симметрирование однофазных и двухплечевых электротехнических установок / А.К. Шидловский, Б.П. Борисов. – Киев : Наукова думка, 1977. – 160 с.
4. Ягуп В.Г. Применение оптимизационных методов для решения задач улучшения показателей электрических систем : монографія / В.Г. Ягуп, Е.В. Ягуп : Харьков, ХНУГХ им. А.Н. Бекетова, 2017. – 170 с.
5. Шимук Д.С. Графоаналітичне визначення параметрів симетрування і повної компенсації реактивної потужності для трифазної системи електропостачання : стаття / Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – Харків: Харківський національний автомобільний університет, 2019. – Вип. 15. – С.6 – 16.
6. Dmytro Shymuk. Solving the Problem of Balancing and Complete Compensation of Reactive Power for a Three-Phase Power Supply System / EAI Endorsed Transactions on Energy Web. ISSN 2032-944X.Vol. 7(28). e7. P. 1-11. <http://dx.doi.org/10.4108/eai.13-7-2018.163093>
7. Гурский Д.А. Вычисления в MathCAD / Д.А. Гурский. – Минск, 2003. – 813 с.