

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

Міжнародної науково-практичної та науково-методичної
конференції

до Дня автомобіліста та дорожника

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

19-21 жовтня 2022 р.



Харків 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

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

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

19-21 жовтня 2022 р.

(Посвідчення УкрІНТЕІ від 23 листопада 2021 року № 929)



Харків 2022

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 автомобільної електроніки ХНАДУ;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Топалиди Валерій Анатольєвич – к.т.н., доцент Ташкентського 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

ЗМІСТ

Секція 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

- Леонтєв Д.М., Сінельнік Д.Б.....12**
Особливості впливу вантажу на розподіл вертикальних реакції між колесами причепа з центральними осями та поверхнею дорожнього покриття
- Лиходій О.С., Богомолів В.В., Ригальов В.І.....13**
Обґрунтування вибору джерела енергії для вантажних автомобілів міжміського призначення
- Лиходій О.С., Захарченко В.В., Чуєшов В.Д.....16**
Моделювання робочої гальмівної системи EBS для сидельних автопоїздів
- Погорілий С.П., Присяжний В.Г., Мірний В.Ю.18**
Шляхи підвищення ефективності використання повнопривідних автомобілів
- Серіков Г.С., Серікова І.О.....20**
Підвищення дистанції автономного пробігу електротранспорту за рахунок зміни ємності тягової батареї
- Серіков Г.С., Серікова І.О., Медведський К.І.23**
Спосіб підвищення ефективності роботи станції безконтактного заряджання електромобілів
- Третяк В.М., Говоров О.Ф.....26**
Перспективи впровадження силового електроприводу в тягово-транспортні засоби

Секція 2. ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС АВТОМОБІЛІВ

- Бажинов О.В., Бажинова Т.О.....28**
Оцінка ресурсу гібридної силової установки автомобіля з урахуванням умов експлуатації
- Безрідна О.В.....29**
Ідентифікація транспортних засобів за допомогою відеокамер
- Безрідний В.В.....31**
Детонація та методи і устаткування для її перевірки
- Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В.....34**
Адаптивна система технічного обслуговування і ремонту транспортних засобів

Горбiк Ю.В.	37
Вдосконалення методу моделювання витрати палива на стендi з бiговими барабанами	
Дитятьсв О.В., Белов В.І.	40
Про конструкцiю та експлуатацiю двигунiв iз системою вiдключення цилiндрiв	
Захарчук В.І., Свиначук О.І.	43
Методика розробки програми переведення автомобiлiв на альтернативнi палива	
Зенкiн Є.Ю.	45
Проблеми вимiрювання витрати палива при дистанцiйному мониторингу	
Зыбцев Ю.В.	48
Дiагностування тягово-швидкiсних властивостей автомобiля за часом розгону та вибiгу у дорожнiх умовах	
Корпач А.О., Левкiвський О.О., Корпач О.А.	50
Методика перевiрки паливної апаратури дизеля типу COMMON RAIL з використанням цифрового осцилографу	
Кривошапов С.І. ,.....	55
Областi застосування iнформацiйних технологiй на автомобiльному транспортi	
Кузьмiн В.С., Савенок Д.В. ,.....	58
Формування напрямкiв розвитку виробничого процесу пiдприємства автосервiсу	
Мармут І.А, Себко Д. П.	61
Аналiз мобiльних станцiй для проведення технiчних оглядiв автомобiлiв	
Мастепан М.А., Кузьмiна В.П. ,.....	65
Забезпечення ефективностi систем управлiння виробництвом на пiдприємствах автосервiсу	
Мастепан О.А.	68
Формування напрямкiв розвитку виробничого процесу пiдприємств автомобiльного транспорту	
Мастепан С.М. ,	70
Показники монiторингу технологiчних процесiв обслуговування та ремонту транспортних засобiв	

Наглиук М.І.....	73
Вплив температури на зміну електропровідності антифризу	
Назаров О.І.....	74
Заходи щодо підвищення ресурсу дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів	
Назаров О.І.,Боровик Д.Ю.....	77
Зміна гальмівних властивостей легкових автомобілів в період експлуатації	
Назаров О.І.,Кошелєв М.С., Бенаушку Амін.....	80
Забезпечення керованості легкових автомобілів в період експлуатації	
Назаров О.І., Ель Баглі Саміа.....	84
Вплив тягово-швидкісних характеристик на безпеку використання легкових автомобілів	
Орисенко О.В., Шаповал М.В., Скорик М.О.....	87
Дослідження граничних значень сумарного зусилля у тягово-зчіпному пристрої автопоїзда категорії М1 під час руху	
Павленко В.М.....	89
Методи пошуку рішень в експертних системах автомобільної галузі	
Шаповал М.В., Вірченко В.В., Скорик М.О.....	92
Аналітичні дослідження визначення трудомісткостей проведення технічного обслуговування середньорозмірних кросоверів	

Секція 3. ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ

Дубінін Є. О., Полянський О.С., Дідюк Н., Краснокутський М.В.....	95
Удосконалення методів формування інженерно-педагогічної компетенції студентів	
Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І.....	96
Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергетичну ефективність двовісного автомобіля	
Подригало М.А., Разарёнов Л.В., Закапко О.Г.....	97
Тракторне самохідне шасі з переднім поворотним мостом і найбільш нагружений режим керування	

Подригало М.А., Сєріков Г.С.101
Спосіб зниження енергетичних втрат, обумовлених ефектом Зоммерфельда–
Кононенка, в електричній трансмісії

Рогозін І.В., Новічонок С.М., Куренко О.Б.....104
Визначення діагностичних параметрів гальмової системи для її діагностування
під час руху автомобільного шасі

Сєріков Г.С., Сєрікова І.О.106
Система вимірювання кількості пального сучасних транспортних засобів та
спецтехніки

Третяк В.М., Говоров О.Ф.....108
Перспективи створення мультиенергетичних тягово-транспортних засобів

Секція 4. ПЕРСПЕКТИВНІ ДВЗ

Авраменко А.М.....110
Чисельне моделювання процесів тепломасообміну у камері згоряння ДВЗ

Віштак І.В.....113
Перспективи використання газових опор у газотурбінних двигунах

Воронков О.І., Стрілець М.В., Пасечник К.М.....115
Математичне моделювання поверхні камери згоряння дизельного двигуна

**Грицук І.В., Вєрбовський В.С., Черненко В.В., Дзигар А.К.,
Поліщук О.В.....118**
Прогнозування параметрів технічного стану дизельної електростанції
використанням інформаційної системи моніторингу

**Грицук І.В., Волков В.П., Український Є.О., Волкова Т. В., Володарець М.
В., Ригова В.Ю.....121**
Нормування показників експлуатації і паливної економічності транспортного
засобу в умовах експлуатації

Колеснікова Т.М., Шевченко О.В., Суботін Д.Ю.....126
Стендові дослідження безштанного двигуна із системою модульного
відключення циліндрів

Колеснікова Т.М., Шевченко О.В., Суботін Д.Ю.....130
Методика розрахунково-теоретичного дослідження механізму зміни ступеня
стиску безштанного двигуна

- Корогодський В.А., Журавель О.А., Звірко А.В., Коваленко Д.І.....133**
Вибір термодинамічної моделі на базі методу об'ємного балансу для двигуна з іскровим запалюванням та внутрішнім сумішоутворенням
- Кравченко С.С., Кузьменко А.П., Солодкий Є.І.....136**
Покращення експлуатаційних характеристик транспортних дизелів шляхом використання двостадійного впорскування в циліндр
- Криворот А.І., Тараненко Д.В.....139**
Методи отримання водню як палива для сучасних автомобільних двигунів внутрішнього згорання
- Ліньков О.Ю., Пильов В.В., Ликов С.Н., Пильов В.О.141**
Удосконалення підходів до забезпечення параметричної надійності бічної поверхні поршнів форсованих ДВЗ
- Нікітченко І.М., Гончаров С.В.142**
Моделювання динаміки руху паливного факела в камері згорання дизельного двигуна
- Нікітченко І.М., Трофименко Д.О.....145**
Особливості підігріву стисненого повітря в пневмодвигуні
- Петухов І.І., Лисиця О.Ю.147**
CFD-моделювання поточкорозподілу та теплообміну в елементах системи подачі водню газотурбінного двигуна
- Погорлецький Д.С., Грицук І.В., Худяков І.В., Волкова Т.В.,
Головащенко О.В.150**
Особливості реалізації теплової підготовки двигуна транспортного засобу для роботи на нафтовому і зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації
- Погорлецький Д.С., Грицук І.В., Худяков І.В., Головащенко О.В.....153**
Особливості реалізації теплової підготовки двигуна транспортного засобу для роботи на рідкому нафтовому і зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації на основі інформаційної складової в межах функціональної схеми

Секція 5. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ І КОНСТРУКЦІЙ

- Авершин А.Г.....156**
Чисельне моделювання поширення забруднень в міському середовищі аеродинамічні властивості транспортних засобів типу «МИНИВЭН» під час зближення на одній полосі

Біловол О.В.	160
Внутрішній час механічної системи	
Богдан Д.І., Єгоров П. А.	164
Галтування як невід’ємна частина технологічного циклу виробництва деталей за допомогою лазерної різки	
Воропай О.В., Гнатенко Г.О.	167
Оптимізація 3D моделі вал-шестерні для її виготовлення з використанням аддитивних технологій	
Карпенко В.О., Нескреба Е.Є.	172
Особливості стану і поведінки автомобільної шини в період стартового руху автомобіля	
Колісник М.П., Шевченко А.Ф., Заяць Г.В., Червоноштан А.Л., Кріпак М.С.	176
Динамічні та математичні моделі трансмісії легкового автомобіля класичної компоновки з чотириступінчатою механічною коробкою передач	
Коряк О.О.	178
Визначення кінетичної енергії хрестовини шарніра Гука	
Красніков С.В.	181
Дослідження власних форм коливань мосту вантового типу	
Кубіч В.І., Мимоход Д.Ю., Назаренко О.М.	185
Прогнозна оцінка прояву антифрикційної та протизносної властивостей моторних олиव підданих взаємодії з картерними	
Міщенко І.В., Пивовар Д.О.	189
Вирішення задачі надійності трубопровідних систем	
Поваляєв С. І., Шарапата А. С.	193
Моделювання геометричних елементів процедурними методами при створенні текстур	
Секція 6. АВТОТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА ТА БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ	
Колісник М.П., Лиходій О.С., Червоноштан А.Л., Кріпак М.С.	197
Моделювання стійкості автомобіля, як зразка технічної системи, при проїзді заокруглення дороги	
Сараєв О.В., Данець С.В., Сохін А. А.	200
Сучасні технології автотехнічних досліджень і підготовки фахівців	

Сараєва І.Ю., Хрулев О.Е., Рудаков О.А., Суханов М.Ю.	206
Аналіз застосування методів моделювання в експертних завданнях визначення причин несправностей двигунів автомобіля	

Секція 7 . ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ

Аргун Щ.В., Гнатов А.В., Щербак М.П.....	209
Інтеграція фотоелектричних технологій в електромобілі	
Борисенко А.О.	211
Еволюція TESLA AUTOPILOT	
Бороденко Ю.Н.....	214
Складання алгоритмів керування силовою установкою пневматичного гібриду	
Гнатов А.В., Аргун Щ.В., Тимошевський Д.С.....	216
Екологічно чисті транспортні засоби з тепловим двигуном та індукційним підігрівом повітря у вхідному каналі	
Двадненко В.Я., Дзюбенко О.А., Попов В.Д.....	220
Розрахунок електроприводу м'якого гібридного автомобіля з асинхронним тяговим електродвигуном	
Нечаус А.О., Васильєв В.Ю.....	223
Підвищення енергоефективності електричного обладнання автомобілів шляхом впровадження сучасних електричних мікромашин	
Смирнов О.П., Борисенко В.О.....	226
Аналіз основних компонентів системи автономного водіння автомобілів	
Teteriatnyk Oleksandr, Komotska Svitlana, Khoroshun Anastasiia.....	229
Energy independence ways of construction equipment in the modern geopolitical conditions	

Тези, отримані під час роботи конференції

Молодан А.О., Полтавський М.В., Пушкаренко О.Ю.....	232
Підготовка фахівців технічного профілю до процесу впровадження цифрових технологій на авторемонтному підприємстві	
Бганцев В.М., Левтеров А.М.	234
Використання водню в екологічно чистих транспортних засобах	
Vasili Zenkov.....	235
The organization of vehicles technical condition's forecasting system based on monitoring and remote diagnostics solutions	

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

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

Особливості впливу вантажу на розподіл вертикальних реакції між колесами причепа з центральними осями та поверхнею дорожнього покриття

Питання розподілу вертикальних реакцій між колесами причепа з центральними осями та поверхнею дорожнього покриття в залежності від місця розташування вантажу в причепі є актуальним під час експлуатації такого причепа. Нерівномірний розподіл вантажу, наприклад: у разі його розташувати в передній частині причепа викликає зростання вертикальної сили, що діє на зчпний пристрій автомобіля тягача. Таке навантаження на зчпний пристрій негативно впливає на розподіл гальмових сил не тільки автомобіля тягача, а і самого причепа. В іншому випадку, за умови розташування вантажу в задній частині причепа з центральними осями, відбувається зменшення навантаження на задні колеса автомобіля тягача, що призводить, як слідство, до погіршення тягово зчпних властивостей транспортного засобу особливо в гірській місцевості. В окремих випадках нерівномірний розподіл вантажу в причепі з центральними осями може призводить до втрати стійкості та керованості причіпного транспортного засобу.

З метою визначення впливу положення вантажу на розподіл вертикальних реакції між колесами причепа з центральними осями та поверхнею дорожнього покриття використовуємо схему зображену на рисунку 1. На основі отриманих результатів дослідження зробимо оцінку впливу розподілу вертикальних навантажень між осями причепа на розподіл вертикальних навантажень між осями автомобіля тягача.

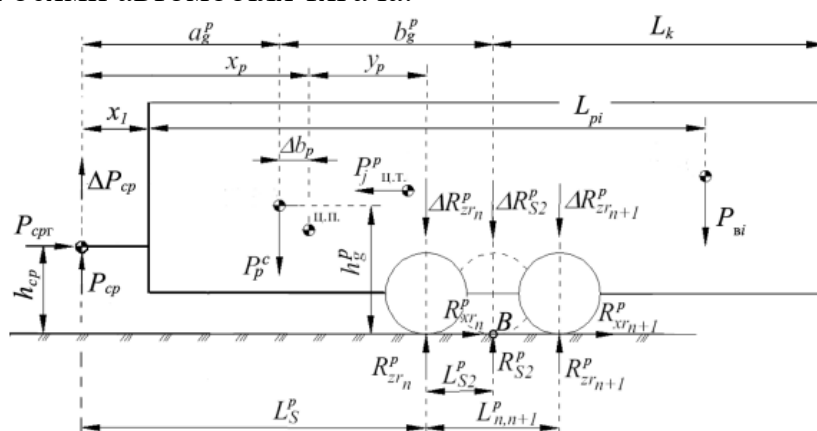


Рисунок 1 – Схема для розрахунку розподілу вертикальних реакції між колесами причепа з центральними осями та поверхнею дорожнього покриття

Лиходій Олександр Сергійович, к.т.н., доцент, завідувач кафедри експлуатації та ремонту машин, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», lykhodii.oleksandr@pdaba.edu.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@pdaba.edu.ua, +380(96)945-65-59.

Ригальов Володимир Ігорович, магістрант, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», 17275.ryhalov@365.pgasa.dp.ua

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ МІЖМІСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Вступ. Сучасні вантажні автомобілі міжміського призначення обладнані джерелами енергії, в якості яких виступають двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Кожного року посилюються вимоги до екологічної безпеки автомобілів, на яку значно впливає ступінь вдосконалення систем ДВЗ. Так, розвиток їх конструкцій відбувається в напрямку використання однієї або декілька турбін, інтеркулера тощо. Все це впливає на експлуатаційні характеристики ДВЗ, а саме на зовнішню швидкісну характеристику. Наразі, в літературі [1, 2] з висвітлення питань експлуатаційних властивостей автомобілів в розділі побудови зовнішньої швидкісної характеристики ДВЗ пропонується використовувати поліном третьої степені для апроксимації характеристики потужності двигуна та поліном другої степені для апроксимації характеристики крутного моменту двигуна.

Постановка задачі. Визначити ступінь впливу якості апроксимації зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ) двигунів на параметри руху вантажних автомобілів міжміського призначення.

Основний матеріал. Для сідельного тягача КамАЗ-54115 у складі з напівприцепом СЗАП-93272 вибрали двигуни з модельного ряду ЯМЗ, КамАЗ, Mercedes Benz. У двигунів модельного ряду ЯМЗ, що мають потужність (нетто) 243 кВт, максимальна частота обертання колінчастого валу складає 2100 хв^{-1} (маса двигунів – 1130 кг), з більшою потужністю – 1900 хв^{-1} (маса двигунів – 1215 кг). У всіх двигунів модельного ряду КамАЗ з потужністю (нетто) 200 кВт і більше максимальна частота обертання колінчастого валу складає 2200 хв^{-1} , маса двигунів – 885 кг. У двигунів модельного ряду Mercedes Benz (ОМ-402 і ОМ-442) максимальна частота обертання колінчастого валу складає 2100 хв^{-1} , маса двигунів 8V – 875 кг.

Апроксимацію кривих ЗШХ двигунів виконаємо підбором полінома з показником степені, який найбільш наближає залежність до експериментально отриманих. Якщо це не вдається зробити, то крива залежності розбивається на ділянки з подальшою їх апроксимацією.

Опишемо послідовність виконання дій. Спершу, з емпірично отриманої ЗШХ отримуємо значення функції крутних моментів і потужності залежно від

частоти обертання двигуна. Потім складаємо поліном необхідної степені, наприклад: $N_e = a \cdot n_e^2 + b \cdot n_e + c$. Завдання полягає у відшуванні невідомих коефіцієнтів полінома, що найбільш ефективно буде здійснено, використовуючи метод найменших квадратів, який полягає в отриманні постійних коефіцієнтів, що забезпечують мінімальне значення відхилень від емпіричних значень, тобто:

$$F = \sum_{i=1}^m [N_i - (a \cdot n_i^2 + b \cdot n_i + c)]^2 = \min. \quad (1)$$

Через необхідну умову екстремуму функції декілька змінних отримаємо наступну систему:

$$\begin{cases} \frac{\partial F}{\partial a} = 2 \cdot \sum_{i=1}^m [N_i - (a \cdot n_i^2 + b \cdot n_i + c)] \cdot (-n_i^2) = 0, \\ \frac{\partial F}{\partial b} = 2 \cdot \sum_{i=1}^m [N_i - (a \cdot n_i^2 + b \cdot n_i + c)] \cdot (-n_i) = 0, \\ \frac{\partial F}{\partial c} = 2 \cdot \sum_{i=1}^m [N_i - (a \cdot n_i^2 + b \cdot n_i + c)] \cdot (-1) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Звідки, після перетворень отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} a \sum_{i=1}^m n_i^4 + b \sum_{i=1}^m n_i^3 + c \sum_{i=1}^m n_i^2 = \sum_{i=1}^m n_i^2 \cdot N_i, \\ a \sum_{i=1}^m n_i^3 + b \sum_{i=1}^m n_i^2 + c \sum_{i=1}^m n_i = \sum_{i=1}^m n_i \cdot N_i, \\ a \sum_{i=1}^m n_i^2 + b \sum_{i=1}^m n_i + m = \sum_{i=1}^m N_i. \end{cases} \quad (3)$$

Вирішуючи вказану систему рівнянь визначимо невідомі постійні коефіцієнти полінома. Складаємо рівняння залежності крутного моменту чи потужності від частоти обертання, яке буде використовуватися для визначення параметрів динаміки транспортного засобу.

Для визначення параметрів руху, використовуючи параметри маршруту, що складається з 9-ти ділянок, відповідно до ГОСТ 22576-90, за критерієм можливості реалізації параметрів руху автопоїзда на відповідних ділянках маршруту визначили режими руху. Для інженерних розрахунків рекомендовані комплексні показники такі як технічна продуктивність та паливно-швидкісний показник для оцінки технічних і економічних властивостей вантажних автомобілів міжміського призначення.

Паливно-швидкісний показник (використовується для комплексної оцінки швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів з однаковою вантажопідйомністю і однаковими умовами їх роботи) визначається за формулою:

$$K_{ши} = V_{сер} / Q_S, \text{ км}/(\text{год} \cdot \text{л}), \quad (4)$$

де $V_{сер}$ – середня швидкість руху автомобіля, (км/год);

Q_S – витрата пального на фіксованій ділянці, (л).

На рис. 1 представлено графік залежності крутного моменту ДВЗ від частоти обертання колінчастого валу для двох моделей двигунів ЯМЗ-7512.10 та OM-442A апроксимованими різними поліномами, на рис. 2 наведено порівняння паливно-швидкісного показника автопоїзда із зазначеними двигунами.

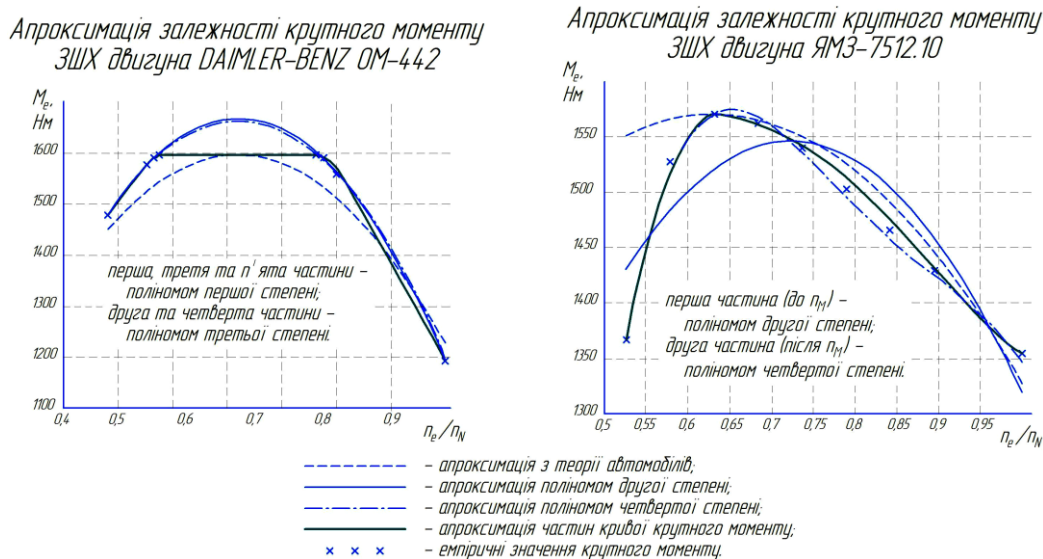


Рисунок 1 – Апроксимація залежності крутного моменту ДВЗ від частоти обертання колінчастого валу

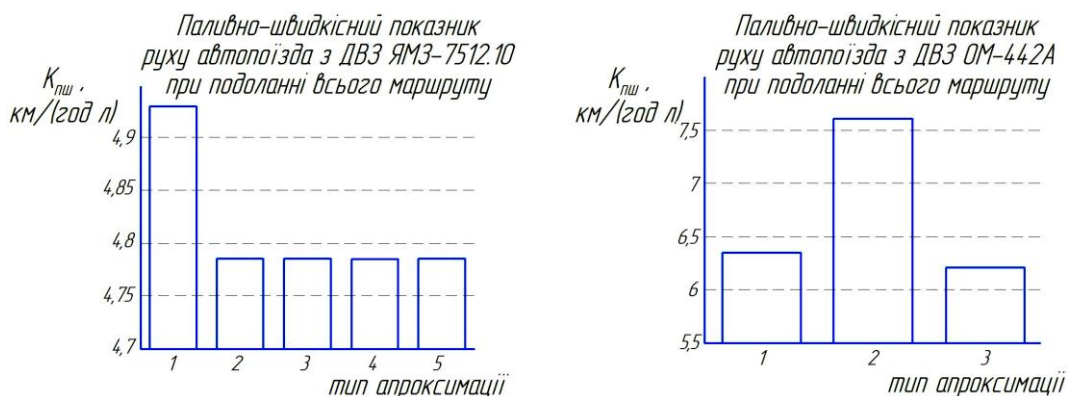


Рисунок 2 – Паливно-швидкісний показник руху автопоїзда

Висновки

Якість апроксимації кривих зовнішньої швидкісної характеристики сучасних двигунів суттєво впливає на результат досліджень параметрів руху автопоїзда. Так, для двигунів OM-442A похибка в розрахунках, пов'язана з різною апроксимацією характеристик ДВЗ, досягає до 18% за паливно-швидкісними показниками руху автопоїзда.

Література

1. Волков В. П. Теорія руху автомобіля: підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2015. – 320с.
2. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006. – 176 с.

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

Захарченко Володимир Вікторович, магістрант, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», 21201.zakharchenko@365.pgasa.dp.ua

Чуєшов Вячеслав Дмитрович, магістрант, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», 21204.chuieshov@365.pgasa.dp.ua

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ EBS ДЛЯ СІДЕЛЬНИХ АВТОПОЇЗДІВ

Вступ. Актуальним питанням залишається підвищення експлуатаційних властивостей автопоїздів завдяки застосуванню електронних систем керування гальмівних, рульових систем та систем підресорювання. Розвиток конструкції автомобілів має тенденції кібернетизації та інтелектуалізації [1, 2]. Науковий інтерес спрямовується на алгоритми контролю мехатронних систем автомобілів. Таким чином, задля точного опису та побудови законів керування необхідні високоточні моделі складових елементів конструкції, що становлять на базі систем імітаційного моделювання інструмент дослідження. Отже, актуальність полягає, насамперед, у розвитку системного методу розробки сучасних мехатронних систем автомобілів.

Постановка задачі. Розробити загальний підхід моделювання сучасних автомобільних мехатронних пристроїв, а також, власне, у розробці параметричної універсальної моделі гальмівної системи EBS для подальшого використання у складі імітаційних моделей системи активної безпеки.

Основний матеріал. Гальмівну систему, що реалізує гальмівну силу на всіх колесах, розглянемо як PID-контролер, який регулює гальмівний момент, залежно від похибки між бажаною та фактичною швидкостями автопоїзда. З порту 1 блоку №1 - Err надходить головний сигнал – похибка.

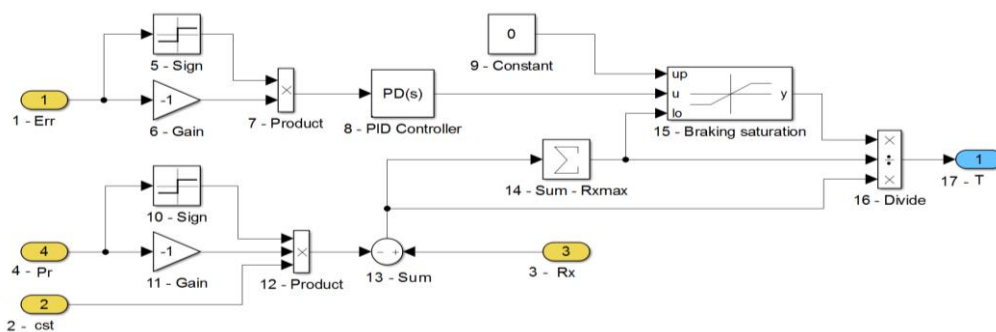


Рисунок 1 – Структурна схема блоку імітації роботи робочої гальмівної системи автопоїзда.

З порту 2 блоку №2 – cst (рис. 1) йдуть значення косинусів кутів повороту керованих коліс. До вхідного порту 3 блоку №3 - Rx надходить матриця максимальних значень горизонтальних зусиль, а до порту 4 блоку №4 - Pr – матриця сил опору руху. Блок №7 - Product збирає добуток з блоку №5 - Sign про знак помилки. У блоці №8 - PID Controller генерується пропорційно-диференційний керуючий сигнал. У блоці №13 - Sum до матриці Rx максимальних горизонтальних сил додається матриця сил опору, що на виході встановлює максимальні сили на шинах. У блоці №14 - Sum Rxmax утворюється сума всіх сил, що має реалізуватися гальмівними моментами на колесах. Блок №15 - Braking saturation обмежує мінімальну (0) та максимальну (від блоку №14) значення гальмівного зусилля. У блоці №16 - Divide гальмівне зусилля розподіляється пропорційно вертикальному навантаженню шин коліс. Вихідний порт 1 блоку №17 - T видає матрицю гальмівних зусиль.

Розроблена імітаційна модель інтегрована до загальної імітаційної моделі [3] для визначення параметрів руху сідельного автопоїзда та дає змогу визначати параметри процесу гальмування з різною інтенсивністю та від налаштування PID-контролера. Аналіз отриманих даних представимо у вигляді графіків (рис. 2).

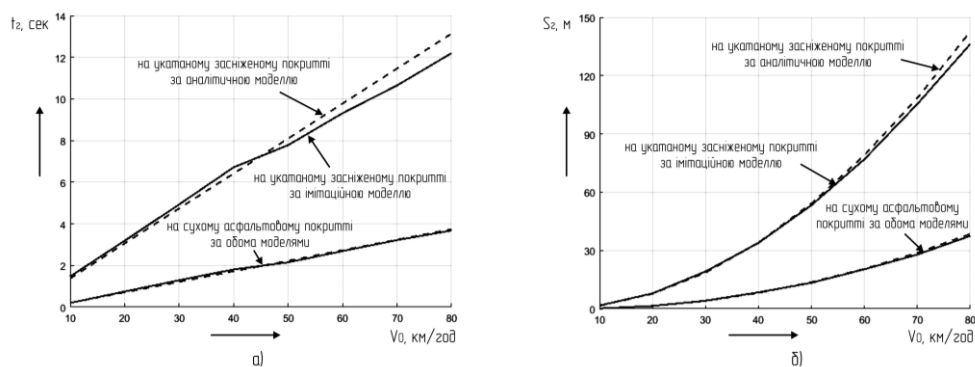


Рисунок 2 – Результати обробки даних, отриманих при дослідженні гальмівної динаміки сідельного автопоїзда:

а) залежність часу на гальмування від початкової швидкості руху; б) залежність шляху гальмування від початкової швидкості руху.

Висновки

Отримані під час проведення теоретичних досліджень данні дозволили сформулювати наступні висновки:

1. Для порівняння результатів визначення параметрів гальмування за імітаційною моделлю з результатами, які отримані за аналітичною моделлю, необхідно налаштувати запропоновану модель (прирівняти до нуля опір коченню та аеродинамічний опір, виключити з розрахунків роботу PID-контролера).

2. Результати імітаційного моделювання не суперечать положенням теорії автомобіля і дозволяють оцінити час гальмування та гальмівний шлях автопоїзда в різних дорожніх умовах з похибкою до 4 %.

Література

1. Леонтьев Д. Н. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортного средства: монография / Д. Н. Леонтьев, А. Н. Туренко, В. А. Богомолов и др. – 2-е изд., допол. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.
2. Туренко А. Н. Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, Д. Н. Леонтьев // Вестник ХНАДУ. – Харьков : ХНАДУ, 2016. – Вып. 75. – С. 13-17.
3. А. с. 38737 (Україна). Математична модель руху зчленованих пневмоколісних транспортних засобів по криволінійній траєкторії / О. С. Лиходій (Україна). – № 38920 ; заявл. 05.04.2011.

Погорілий С.П., д.т.н., с.н.с, Інститут механіки та автоматики АПВ НААН, E-mail: pogorilyy_sergiy@ukr.net
Присяжний В.Г., к.т.н., с.н.с, Інститут механіки та автоматики АПВ НААН.
Мірний В.Ю., аспірант, Інститут механіки та автоматики АПВ НААН.

Шляхи підвищення ефективності використання повнопривідних автомобілів

Наявний технічний парк сільськогосподарських підприємств формується на тракторах, які агрегатуються сільськогосподарськими машинами та знаряддями і забезпечують виконання технологічних операцій з обробітки ґрунту, внесення добрив, сівби, догляду за посівами тощо. Для виконання транспортних операцій необхідно мати вантажні автомобілі, або за їх відсутності використовувати згадані трактори з причепами, які за своїми показниками мають більші експлуатаційні витрати у порівнянні з автомобілями.

З огляду на те, що транспортні витрати становлять 20–30% від усіх витрат на виробництво сільськогосподарської продукції необхідно раціонально підходити до вибору технічних засобів для їх виконання.

Отже для ефективного виробництва продукції рослинництва аграрним підприємствам необхідно мати, як трактор, так і вантажний автомобіль. При цьому обидва енергозасоби матимуть невисоке завантаження протягом року.

Одним із шляхів підвищення ефективності виробництва сільськогосподарської продукції є використання високоуніверсальних мобільних енергетичних засобів, які можуть використовуватись, як на тягових, так і на транспортних операціях.

Таким мобільним енергетичним засобом може бути розроблений спільно з ПАТ «АвтоКрАЗ» та ІМА АПВ НААН МЕЗ-330 «Автотрактор» (рис. 1). МЕЗ-330 «Автотрактор» призначений для виконання сільськогосподарських операцій з внесення мінеральних і органічних добрив, обробітку ґрунту, сівби, захисту рослин, транспортних операцій тощо.

МЕЗ-330 «Автотрактор» розроблено на базі повнопривідного автомобільного шасі КрАЗ-6322, який обладнаний двигуном потужністю – 243 (330) кВт (к.с.), має масу – 11700 кг, колісну формулу – 6×6, максимальну швидкість руху – 80 км/год. На раму шасі є можливість встановлювати місткості з технологічним матеріалом (масою до 11,0 т). В конструкції МЕЗ передбачено централізовану систему контролю тиску в шинах коліс, що дозволяє знижувати тиск під час виконання сільськогосподарських операцій в полі (0,8-1,0 бар) та збільшувати його до рекомендованих на транспортних переїздах (3,5-5,0 бар), а також регулювати його в процесі виконання технологічної операції по мірі зменшення технологічного матеріалу. Для забезпечення робочої швидкості (5-15 км/год) під час виконання технологічних операцій на полі, МЕЗ-330 має 5 передач.



Рисунок 1 – Орний агрегат на базі мобільного енергетичного засобу МЕЗ-330 «Автотрактор» та плуга Nector 1000

На МЕЗ-330 «Автотрактор» встановлено начіпний пристрій, який дає можливість агрегатувати існуючі начіпні та причіпні сільськогосподарські машини без змін в їх конструкції. Сільськогосподарські машини, які будуть встановлюватись на раму МЕЗ на 30 % дешевші у порівнянні з причіпними аналогами.

Використання МЕЗ-330 «Автотрактор» на виконанні технологічних операцій з внесення технологічних матеріалів дає можливість у двічі зменшити витрати на виконання згаданих операцій у порівнянні з машинно-тракторними агрегатами аналогічного призначення за рахунок використання прямої схеми внесення та більшої продуктивності агрегату.

Серіков Георгій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, georgy301212@gmail.com
Серікова Ірина Олексіївна, к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sirina301212@gmail.com

ПІДВИЩЕННЯ ДИСТАНЦІЇ АВТОНОМНОГО ПРОБІГУ ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТУ ЗА РАХУНОК ЗМІНИ ЄМНОСТІ ТЯГОВОЇ БАТАРЕЇ

Однією з проблем експлуатації транспортних засобів з електроприводом є обмежений пробіг від однієї зарядки. Нарощування запасеної енергії в тяговій батареї призводить до збільшення її маси, тому не є ефективним.

Цією проблемою раніш займалися викладачі кафедри Автомобільної електроніки ХНАДУ. В теперішній час проблематика інформаційних систем керування та практичного дослідження електротранспорту, зарядних станцій електромобілів, використання електротяги на транспорті продовжена кафедрами Технології машинобудування та Ремонту машин і Метрології та Безпеки життєдіяльності.

Одним зі шляхів ефективного рішення є застосування різних режимів роботи тягової батареї в залежності від умов пересування. Так, відомо, що паралельне з'єднання елементів тягової акумуляторної батареї (ТАБ) кратно збільшує ємність, що дозволяє підвищити час роботи батареї. Але паралельне з'єднання зменшує робочу напругу, що обмежує максимальну швидкість транспортного засобу. Таким чином, для ефективного використання запасеної ємності ТАБ необхідно застосовувати систему, що буде комутувати електричне з'єднання елементів ТАБ в послідовний чи паралельний режим.

Існують різні способи та пристрої для підвищення дистанції пробігу електротранспорту від однієї зарядки за допомогою використання рекуперативного підзаряджання електричної тягової батареї.

Відомий спосіб заряду батареї від електродвигуна в режимі рекуперативного гальмування [1]. Відомі також способи збільшення заряду тягової батареї за рахунок перетворення енергії коливань транспортного засобу при переміщенні в електричну енергію [2, 3].

Основним недоліком застосування означеної системи є обмеження ефективності її роботи при пересуванні в міських умовах руху в режимі старт-стоп, коли питомі витрати електроенергії максимальні.

Для усунення означених недоліків застосовується система рекуперативної зарядки тягової акумуляторної батареї транспортного засобу [4]. Збільшення ефективності рекуперативного гальмування здійснюється за рахунок зниження робочої напруги тягової батареї. Це досягається зарядженням поперемінно верхньої або нижньої частини елементів батареї. Для реалізації запропонованого способу система підзаряджання повинна містити додатковий перетворювач енергії, потужність якого обмежує часткову долю рекуперативного гальмування та підвищує розсіювання енергії на фрикційних гальмах.

З метою усунення цих недоліків запропоновано спосіб підвищення автономного пробігу електротранспорту, що починає діяти з моменту початку руху. В основу способу поставлене завдання ефективного використання доступного запасу електричної енергії за рахунок регулювання балансу між ємністю тягової акумуляторної батареї (ТАБ) та її робочою напругою, що схематично зображене на рисунках 1-3 і полягає в наступному.

На рисунках 1, 2 показані режими роботи ТАБ при максимальній напрузі та максимальній ємності.

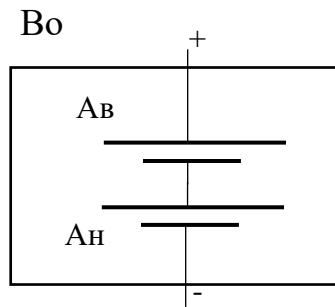


Рисунок 1 – Послідовне включення елементів ТАБ

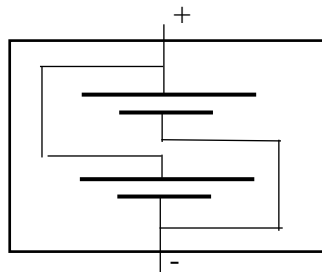


Рисунок 2 – Паралельне включення елементів ТАБ

Для цього використовуємо паралельне або послідовне підключення блоків елементів ТАБ. Вимірювання миттєвих значень напруги A_v та A_n за допомогою вольтметрів та загального струму за допомогою амперметра дає можливість визначити кількість загальної енергії ТАБ та потужність електродвигуна.

Для визначення необхідної напруги ТАБ при максимальній її ємності застосовуємо систему управління - 1, що показана на рисунку 3.

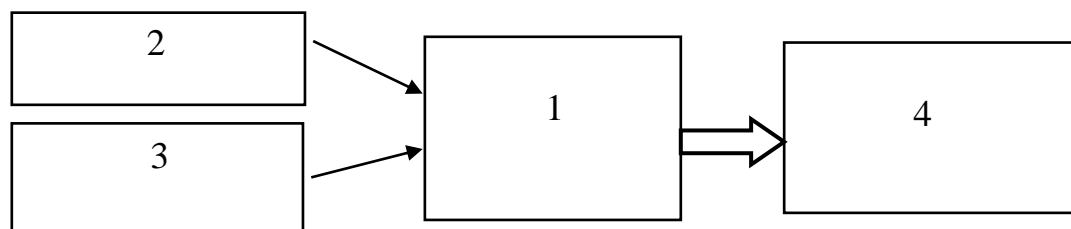


Рисунок 3 – Система керування режимом роботи ТАБ

Задача цієї системи - керування режимом роботи ТАБ – послідовне чи паралельне підключення верхнього та нижнього блоків елементів ТАБ - 4. В якості вхідних даних використовуємо показники необхідної потужності - 2 та рівня доступної енергії ТАБ - 3. В початковий момент руху встановлюємо перший режим - режим максимальної ємності, що забезпечує максимальний пробіг. При подальшому підвищенні швидкості та зростанні заданої необхідної потужності система управління встановлює другий режим – режим максимальної напруги ТАБ. Це забезпечує досягнення заданої швидкості, але дистанція пробігу при цьому знижується. Також, згідно запропонованого способу, система управління автоматично встановить перший режим, якщо остаточний рівень енергії знизиться до заданого критичного рівня або заздалегідь буде примусово встановлений режим максимальної енергоефективності пересування транспортного засобу.

Висновки

Застосування запропонованого способу дозволяє значно знижувати теплові втрати на внутрішньому опорі ТАБ;

- запропонований спосіб дозволяє визначити кількість доступної енергії та технічний стан ТАБ.

Фізична реалізація запропонованого рішення дозволяє визначити технічний стан та остаточний ресурс тягової акумуляторної батареї і як результат - суттєво підвищити надійність експлуатації та рівень її технічного обслуговування.

Література

1. Патент на корисну модель RU 2711877 C2 «Способ и устройство управления для рекуперации энергии в гибридном транспортном средстве» // ФИШЕР Детлеф (DE), ПФАУ Штефан (DE), ХИРЛЬМАЙЕР Маттиас (DE), Дата публікації: 23.01.2020 Бюл. № 3.

2. Патент на корисну модель RU 2717266 C1 «Зарядка тяговых аккумуляторов электротранспорта при его движении» // Арзамасцев Александр Геннадьевич (RU), Дата публікації: 19.03.2020 Бюл. № 8.

3. Патент на корисну модель RU 193812 U1 «Система подвески транспортного средства с эффектом рекуперации» // Климов Александр Владимирович (RU), Дата публікації: 15.11.2019 Бюл. № 32.

4. Патент України на корисну модель № а2014 03644 «Спосіб рекуперативної зарядки тягової акумуляторної батареї транспортного засобу та система для його реалізації» // Олексій Васильович Бажинов (UA), Володимир Якович Двадненко (UA), Олександр Михайлович Дробінін (UA), Дата публікації: 25.09.2015 Бюл. № 18.

Серіков Георгій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, georgy301212@gmail.com

Серікова Ірина Олексіївна, к.т.н, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sirina301212@gmail.com

Медведський Кирило Ігорович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СТАНЦІЇ БЕЗКОНТАКТНОГО ЗАРЯДЖАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ

Використання транспортних засобів з електроприводом дозволяє вирішити найгостріші проблеми сучасності, що пов'язані з екологічним навантаженням на довкілля. Однак, експлуатація електротранспорту потребує постійного відновлення запасу енергії в електричних накопичувачах. Найбільш поширеним способом заряджання є контактне під'єднання електротранспорту до зарядної мережі. Це дозволяє отримати максимальні показники швидкості заряджання, але призводить до необхідності застосування фізичного контакту з роз'ємами та дротами власників електромобілів, що часто не мають кваліфікації в електротехнічній галузі.

Використання станцій безконтактного заряджання дозволяють позбавитися проблем з небезпекою ураження електричним струмом. Також вирішуються проблеми вандалостійкості та дизайну.

Обмеження використання станцій безконтактного заряджання в наступний час пов'язані з суттєвою залежністю ефективності передачі енергії між випромінювачем та приймальним блоком електромобілю від точності позиціонування.

Існують різноманітні способи корекції похибки позиціонування. Вони реалізуються як у вигляді різноманітних асистентів, що підказують світовою або звуковою індикацією точність позиціонування [1, 2]. Але найбільш ефективними слідує вважати автоматичні та напівавтоматичні системи позиціонування [3]. Їхнє застосування дозволяє максимально позбавитися людського фактору. Однак системи автоматичної та напівавтоматичної корекції потребують використання допоміжних механічних рухомих елементів, що підвищує їхню вартість та знижує надійність.

Досягнення сучасної електротехнічної промисловості дозволяють реалізувати спосіб напівавтоматичної корекції, в основу якого покладена простота та надійність.

Технічна реалізація систем, що дозволяють здійснювати позиціонування між передаючою та приймальною котушками для досягнення припустимого рівня електромагнітного зв'язку між ними досить складна. Використання системи мікрохвильового випромінювання дозволяє змінювати напрям розповсюдження електромагнітної енергії в просторі електричним способом за допомогою фазованої антенної решітки (ФАР), принцип дії якої показаний на рисунку 1 [4].

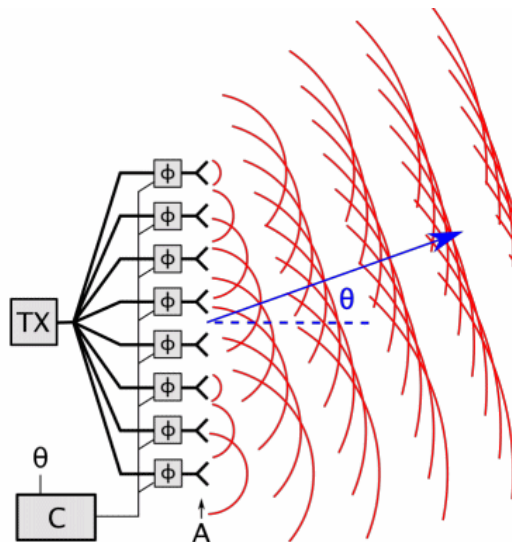


Рисунок 1 - Принцип дії фазованої антенної решітки (ФАР)

При реалізації запропонованого способу використовується однірна фазована антенна решітка в якості передавача, що розташовують під автомобілем. Для підвищення вандалостійкості її вбудовують в матеріали з діелектричними властивостями.

Спосіб напівавтоматичної корекції похибки позиціонування станції безконтактного заряджання електромобілів складається з декількох етапів.

По-перше, електромобіль найжджає на передаючий модуль зарядної станції. Точність повздовжнього розташування водій контролює за допомогою індикатора рівня сигналу, що отримується приймаючим блоком. В цей час передавач встановлюється в режим роботи мінімальної потужності з широкою діаграмою випромінювання по площині, що перпендикулярна повздовжньої осі електромобіля.

Другий етап починається після зупинки транспортного засобу. Передаючий модуль зарядної станції встановлюється в режим роботи мінімальної потужності з вузькою діаграмою випромінювання. При цьому електронна система керування змінює кут нахилу отриманого променя. Таким чином здійснюється сканування місцезнаходження приймача в площині, що перпендикулярна повздовжній осі електромобіля по максимальному рівню сигналу, що отримує приймач. В процесі сканування система керування зарядною станцією здійснює зворотний зв'язок з приймачем. Для передавання

інформації використовується моделювання сигналу променю, що сканує. Таким чином, позиціонування за запропонованим способом дозволяє позбутися додаткових елементів прийому та передачі системи зворотного зв'язку.

Третій етап починається коли система обчислила необхідний кут випромінювання. При цьому передаючий модуль зарядної станції встановлюється в режим роботи максимальної потужності з вузькою діаграмою випромінювання. В цьому режимі здійснюється процес заряджання електричних акумуляторів електромобіля. Параметри процесу заряджання система отримує за допомогою інформації, що поступає по мікрохвильовому променю в модульованому вигляді.

Четвертий етап закінчує процес заряджання. При цьому передаючий модуль зарядної станції встановлюється в режим роботи мінімальної потужності з вузькою діаграмою випромінювання. В цьому режимі здійснюється лише інформаційний обмін, що дозволяє синхронізувати роботу приймаючого та передаючого модулів.

Таким чином, реалізація системи заряджання з напівавтоматичним позиціонуванням за запропонованим способом дозволяє створити портативний й компактний пристрій, приймальний модуль якого інтегрується в загальну енергосистему електромобіля, а передаючий вбудовується в підлогу з діелектричними властивостями.

Висновки

Збільшення зручності експлуатації електричних транспортних засобів з застосуванням електричних накопичувачів досягається шляхом реалізації напівавтоматичної корекції похибки позиціонування станції безконтактного заряджання. Для реалізації напівавтоматичної корекції похибки позиціонування станції безконтактного заряджання використовується одновірна фазована антенна решітка в якості передавача, що розташовують під автомобілем.

Спосіб напівавтоматичної корекції похибки позиціонування станції безконтактного заряджання електромобілів складається з декількох етапів, що активізуються автоматично:

- використання запропонованого способу дозволяє застосовувати одновірну антенну решітку замість більш складної двовірної;
- запропонований спосіб дозволяє значно спростити систему керування за рахунок зменшення випромінюючих елементів антенної решітки;
- запропонований спосіб використовує систему електронного сканування по одній координаті;
- в якості реперного сигналу використовується широкополосне випромінювання антенної решітки, що дозволяє позиціонувати електромобіль відносно перпендикулярної площини випромінювання.

Література

1. Патент на корисну модель RU 2 693 579 C1 «Спосіб обнаружения позиции катушки для системы бесконтактной подачи

мощности и система бесконтактной подачи мощности» // Маикава Кенго (JP), Дата публікації: 03.07.2019 Бюл. № 19.

2. Патент на корисну модель RU 2 547 930 C2 «Бесконтактное зарядное устройство» // Каи Тосихиро (JP), Краисорн Тронгнумтjai (JP), Дата публікації: 10.04.2015 Бюл. № 10.

3. Патент РФ на корисну модель № RU 2 719 472 C2 Система беспроводной передачи энергии // Зейне Хатем И. (US), публікація патенту: 17.04.2020 Бюл. № 11.

Третьак Віктор Михайлович к.т.н., доц., Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН України, viktor_tretyak@ukr.net;
Говоров Олександр Федорович к.т.н., ст. наук. співр., Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН України, Aleksandr_Govorov@ukr.net

ПЕРСПЕКТИВИ В ПРОВАДЖЕННЯ СИЛОВОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ В ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ

Впровадження силового електроприводу в тягово-транспортних засобах сільськогосподарського призначення дає низку очевидних переваг – економія палива та підвищення рентабельності продукції на міжнародних ринках. Існуючі тягово-транспортні засоби (ТТЗ), які входять до складу сільськогосподарських та інших машинно-тракторних агрегатів мають первинне джерело енергії – дизельний двигун внутрішнього згорання. Загально відомо що максимальний ККД такого двигуна знаходиться в одній точці його зовнішньої характеристики, яка характеризується певною потужністю при певній частоті обертання колінчастого валу.

Потужність, яка споживається, змінюється в широкому діапазоні – від десятків кіловат при русі по дорогах вищих категорій до сотень кіловат при виконанні технологічних операцій. Тому проблема узгодження потужностей різних режимів роботи тягово-транспортних засобів є актуальною.

Статистичний аналіз використання найбільш поширених тракторів потужністю 50-100 кВт показує, що до 50% свого робочого часу вони використовуються на транспортних роботах, при яких їх тягової потужності вистачає на роботу з причепами повною масою до 15 т. Але для роботи з технологічними машинами (прес-підбирач, розкидачі органічних добрив, перевантажувачі зерна, багатоопераційні посівні комплекси) такої потужності недостатньо. Тому, за умови тягової концепції, їх агрегують з важкими потужними тракторами які обладнані складними багатоступінчастими або безступінчастими трансмісіями, дорогими ходовими системами які негативно впливають на урожайність сільськогосподарської продукції.

Складові сучасної елементної бази силового електроприводу мають високий ККД. Крім того, передача потужностей в межах технологічних агрегатів здійснюється значно простіше електрично енергією ніж механічними

пристроями. Слід відмітити і більші можливості в компонуванні як рушіїв, та і інших споживачів енергії.

Виходячи з викладеного, пропонується переходити від тягової концепції до тягово-привідної, з суттєвими змінами компонування енергетичних елементів.

Технічні характеристики сучасних електричних накопичувачів енергії не задовольняють роботу сільськогосподарських технологічних агрегатів протягом світлового дня, тому електроаккумуляторні трактори незайшли широкого впровадження в сільськогосподарському виробництві. Для важких енергоємних робіт більш підходять гібридні схеми ТТЗ. Гібридний ТТЗ складається з теплового двигуна, накопичувачів та споживачів енергії. Зазвичай вони розміщуються на енергетичному засобі. Але, існує багато прикладів коли тягові двигуни (установки) розміщуються в різних складових ТТЗ (електропоїзди, трамваї, метро, двохланкові тролейбуси).

Виходячи з викладеного, пропонується компонування гібридної схеми з розміщенням теплового двигуна з генераторною установкою на технологічному модулі. Накопичувачі енергії на модулі керування (електроаккумуляторному тракторі), а тягові електричні двигуни розміщуються відповідно до компонування рушіїв всього ТТЗ. Таке розміщення елементів гібридного ТТЗ дозволяє виконувати короткочасні транспортні роботи з використанням енергії від акумуляторних батарей. Тепловий двигун (дизель) може забезпечувати механічною енергією виконання технологічного процесу та перетворювати її в електричну, пневматичну або гідравлічну – відповідно до раціонального компонування споживачів всього технологічного агрегату. Такі схеми побудови ТТЗ зменшують загальну масу, вартість малопотужного електроаккумуляторного трактора, здешевлюють передачу великих потужностей до споживачів та підвищують загальну паливну економічність.

Провідні світові фірми працюють над аналогічними проблемами. Наприклад – шведська фірма «VOLVO» пропонує ТТЗ з гібридною силовою установкою як зображено на рисунку



Відомо, що на сучасних засобах протиповітряної оборони широко використовуються власні потужні дизельні або газотурбінні електрогенератори для електричних приводів різних механізмів та потужних електронних пристроїв. Тому їх енергію доцільно використовувати для транспортування цієї

техніки. А замість потужних тягачів кременчуцького автозаводу використовувати захищені електроакумуляторні модулі керування.

Бажинов О.В., д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, alexey.bazhinov@gmail.com

Бажинова Т.О., Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОЦІНКА РЕСУРСУ ГІБРИДНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Встановлено закономірності оцінки ресурсу гібридної силової установки та оцінка впливу на неї зовнішніх умов. Визначено раціональні області використання ресурсу гібридної силової установки автомобіля залежно від навантажувально-швидкісного режиму руху. Введено корекцію ресурсу гібридної силової установки автомобіля залежно від енергетичних витрат на виконання транспортної роботи.

Розроблено науково-методичні засади нових методів прогнозування залишкового ресурсу гібридної силової установки автомобіля. Прогнозування залишкового ресурсу гібридної силової установки базується на діагностичних методах оцінки двигуна внутрішнього згорання та акумуляторної тягової батареї. Методи прогнозування враховують зовнішні умови експлуатації, індивідуальні особливості силової установки та кваліфікацію водія.

Встановлено нові закономірності оцінки залишкового ресурсу гібридної силової установки автомобіля, потреби у запасних частинах до неї та періодичності технічних впливів. Закономірності враховують енергетичні витрати на транспортну роботу та конструктивні особливості гібридної силової установки. Обсяг транспортної роботи, швидкість руху та енерговитрати є узагальнюючими параметрами оцінки залишкового ресурсу гібридної силової установки, витрати запасних частин та періодичності технічних впливів.

Отримані залежності швидкості зносу агрегатів гібридної силової установки автомобіля оцінюють ступінь впливу технологічних, експлуатаційних та режимів роботи. Наведено вибір раціональних рішень щодо експлуатації гібридного автомобіля та визначено зовнішні умови, за яких зміниться залишковий ресурс гібридної силової установки.

Дано теоретичне обґрунтування управління ресурсом гібридної силової установки у конкретних умовах експлуатації за енергетичними параметрами. Визначено області раціонального використання гібридних автомобілів за показниками ресурсу гібридної силової установки автомобіля. Показник ресурсу гібридної силової установки та автомобіля в цілому встановлюється за енерговитратами, швидкістю руху та обсягом виконаної транспортної роботи.

Запропоновано систему методичних аспектів застосування розроблених методів прогнозування та управління ресурсом гібридної силової установки для вибору раціональних рішень щодо використання гібридного автомобіля. Система включає математичні моделі оцінки ресурсу гібридної силової

установки та становить основу управління витратою ресурсу гібридного автомобіля у заданих умовах експлуатації.

Література

1. Бажинова Т.О., Борисенко А.О. Експлуатаційні властивості гібридних автомобілів: монографія. Харків: ФОП Бровін О.В., 2016. 104с.
2. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика./ [Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Двадненко В.Я.]. – Харків: ХНАДУ, 2011.- 236с.

Безрідна Олександра Володимирівна, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, alex25kh@gmail.com

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ВІДЕОКАМЕР

Передавальна телевізійна камера - пристрій, призначений для перетворення оптичного зображення, одержуваного за допомогою об'єктива на мішені вакуумної передавальної трубки або на світлочутливої матриці в телевізійний відеосигнал або цифровий потік відеоданих. Механічний метод реєстрації рухомих зображень був запропонований ще в 1884 році інженером Нірков. На багато років вперед визначило розвиток телеприймної апаратури створення іконоскопа - вакуумної реєструє трубки, запропонованої видатним російським вченим, який емігрував до США, Олександром Зворикіним. Цікаво, що ще в 1927 році радянським інженером-винахідником Терменом була побудована телевізійна система, заснована на реєстрації і відтворенні зображення за допомогою системи дзеркал, що дозволяє отримати зображення на екрані до 1,5 метрів. Фактично вже тоді був створений прототип сучасних відеопроєкторів з мікродзеркальним DMD-чіпом, тільки без колірних коліс. Цей апарат стояв у кремлі в кабінеті Климента Ворошилова, звідки можна було спостерігати за Олександрівським садом. Всі розглянуті системи передбачали сканування картинки окремих кадрів або по спіралі як в механічних системах Нипкова або через підрядник як в діючих телевізійних стандартах NTSC, PAL, Secam. Термін відеокамера з'явився в результаті інтерпретації англійського Camcorder, отриманого в результаті об'єднання двох слів Camera і Recorder і позначало комбінований пристрій, здатний знімати і записувати відеозображення. [1]

Система оптичної ідентифікації за допомогою відеокамер (COI) призначена для автоматичного визначення типу транспортного засобу або номера автомобіля (транспортного засобу, далі - ТЗ) та занесення ліченого номера і зображення ТЗ в базу даних на провідному комп'ютері. Як ТЗ можуть виступати автомобілі (рис. 1). Система заснована на комп'ютерному аналізі відеозображення. Відеокамера кріпиться на спеціально виготовляється опорі або на існуючих конструкціях (рис. 2). Для освітлення в темний час доби використовується інфрачервоний освітлювач, обладнаний датчиком

освітленості. При проходженні автомобіля в зоні контролю відбувається аналіз відеосигналу і розпізнавання ТЗ або його номера. У базі даних для кожного контрольованого транспортного засобу зберігається фотографія його номера, що дозволяє при ручному контролі при необхідності звірити номер, занесений в базу даних, з зображенням.

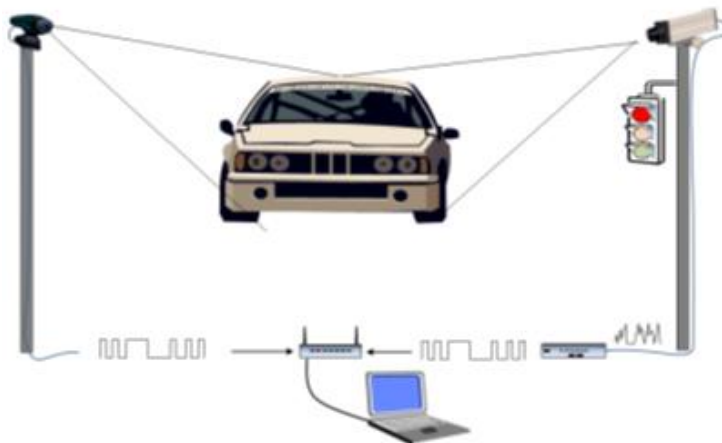


Рисунок 1 - Система оптичної ідентифікації



Рисунок 2 - Відеокамера системи оптичної ідентифікації

Система розпізнавання державних реєстраційних знаків автомобілів AutoTRASSIR призначена для автоматичної ідентифікації номерів транспортних засобів, які потрапили в поле зору відеокамери. Модуль розпізнає всі шаблони номерних знаків Росії, України, Білорусії, Казахстану, Грузії та Тайваню з високим показником 99%. Фіксація номерів транспортних засобів може здійснюватися одночасно для необмеженої кількості автомобілів, що потрапили в кадр, на кількох смугах руху, включаючи протилежно спрямований трафік. Система автоматичного розпізнавання автомобільних номерів AutoTRASSIR дозволяє відстежувати проїзд цікавить автомобіля з архіву на скріншотах і фрагментах відео. Підтримується ведення журналу,

формування докладних звітів, ієрархічне класифікація розпізнаних номерів по групах, інтеграція з приладами вимірювання швидкості та комплексними системами безпеки, що включають [2].

Додаток знаходить широке застосування в державному, комерційному і приватному секторі. Симбіоз AutoTRASSIR з радарми вимірювання швидкості (до 200 км/год або до 250 км/год при використанні камер з частотою кадрів в секунду 60 Fps) може бути використаний для визначення номерів транспортних засобів порушників, які не дотримуються правил дорожнього руху. В автоматичному режимі система здатна фіксувати реєстраційні знаки автомашин, що знаходяться в угоні або порушують правила стоянки.

Для автогосподарств, складських і митних терміналів, паркінгів, територій приватних володінь і інших система AutoTRASSIR в тандемі з системами контролю і управління доступом, а також у взаємодії зі шлагбаумами і загальною системою відеоспостереження підприємства може служити автоматичним фіксатором проїжджаючого через в'їзні/виїзні ворота автотранспорту, сприяти оптимізації роботи пропускної системи та контролю часу завантаження/розвантаження товарів, ведення обліку і баз даних транспортних засобів, що знаходяться на території, скороченню злочинства і припинення появи небажаних візитерів.

Література:

[1] Маняшин А. В. Информационные технологии на автомобильном транспорте : Монография / А.В. Маняшин. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2014 – 128 с.

[2] http://ardo.odessa.ua/katalog/po/autotrassir-2-kanala-do-30-km_ch/.

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

ДЕТОНАЦІЯ ТА МЕТОДИ ЇЇ УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ЇЇ ПЕРЕВІРКИ

Детонація двигуна є серйозною проблемою, але багато автомобілістів не знають причини її появи. Вона відбувається при нерівномірному розподілі палива. Існує кілька способів, за допомогою яких можна позбутися від цієї проблеми. Суть даного згоряння зводиться до того, що частина палива через низку сформованих факторів в камері згоряння самозаймається. Причому відбувається це до того, як між свічковими електродами утворюється іскра, тобто суміш загоряється завчасно.

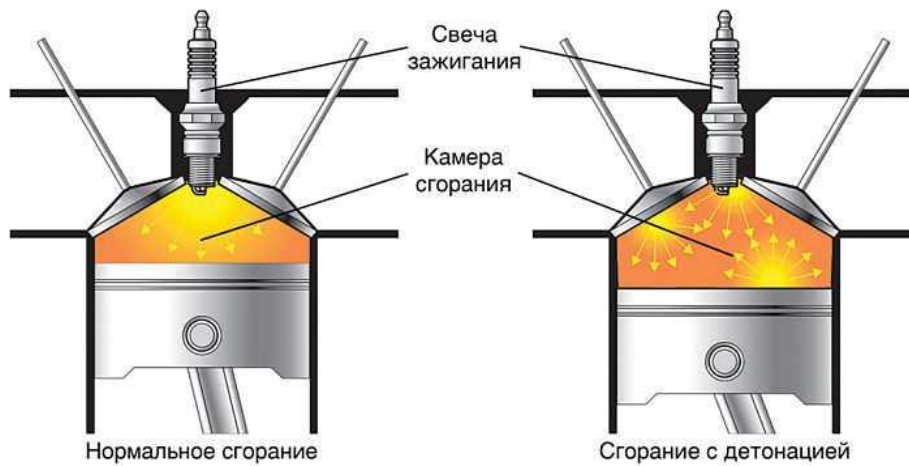


Рисунок 1 – Виникнення детонації у циліндрі

Як установки для дослідження детонаційних якостей палив у більшості лабораторій застосовують одноциліндрові двигуни різної конструкції. Значно рідше для цієї мети застосовують спеціальні бомби.

Двигуни, застосовувані для досвідів по детонації, найчастіше виконуються з перемінним ступенем стиску, що дозволяє випробувати палива дуже різні у відносинах своїх детонаційних якостей, тому що є можливість при одержанні шкали еквівалентів узяти як перемінний фактор ступінь стиску, що змінюється в дуже широких межах.

Результати досвідів по детонації палив, отримані за допомогою спеціальних бомб, відрізняються меншою практичною цінністю, чим результати, отримані при іспиті двигунів спеціальної конструкції. Це порозумівається головним чином тим, що умови горіння в бомбі значною мірою відрізняються від таких же в камері згорання двигуна; наприклад, отут зовсім відсутні вихри, що виходять у двигуні за процес впуску, і форма камери згорання не робить того впливу на процес горіння, як це має місце в двигуні.

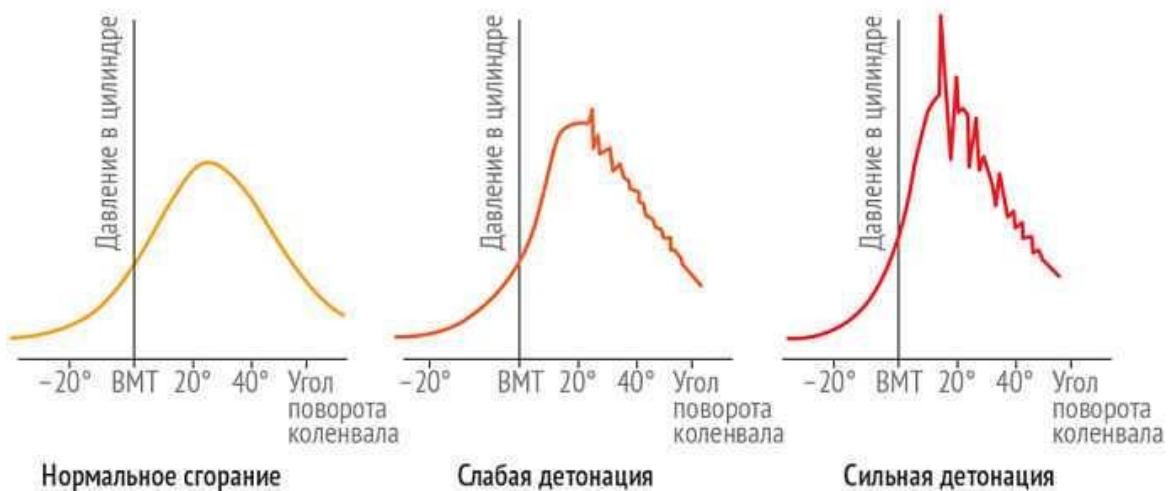


Рисунок 2 – Залежність посилення детонації

Тому що сутність явища детонації ще не з'ясована цілком, то поширення результатів, отриманих при досвідах з бомбою, на робочий процес двигуна є

трохи скрутним і оцінка детонаційних якостей із практичної крапки зору при цих умовах є не цілком об'єктивна. З іншого боку, застосування для досвідів по детонації бомб спеціальної конструкції є бажаним, тому що при цьому можна одержати більш об'єктивну і постійну обстановку для процесу горіння, можна ширше змінювати температурні умови процесу горіння, точніше дозувати зміст палива і повітря і, нарешті, у цьому випадку не приходиться вважатися з механічним станом двигуна (щільність прилегання поршневих кілець, олива, нагар у камері згоряння і т.д.), що при випробуванні палив на двигуні можуть впливати на процес горіння, а також спотворювати результати досвіду.

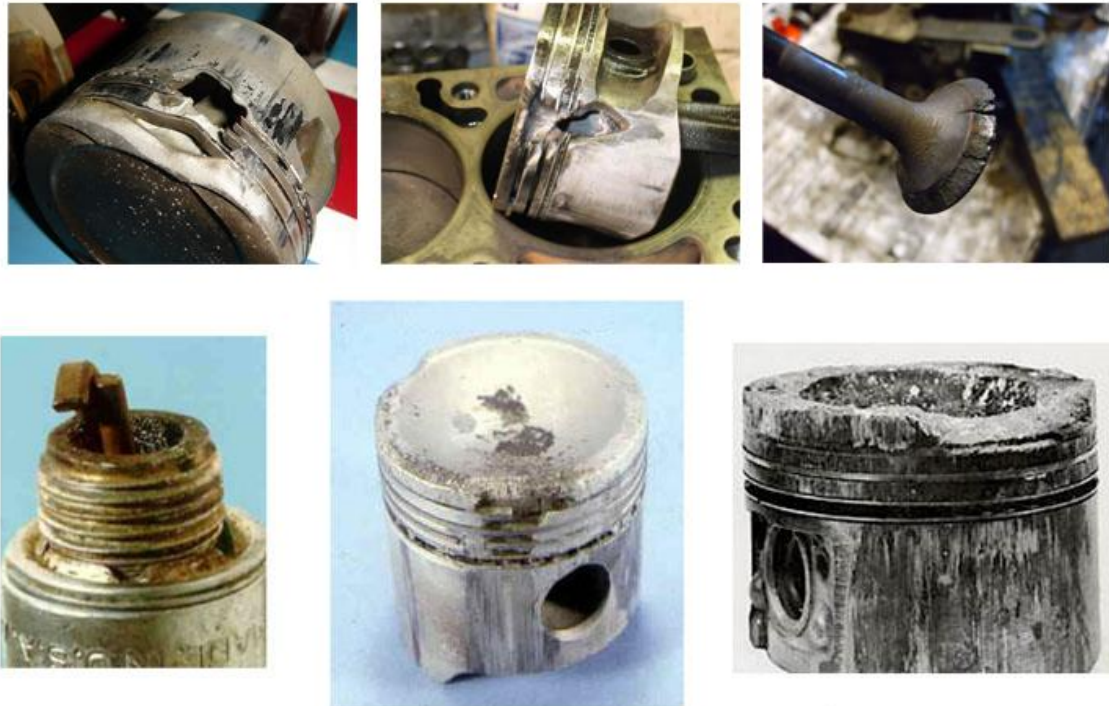


Рисунок 3.3 – Пошкодженні деталі внаслідок детонації

При досвідах по визначенню детонаційних якостей палива – з бомбою чи двигуном – необхідно робити порівняльну оцінку інтенсивності детонації при еталонному паливі, з одного боку, і при випробуваному паливі – з іншої. Оцінка інтенсивності детонації виробляється в різних лабораторіях різними способами. З найбільш уживаних способів оцінки інтенсивності детонації можуть бути зазначені наступні:

- а) на слух;
- б) по виду відпрацьованих газів;
- в) по висоті підскакування кульки на пружній пластинці;
- г) по розриві пластинки, на яку діють спалаху;
- д) по індикаторній діаграмі процесу горіння;
- е) по електричному опорі суміші.

Література:

1. *Набивач В. М.* Якість автобензінів та екологічна безпека / *В. М. Набивач, В. О. Герасименко.* Довкілля та здоров'я. – 2002. - № 2. – С.26 – 28.
2. Новые присадки к моторным топливам: технические и экологические аспекты / *А. В. Сачивко, В. П. Твердохлебов, Е. А. Демьяненко, Б. В. Поляков* // Рос. хим. журнал. – 1998. – т. 42. - № 1/2. – С. 176 – 186.
3. *Кадыгроб Л. А.* Бензин и кислородосодержащие компоненты моторных топлив из метанола / *Кадыгроб Л. А.* Хим. технология. – 1987. - № 4. – С. 3 – 17.
4. Улучшение качества моторных топлив / *В. И. Майоров, Э. В. Грушевенко, И. Б. Кессель, В. И. Репалов* // Газовая пром – сть. – 1986. - № 8. – С. 22 – 33.

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

Грицук Ігор Валерійович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

Волкова Тетяна Вікторівна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

АДАПТИВНА СИСТЕМА ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ І РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Технічна експлуатація автомобілів (ТЕА), за визначенням [1] є однією з найважливіших підсистем автомобільного транспорту (АТ), яка, в свою чергу, являє підсистему транспорту в структурі досить складною транспортно-комунікаційної програми держави. Основною метою ТЕА як підсистеми АТ, є забезпечення необхідного рівня технічного стану рухомого складу (РС).

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 [1].

В Україні була прийнята планово-попереджувальна система ТО і Р автомобілів. Сутність цієї системи полягає в тому, що технічне обслуговування носить профілактичний характер і здійснюється за планом, а ремонт - за потребою. Така система ТО і Р 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 Р 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 [9, 10].

Під адаптивною системою ТО і Р автомобілів розуміється система, яка завдяки зміні своєї структури і значень параметрів, може пристосовуватися до зміни внутрішніх і зовнішніх умов.

Базовими принципами адаптивної систем є [2]:

- планово-запобіжний принцип визначення і усунення несправностей і проведення технічних впливів;

- оперативне управління працездатністю автомобіля на основі прогнозування стану з використанням інформаційних технологій в технічному діагностуванні (ТД);

індивідуальний підхід до оцінки технічного стану кожного конкретного автомобіля;

- індивідуальне прогнозування періодичності ТО і технічного стану автомобіля.

Для втілення адаптивної системи ТО і Р в технічну експлуатацію транспортних засобів необхідно 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 діагностування стану РС).

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 інформації діагностування бортової системи самодіагностування. 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 (ЕБУ), автоматично відправляти значення величин параметрів, що контролюються датчиком (логи), в інтегроване електронне інформаційне метапространство, 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 автомобільному транспорті загального користування (АТЗК) є такі найпростіші (з точки зору вирішуваних на АТ завдань) 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 [3];

- 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) [3];

- СКВП (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 відкрити архітектуру, масштабованість, гнучкість системи моніторингу), ПЗ (серверного, диспетчерського «Track Control») і що дозволяє інтегрувати дані рішення для моніторингу транспорту вирішуючи складні і нестандартні задачі [3];

- Dynafleet®, що є шведської транспортно-інформаційною системою або єдиним телематичних 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 інш.), що представляють електронні інформаційні системи і технології, формує на АТЗК і АТ в цілому абсолютно нові принципи ТЕА РС. Під одним з таких принципів розуміється адаптивна система підтримки технічного стану РС [4], 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.

Кафедрою ТЕСА ХНАДУ розроблені наступні інформаційні програмні комплекси «Віртуальний механік «HADI-12»», «Service Fuel Eco «NTU-HADI-12»», «MonDiaFor «HADI-15»», «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»», що дозволяють втілити перспективну адаптивну систему ТО і Р РС АТ.

Література

1. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Говорущенко Н.Я. – Х.: Вища школа, 1984. – 312 с.

2. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. / В.П. Волков, В.П. Матейчик [и др.]. Под редакцией Волкова В.П. – Донецк: Изд-во “Ноулидж”, 2013. – 398 с.

3. Волков В.П., Грицук И.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В., Володарец Н.В. Информационные системы мониторинга технического состояния автомобилей. - Харьков: ХНАДУ, 2018. - 296 с

4. Інтелектуальні системи контролю технічного стану транспортних засобів: підручник / Волков В.П., Грицук І.В., Мармут І.А. та ін. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 264 с.

Горбiк Юрiй Васильович, к.т.н., доцент, кафедра технiчної експлуатацiї i сервісу автомобiлiв, ХНАДУ

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ МОДЕЛЮВАННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА НА СТЕНДІ З БІГОВИМИ БАРАБАНАМИ

Постановка проблеми. Робота автомобільного двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) заснована на процесах перетворення хімічної енергії палива на механічну роботу. Від якості перебігу цих процесів залежать такі експлуатаційні властивості двигуна як економічність і токсичність відпрацьованих газів. Мікропроцесорні системи управління (МПСУ), які широко застосовують на автомобільному транспорті, дозволяють істотно поліпшити зазначені експлуатаційні властивості ДВЗ, забезпечуючи оптимізацію процесу паливоподачі з урахуванням навантажувальних режимів і зовнішніх факторів.

У більшості сучасних двигунах подача рідкого або газоподібного палива в циліндри здійснюється механічним способом під управлінням мікропроцесорних систем переважно шляхом розпорошення за допомогою клапанних форсунок. До роботи форсунки пред'являються виключно високі вимоги, як по швидкодії, так і по точності дозування заданої кількості палива. Для бензинових двигунів електромагніт форсунки повинен відкривати і закривати клапан за 1 мілісекунду.

При дослідженні використовувався автомобіль з системою упорскування бензину у впускний колектор. Такі системи мають широке поширення та відносяться до зовнішнього сумішоутворення і відповідно до теоретичних положень і повинне забезпечувати гомогенну (рівномірну) паливоповітряну суміш. Один із способів реалізації зовнішнього сумішоутворення – розподілене дискретне упорскування бензину передбачає розміщення форсунок на впускному колекторі, кількість яких дорівнює числу циліндрів. Бензин впорскується імпульсами (дискретно) в область впускних клапанів, де він випаровується, пара переміщується з повітрям, утворюючи готову гомогенну паливоповітряну суміш. Завдяки використанню нових технологій керування упорскуванням удалося істотно скоротити витрату палива й викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами на режимах малих навантажень.

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

Форсунки чи не єдині нерозбірні вузли системи впорскування, характеристики яких вдається відновити, очищаючи від бруду. У даній

лабораторній роботі розглядаються метод визначення продуктивності форсунок шляхом проливання.

При діагностуванні автомобіля на паливну економічність або для вирішення завдань нормування палива можна, знаючи характеристики форсунок застосовуваних на даному типі двигуна і шляхом вимірювання тривалості їх відкриття, ми з достатньою точністю можемо вимірювати витрату палива при русі автомобіля з заданою швидкістю на дороги або на стенді з біговими барабанами.

У дослідженнях застосовувались основні принципи оцінки паливної економічності та нормування витрати палива закладені у роботі [1], де з позиції системотехніки та енергетичного підходу розглянуто конструктивні та експлуатаційні параметри ефективності роботи транспортних засобів. У роботі [2] пропонується використовувати новий метод розрахунку витрати палива в процесі діагностування на стенді з біговими барабанами. Однак у цих роботах не розглянуто практичних аспектів вимірювання витрати палива сучасних автомобілів.

Мета дослідження. Метою роботи є подальше вдосконалення метода діагностування технічного стану автомобіля за зміною витрати палива.

Основний матеріал. У реальних системах в основу алгоритму управління форсунками покладено спрощену модель визначення циклової подачі по статичній продуктивності форсунки і тривалості керуючого імпульсу. У такій моделі розглядався постійний ефективний прохідний переріз розпилювача форсунки, а тривалість відкритого стану клапана форсунки приймається рівною тривалості керуючого імпульсу, яку визначають за принципом базової і коригуючої матриць [3].

Під статичною продуктивністю форсунки розуміють її здатність пропустити кількість палива при постійно відкритому клапані за певний проміжок часу. Таким чином, статична продуктивність форсунки визначається способом статичного пролиття при постійному тиску палива і при постійно відкритому клапані за певний час.

При підготовці проведення експериментів для підвищення точності вимірювань кількості палива проводилася оцінка статичної продуктивності форсунок автомобіля Skoda Octavia Elegance на стенді ASNU-01 фірми Bosch, що забезпечує високу точність визначення. Для відтворення статичного режиму пролиття на обмотки електромагнітних форсунок подається постійна напруга. Час виміру 10 ... 30 с, протягом якого форсунки відкриті і відбувається пролиття, формується в електронному блоці за допомогою генератора частоти та лічильника імпульсів.

Статична продуктивність форсунки являє собою масову швидкість закінчення палива через розпилювач. У системах управління двигуном для збереження витратних характеристик форсунок при різних режимах роботи двигуна в умовах експлуатації подача палива ведеться при постійному перепаді між тиском палива і тиском у впускному трубопроводі після дросельної заслінки. Для цього в паливній системі введено зворотний зв'язок по тиску, для чого встановлений стабілізатор перепаду тиску, редуційний клапан якого з

мембранним приводом навантажений пружиною, причому порожнину над мембраною з'єднується з порожниною за дросельною заслінкою.

Відомо, що якір електромагніту клапана запізнюється у часі при підйомі та опусканні. Це призводить до того, що тривалість відкритого стану клапана форсунки відрізняється від тривалості електричного керуючого імпульсу, що подається на обмотку електромагніту форсунки на величину

Невідповідність можна визначити шляхом динамічного пролиття форсунок із застосуванням стенду з перевірки та очищення форсунок ASNU-01 фірми Bosch. Для цього використовували такий режим роботи форсунок, коли в рампі стенду підтримується постійний тиск палива, а клапани відкриваються на короткий час при подачі на обмотки форсунок імпульсів керуючих тривалістю 20 мс, які формуються в електронному блоці на основі еталонних інтервалів часу.

Існуючий лічильник імпульсів у цьому режимі вимірює кількість циклових подач. Такий підхід дозволяє не застосовувати секундомір, а встановлювати за допомогою перемикача калібровані інтервали часу і забезпечує високу повторюваність режимів випробувань [4].

За результатами статичного та динамічного пролиття визначаємо величину невідповідності для кожної форсунки. На практиці зручніше користуватися поправочним коефіцієнтом, який враховує запізнення спрацювання форсунок.

Експериментальні дослідження проводилися з використанням передньопривідного автомобіля Skoda Octavia Elegance з силовим агрегатом AGU 1,8 20V Turbo з використанням системи збору даних, побудованої на основі персонального комп'ютера, модуля введення аналогових сигналів та програмної програми PowerGraf Professional.

Для ідентифікації режимів роботи двигуна використовуються сигнали датчиків частоти обертання, температури охолоджуючої рідини, положення дросельної заслінки, складу відпрацьованих газів і включення стартера. Для нашого випадку для визначення витрати палива автомобілем на стенді з біговими барабанами при заданій швидкості ми за допомогою системи збору даних знімали наступні сигнали: частоту обертання барабанів (величину напруги на тахогенераторах), швидкість автомобіля, тривалість упорскування першої форсунки, сигнал положення распредвала. Використовуючи математичні моделі, визначаємо витрату палива при заданій швидкості руху на стенді та заданому навантаженні.

За допомогою програмного додатка PowerGraf Professional обробляємо масив даних для заданої передачі КП і швидкості руху ідентифікуємо сигнали для заданого режиму роботи двигуна. Вимірюємо наступні електричні сигнали: тривалість керуючого імпульсу на форсунці (мс) - з графіка "Напруга на форсунках", напруження з графіка "швидкість обертання барабанів", період звернення розподільного валу (мс) - з графіка "датчика фази" ».

Висновки

Описаний метод визначення енергетичних показників автомобіля можна

застосовувати для експериментів щодо визначення витрати палива на автомобілях обладнаних системами розподіленого упорскування палива, а також для визначення або уточнення базових норм витрати на транспортну роботу з урахуванням умов експлуатації. Попередня перевірка форсунок, їх статична і динамічна проливка на стенді виключає похибки вимірювань пов'язані з технічним станом цих елементів системи упорскування палива.

Література

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта. / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - Изд. 2-е, перераб. и долн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
2. Говорущенко Н.Я. Методы системного расчетно-аналитического и стендового диагностирования легковых автомобилей / Н.Я. Говорущенко, Ю.В. Горбик // Автомобильный транспорт : Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2009. - № 25. – С. 58-61.
3. Гириявец А.К. Теория управления автомобильным бензиновым двигателем / А.К. Гириявец. - М.: Русский сервис, 1997. – 190 с.
4. Пойда А.М. Технічна експлуатація автомобілів з мікропроцесорними системами керування : лабораторний практикум / А.М. Пойда. – Харків: ХНАДУ, 2012. – 172 с.

Дитятьєв Олександр Васильович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, alex-dit@ukr.net
Белов Валентин Іванович, belov.valentin45@gmail.com

ПРО КОНСТРУКЦІЮ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЮ ДВИГУНІВ ІЗ СИСТЕМОЮ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ

Завдання зниження витрати палива та обмеження викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів стимулюють появу нових конструкцій двигунів, у тому числі із системами відключення циліндрів (СВЦ) на часткових режимах. Застосування системи дозволяє заощаджувати до 7% палива і знизити викиди CO_2 на 10 г/км. Ефект проявляється за рахунок збільшення термодинамічного ККД двигуна і зниження насосних втрат.

При вимиканні групи циліндрів на режимах часткових навантажень решта циліндрів перетворюється на роботу при більшому навантаженні. Існують такі основні способи відключення циліндрів [1]: відключення паливоподачі у різних варіантах; відключення шляхом утримання впускних та випускних клапанів у закритому стані.

Автовиробники використовують різні схеми систем відключення циліндрів під своїми фірмовими назвами. Це у концерну Volkswagen – Active Cylinder Technology (ACT); Variable Cylinder Management (VCM) у Хонди, Active Cylinder Control (ACC) у Mercedes-Benz, Multi-Displacement System (MDS) у Chrysler, Displacement on Demand (DoD) у GM і т.д.

У 2012 р. концерн Volkswagen випустив на ринок двигун 1,4 TSI - EA211 із шифром (СРТА) за екологічним стандартом EU5, який є першим чотирициліндровим двигуном із системою АСТ, запущеним у масове виробництво. Пізніше цей двигун випускалися під шифрами CZCA, CZEА екологічного стандарту EU6. Тому основи роботи двигунів, принципи їх експлуатації викликають певний інтерес.

Виходячи з порядку роботи циліндрів і конструкції колінчастого валу, у чотирициліндровому двигуні зручно відключати середні, тобто циліндри 2 і 3 [2], що було реалізовано в двигуні 1,4 TSI.

Відключення циліндрів доцільно проводити через закриття впускних і випускних клапанів у циліндрах, що відключаються, при цьому повітря, що залишилося, стискаючись-розтискаючись, діє як свого роду пружина з незначними сумарними витратами енергії. Відключення клапанів може відбуватися різними способами. У двигуна VW 1,4 TSI із системою АСТ закриття клапанів відбувається за рахунок особливої конструкції розподільчих валів. На валах є, за кількістю клапанів, що відключаються, зсувні в осьовому напрямку блоки кулачків, кожен з яких має робочий і нульовий профіль, причому нульовий профіль включається завдяки осьовому зміщенню блоку при відключенні циліндрів. Паливо та іскра від системи запалення у відключені циліндри не подається. Автоматичний перехід з режиму на режим забезпечує блок керування двигуном шляхом реалізації послідовних кроків з урахуванням інформації від звичних датчиків системи керування двигуном та підсистеми СВЦ. До підсистеми СВЦ належать виконавчі механізми включення-вимкнення впускних та випускних клапанів розподільчих валів. Роль датчиків крайніх положень кулачків виконують самі виконавчі механізми.

Як умови перемикання з 4-х циліндрового режиму на 2-х циліндровий приймаються обмеження по крутному моменту, по частоті обертання вала і температурі масла двигуна. Робоча зона системи відключення циліндрів по крутному моменту розташовується від нуля до моменту, рівного 32-35% від максимального. Інтервал частоти обертання вала двигуна, при якому можливе відключення, дорівнює 20-70% від максимальної. Пуск двигуна завжди здійснюється у чотирициліндровому режимі. Перемикання на двоциліндровий режим і назад відбувається автоматично без участі водія. Разом з тим, при експлуатації автомобіля необхідно пам'ятати, що навіть при виконанні всіх трьох умов двигун залишатиметься або переходитиме на чотирициліндровий режим у випадках, якщо має місце виражена спортивна манера водіння або необхідність опалення салону. До причин слід віднести також рух під ухил і рух з прискоренням.

Перемикання на двоциліндровий режим і назад супроводжується перерозподілом крутного моменту серед груп циліндрів, при цьому результуючий крутний момент і потужність повинні залишатися постійними як до перемикання, інакше можливі смикання або ривки при русі автомобіля.

$$N_4 = N_2, \quad (1)$$

де N_4, N_2 - потужність двигуна в чотирициліндровому та двоциліндровому режимах відповідно.

Потужність багатociліндрового двигуна визначається за такою формулою: [3]

$$N = piV_h n / (30\tau),$$

де p – середній ефективний тиск; i – число циліндрів; V_h - робочий обсяг одного працюючого циліндра; n – частота обертання валу; τ – тактність.

Умова (1) виразиться так:

$$p_4 4V_h n / (30\tau) = p_2 2V_h n / (30\tau), \quad (2)$$

де p_4, p_2 - середній ефективний тиск у чотирьох, - і в двоциліндровому режимах відповідно.

З рівняння (2) отримуємо: $p_2 = 2p_4$, а це означає, що при переході з чотирициліндрового режиму на двоциліндровий, в останньому режимі середній ефективний тиск має бути піднято вдвічі. (При зворотному переході $p_4 = p_2/2$). Насправді p_4 буде дещо більшим через зниження механічного ККД в холодних, непрацюючих циліндрах. Перехід, незважаючи на короткочасність процесу, складається принаймні з п'яти послідовних фаз. Фази містять операції керування дроселем, кутом випередження запалювання, паливоподачею, керування приводами впускних, випускних клапанів.

Застосування СВЦ потребує серйозних конструктивних змін у двигуні. Перехід на двоциліндровий режим супроводжується посиленням вібрації двигуна. При експлуатації двигунів слід враховувати, що для зменшення вібрацій виробники вживають заходів конструктивного характеру, таких як підвищення жорсткості блоку циліндрів, полегшення кривошипно-шатунного механізму. Також підвищеної уваги вимагають гідравлічні опори двигуна, двомасовий маховик із спеціальними налаштуваннями, налаштована випускна система.

При роботі на двоциліндровому режимі має місце підвищення втрат на тертя і знос у непрацюючих циліндрах внаслідок їхнього істотного переохолодження. Значний перепад температур викликає внутрішню напругу в головці і в блоці циліндрів. Інтенсивно зношуються розподільні вали, особливо компоненти механізму перемикачів.

Особливо відповідальними є перехідні режими. Сучасні системи електронного управління дозволяють досягти плавних переходів без ривків і провалів під час відключення або включення циліндрів. Щоб унеможливити нерівномірність протікання крутного моменту, крім випускних і впускних клапанів, керуються кутом повороту дросельних заслінок, склад суміші через λ-регулювання, кутом випередження запалення. При кожному включенні подачі палива в холодний циліндр вимушено збагачується суміш, що спричиняє відкладення сажі та нагару в камері згорання.

Рух у двоциліндровому режимі та всі пов'язані з цим переваги виключаються при спортивному стилі їзди, необхідності опалення салону, при різкому прискоренні, при русі під ухил із застосуванням примусового холостого ходу.

Загалом, зіставляючи переваги та недоліки двигунів із СВЦ та зважаючи на складність конструкції, експлуатації та ремонту, необхідно зробити висновок, що експлуатація таких двигунів обходиться дорого, пов'язана зі складностями, тому придбання автомобілів з цими двигунами, у загальному випадку, недоцільно.

Література

1. Система отключения цилиндров двигателя. [Електронний ресурс] Режим доступу <https://fishki.net/auto/2596859-sistema-otkljuchenija-cilindrov-dvigatelja.html> (дата звернення 24.09.2022)
2. Новое семейство бензиновых двигателей EA211, Программа самообучения 511 VW/Audi. [Електронний ресурс] Режим доступу: https://vwts.ru/pps/pps_511_nov_benz_dvig_ea211_rus.pdf (дата звернення 04.10.2022)
3. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для ВТУЗов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» /Д. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. . Ирвин и др. - 4-е изд. перераб. и доп. - Машиностроение, 1983. – 372 с.

Захарчук Віктор Іванович, д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет

Свинарчук Олександр Іванович, магістрант

МЕТОДИКА РОЗРОБКИ ПРОГРАМИ ПЕРЕВЕДЕННЯ АВТОМОБІЛІВ НА АЛЬТЕРНАТИВНІ ПАЛИВА

Зменшення обсягів видобування нафти в сучасних умовах має закономірний характер, що зумовлено станом як нафтової і нафтопереробної промисловості, так і національної економіки в цілому. Незабезпеченість існуючого автотракторного парку країни рідкими нафтовими паливами (РНП) в сучасних умовах яскраво проявилось весною 2022 р. Очікуваний підйом національної економіки неминуче буде супроводжуватись нестачею паливно-енергетичних ресурсів. Тенденція збільшення використання нафтопродуктів в перспективі може призвести до погіршення енергетичної безпеки країни. Тому дане питання є пріоритетним напрямом розвитку національної економіки.

Майбутній дефіцит РНП найбільш ефективно може бути зменшений за рахунок широкого застосування альтернативних моторних палив (АМП), і насамперед застосування біодизельних палив, природного газу (ПГ), а в перспективі і водню, запаси якого в природі практично необмежені [1].

Дослідження процесу експлуатації транспортних засобів (ТЗ), які працюють на альтернативних видах палива, здійснено на моделі експлуатаційної системи «паливо-транспортний засіб», що складається з двох підсистем, об'єднаних кінцевою метою - виконання транспортної роботи, причому в комплексний показник цільової функції входять показники пристосованості, екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації [2].

Підсистема «паливо» залежить від m нормованих параметрів, які можна вважати точкою $x_j \in X$ (X – множина параметрів палива) в m – мірному просторі параметрів підсистеми ($j=1, \dots, m$).

Підсистема «транспортний засіб» залежить від n нормованих параметрів, які можна вважати точкою $y_i \in Y$ (Y - множина параметрів транспортного засобу) в n - мірному просторі параметрів підсистеми ($i = 1, \dots, n$).

Функції існування $f(x)$, $f(y)$ можуть бути записані для кожної підсистеми, так як вони володіють певною автономністю.

Для підсистеми «паливо» функціями існування будуть взаємозв'язки між фізико-хімічними і теплоенергетичними параметрами, перелік яких встановлений стандартами. Для підсистеми «транспортний засіб» - взаємозв'язки між основними техніко-економічними і експлуатаційними параметрами, що включають екологічні характеристики.

Експлуатаційна система «паливо-транспортний засіб» в цілому залежить від $m \cdot n$ параметрів. В її підсистемах, в $m \cdot n$ -мірному просторі параметрів системи виділяють деяку множину допустимих параметрів $X \cup Y$ (область визначення параметрів системи «паливо-транспортний засіб»).

Завдання підбору палива для ДВЗ зведено до задачі оптимізації параметрів експлуатаційної системи «паливо-транспортний засіб», тобто до відшукування таких значень $x_1, \dots, x_m, y_1, \dots, y_n$, при яких виконується умова $F(x_1, \dots, x_m, y_1, \dots, y_n) \rightarrow \min$ де $x_j \in X$ (множина параметрів палива), $y_i \in Y$ (множина параметрів транспортного засобу) або до доведення, що таких значень на множині $X \cup Y$ (область визначення параметрів системи «паливо-транспортний засіб») не існує.

Спеціалізація всієї системи за цільовою ознакою - призначенням, вносить елементи взаємодії і взаємовпливу між x , y , тобто матимемо взаємозалежні параметри в просторі $m \cdot n$.

В результаті формалізації об'єкт зображують у вигляді «дерева цілей», що представляє собою граф-модель. Вершини граф-моделі відображають структурні елементи об'єкта, а ребра - функціональні та структурні зв'язки. Структурні елементи, що входять до граф-моделі, є сукупністю всіх можливих комбінацій, що реалізують цільові функції об'єкта, його систем або підсистем.

Програма включає вісім основних розділів:

- 1 – номенклатура АМП;
- 2 – структура парку техніки і обсяги можливого заміщення РНП АМП;
- 3 – система забезпечення ТЗ АМП (стаціонарні, пересувні, гаражні станції, заводи з виробництва біопалив);

4 – реконструкція виробничо-технічної бази підприємств та забезпечення технічної експлуатації техніки;

5 – підготовка кадрів для проектування, експлуатації і технічного обслуговування техніки;

6 – нормативно-технічне забезпечення програми переобладнання техніки на АМП;

7 – науково-методичне та інформаційне забезпечення програми використання АВП;

8 – організація оперативного управління комплексною програмою.

Застосування запропонованої методики дозволить збільшити використання альтернативних палив в автотракторній техніці.

Література

1. Полянський С.К., Коваленко В.М. Експлуатаційні матеріали для автомобілів і будівельно-дорожніх машин. – К.: Либідь, 2005. – 504 с.

2. Захарчук В.І. Використання альтернативних моторних палив у засобах технологічного транспорту. Монографія - Луцьк: Луцький НТУ, 2015 – 233 с.

Зенкін Євген Юрійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет. crservice2008@gmail.com

ПРОБЛЕМИ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА ПРИ ДИСТАНЦІЙНОМУ МОНІТОРИНГУ

У сучасні часі в питаннях моніторингу транспортних засобів є помилкова думка що наявність датчика контролю палива в реєстрі засобів вимірювань дозволить гарантувати зазначену в сертифікаті похибку вимірювання, а також вирішувати можливі суперечки про розкрадання палива на користь роботодавця. Якщо почитати технічну документацію на датчик, в якій вказані метрологічні характеристики датчика. Вказані там основна похибка і додаткова похибка (як правило, що з'являється при вимірі температури) можуть серйозно відрізнитися від рекламної похибки постачальника. Але основне питання, яке треба з'ясувати з опису типу – вимір чого саме здійснюється цим датчиком. 95% датчиків контролю палива встановлюються в паливний бак і вимірюють рівень палива в ємності. Це найпопулярніший тип датчика, який застосовується в системах дистанційного моніторингу [1]. Рівень – це висота, а не обсяг у літрах. Для перерахунку рівня палива в об'єм при встановленні датчиків застосовується процедура тарування бака, тобто визначення залежності обсягу палива в баку від його висоти. Цей процес має свої похибки, які не описуються описом типу засобу виміру. Все, що підтверджує сертифікат засобу вимірювання на датчики рівня палива – датчик вимірює висоту рівня палива, і передає її значення в бортовий моніторинговий блок. Ця інформація передається блоком моніторингу на сервер системи моніторингу транспорту, який здійснює перерахунок рівня палива в обсяг відповідно до заповнених таблиць тарування,

згладжує дані, автоматичний розрахунок заправок та зливів палива, виведення графіків та звітів на екран. Після того, як датчик-засіб виміру надав нам дані – будь-які операції над даними за допомогою несертифікованого обладнання обнулюють цей статус. Тобто можливо вказати що обсяги заправок та зливів палива, цифра витрати палива автомобілем за період можуть залежати від налаштувань програмного забезпечення системи моніторингу. Якщо системи моніторингу вважати як засіб вимірювання – нам необхідно внести до реєстру засобів вимірювання комплекс моніторингу повністю – датчик, термінал моніторингу та програмне забезпечення моніторингу. Крім того, при перерахунку висоти рівня в об'єм завжди є невідома величина – форма бака. Як відомо, засоби вимірювань підлягають періодичній повірці. На даний момент з баків вилучаються датчики рівня палива, і в лабораторії перевіряється їхня похибка вимірювання рівня – яка є, мабуть, мінімальною з усіх складових похибок моніторингу витрати палива за рівнем у баку. При цьому не перевіряється ні форма бака, яка могла змінитись (прогин, вм'ятина), ні перекос кріплення – висить під кутом. Якщо ми використовуємо значення обсягу палива, і хочемо вважати їх метрологічно достовірними – нам треба представляти на періодичну перевірку машину цілком разом із встановленим датчиком у баку. Таким чином, ситуація з датчиками рівня палива в баку як засобами вимірювання наступна:

1. Вони атестовані тільки як вимірювачі висоти палива, але не його обсягу
2. Метрологія закінчується на роз'ємі датчика рівня палива, всі наступні показання в системі моніторингу вже не є результатами вимірювання а результатами математичної обробки.
3. Датчики як елементи системи вимірювання підлягають повірці, і це робиться, але через п.1-2 це немає сенсу. А постійне "висмикування" датчиків рівня з баків з фланцевим з'єднанням на шурупах погано позначається на надійності кріплення датчика та герметичності.
4. При цьому сертифікат метрології на датчик може допомогти в суперечках по розкраданнях завдяки некомпетентності всіх учасників, у тому числі учасників судового процесу [2].

В умовах експлуатації при русі АТЗ (автотранспортного засоба) штатні датчики рівня палива в баку дозволяють лише приблизно оцінювати його кількість. Ці свідчення важко використовувати для обчислення витрати палива АТЗ на виділеній ділянці руху. Штатний поплавковий датчик має невисоку точність вимірювання при русі автомобіля, на його поки пізнання впливає характер руху АТЗ. У зв'язку з цим показання необхідно фільтрувати та усереднювати, що також вносить доповнену похибку. Кінцева похибка отриманого результату може становити до 15 ... 20%, а іноді і більше. Тому в реальних умовах експлуатації при русі виміряти витрати палива на основі зміни обсягу палива в баку важко. Виміряти об'єм палива в баку під час стоянки теж досить проблематично, так як у цьому випадку на показання датчиків впливає ухил площини, на якій розташовується транспортний засіб. У дослідженнях, присвячених контролю параметрів та діагностиці АТЗ, встановлено, що параметри взаємного розташування елементів вимірювальної

системи та об'єкта, що контролюється, впливають на величину похибок вимірювання [3]. Якщо взяти два однакові паливні баки прямокутної форми із встановленими ємнісними датчиками рівня рідини, розташованими з різним ухилом. Виміряні датчиками рівні палива в баку будуть однакові в обох випадках, але при цьому кількість палива в лівому баку більша, ніж у правому. Таким чином, для більшості реальних форм баків тарування у горизонтальному положенні поширюється лише на дане горизонтальне положення. Нахил автомобіля не впливатиме на показання рівня палива тільки тих датчиків, які встановлені по осі, що проходить через центр мас паливного бака. Отже, на точність вимірювання рівня палива в баку найбільший вплив мають кут нахилу транспортного засобу та відстань від перпендикуляра до дна бака, що проходить через центр мас, до осі установки датчика. Зміну показань датчика можна визначити за формулою :

$$\Delta h = (l_1 - \frac{l}{2}) \operatorname{tg} \alpha \quad (1)$$

Де l_1 – відстань від стінки паливного бака до осі установки датчика; l - Довжина бака; α – кут нахилу бака в поздовжній осі (Рис. 1).

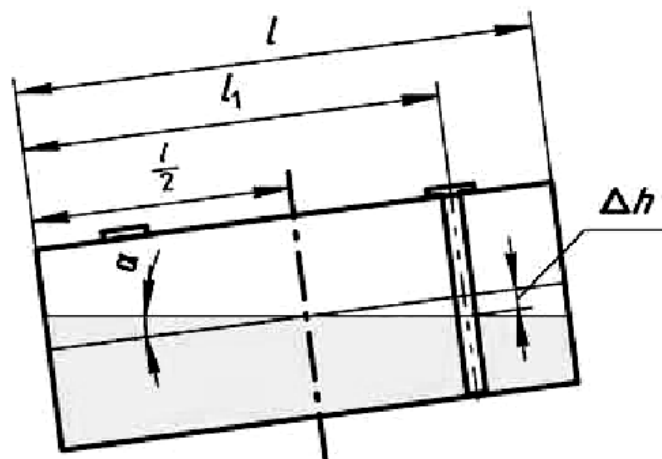


Рисунок 1 – Вплив куту нахилу бака

Як видно з рисунку, чим далі розташований датчик від центру мас і чим більший ухил, тим більша похибка виміру. У той же час, якщо датчик розташований у центрі мас, то при будь-якому ухилі показання залишаться незмінними. Для збільшення точності вимірювань необхідно розташовувати датчик у центрі мас бака, що не завжди можливо зробити на баку реального транспортного засобу. Отже, необхідно модифікувати вимоги до конструкції паливних баків та передбачити в них можливість встановлення додаткових датчиків рівня палива у геометричному центрі мас бака. Ці вимоги повинні виконуватись виробниками баків ще на етапі їх проектування. Для технічного вирішення цієї проблеми може бути використаний спосіб визначення кількості палива в баку транспортного засобу, який відрізняється тим, що рівень вимірюється з двох протилежних сторін бака. Цей спосіб дозволяє збільшити точність виміру при порушенні орієнтації бака у просторі. При цьому вимірювачі розташовують у площині, що проходить через центр мас бака з

паливом, визначають відстань від точок вимірювання до перпендикуляра до основи бака, що проходить через його центр мас. Таким чином, знаючи форму бака, його орієнтацію у просторі та показання датчика (датчиків) рівня, можна розрахувати обсяг палива, що знаходиться в ньому, та виключити похибку, обумовлену розглянутими факторами, що дозволить підвищити точність контролю та ефективність системи керування витратою палива.

Література

1. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів / В.П. Волков, І.В. Грицук, Ю.В. Грицук, Ю.В. Волков, М.В. Володарец. – Харків: ФОП Панов А.М., 2018. – 299 с.
2. Інформаційні компютерні системи автомобільного транспорту: навчальний посібник / А.А. Кашканов, В.П. Кужель, О.Г. Грицюк. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 230 с.
3. Волков В.П. Интеллектуальные системы управления работоспособностью автомобилей / В.П.Волков, В.П. Матейчик, И.В. Грицук [и др.]. – Харьков: Майдан, 2016. – 503 с.

Зибцев Юрій Васильович, старший викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dandz2805@gmail.com

ДІАГНОСТУВАННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ ЗА ЧАСОМ РОЗГОНУ ТА ВИБІГУ У ДОРОЖНІХ УМОВАХ

Автомобілі в автопідприємствах повинні постійно мати вищий рівень готовності, зокрема за тягово-швидкісними властивостями. Для цього потрібне регулярне діагностування. Найкращий метод перевірки цих властивостей – стендовий. Але тягові стенди практично зникли з індустрії автосервісу, а у автопідприємствах їх дуже мало.

У ХНАДУ розроблені методи перевірки автомобілів на дорозі за часом розгону та вибігу. Розгін свідчить про технічний стан двигуна, вибіг – ходової частини та трансмісії. Методи прості, доступні пересічному водієві, не потребують унікального обладнання – швидкість вимірюють за спідометром, який попередньо проградуєвано (за навігатором чи приймачем супутникових сигналів або за бар'єрною огорожею дороги). Час вимірюють секундоміром у мобільному телефоні. Недолік цих методів – потрібна горизонтальна пряма ділянка дороги великої довжини – скажімо, для розгону до 100 км/год з подальшим вибігом щонайменше 2...3 км. Навіть звичний вибіг з 50 км/год може скласти 800...1100 м. Такі дороги можна знайти не всюди.

Щоб вирішити цю проблему, запропоновано проводити перевірки на горизонтальних ділянках дороги довжиною менше 500 м на понижувальних

передачах, а вибіги – з 50 або навіть 40 км/год до 20 км/год. Численні експерименти підтвердили придатність такого методу і його доступність для рядового водія. Навіть ускладнений варіант з відеозаписом показань спідометра водієм під час руху не викликає надмірних ускладнень, але різко розширює можливості випробувань, бо забезпечує дальший перегляд запису у режимі стоп-кадрів. А це виключає помилки ручної засічки, що важливе при вимірюванні часу розгону на другій-третьій передачах (це одиниці секунд). Із вибігом таких ускладнень нема, бо навіть від 40 до 20 км/год автомобілі рухаються накатом 35...40 секунд, і тут запізнення у 0,2...0,4 с через реакцію людини не викликає надмірної помилки.

Цей запропонований метод має свої особливості. Так, автомобілі з автоматичною трансмісією не вдається розганяти на фіксованих нижніх передачах навіть з системою Tiptronic – трансмісія вже через 3...4 секунди сама перемикається на вищу передачу. Трохи менше ймовірність такої події у режимі S (Sport).

Не слід розганяти автомобіль на першій передачі – занадто короткий час розгону, до того ж на нього дуже впливає відхилення початкової швидкості, яка має бути приміром 5 км/год, а це не покаже жоден спідометр. Якщо ж рушати з місця, на час буде впливати різне проковзування шин по дорозі, технічний стан зчеплення, відхилення у темпі натискання на педаль акселератора тощо.

Час розгону дуже залежить від маси автомобіля. Відхилення маси на 60...70 кг змінює час розгону легкового автомобіля на III передачі на 1...2 с, а це може означати помилку діагностування – передчасне бракування або ж пропуск несправності. А таке відхилення – це відмінність між легким та важким водіями плюс різниця у кількості палива в баку, новими та зношеними шинами, вагою речей й оснащення водія тощо.

Для вибігу вирішувальним фактором є опір коченню. Норматив часу вибігу треба розраховувати за типом та швидкісною категорією шин.

Головне у підготовці випробувань – це правильний розрахунок нормативів. У автопідприємствах рухомий склад може відрізнитися від автомобілів тієї ж базової моделі, зокрема, за масою, тому ці розрахунки потребують особливої уваги. Рекомендується також знайти зручну ділянку дороги поблизу місця дислокації рухомого складу і перевірити всі машини у справному стані, а потім регулярно повторювати перевірки, при чому реєструвати у документації всі зміни у конструкції (новий двигун, коробка передач, шини, спецобладнання тощо) і відповідно корегувати нормативи.

Корпач А.О.¹, професор кафедри двигунів і теплотехніки, к.т.н., професор
akorpach@ukr.net

Левківський О.О.², інструктор з технічного навчання, к.т.н.
oleksandr.levkivskyi@gmail.com

Корпач О.А.¹, доцент кафедри автомобілів, к.т.н., доцент.
korpach1988@gmail.com

¹Національний транспортний університет;

²ТОВ «Віннер Імпорте Україна ЛТД»

МЕТОДИКА ПЕРЕВІРКИ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛЯ ТИПУ COMMON RAIL З ВИКОРИСТАННЯМ ЦИФРОВОГО ОСЦИЛОГРОФА

Переважає більшість сучасних автомобільних дизелів має паливну систему типу Common Rail (CR). Даний тип паливної системи дизеля набув широкого розповсюдження завдяки можливості підтримувати оптимальний тиск та дуже точно дозувати подачу палива не залежно від швидкісного та навантажувального режиму роботи двигуна, що дозволяє зменшити витрату палива в порівнянні з іншими типами паливних систем. Крім того, можливість подавати декілька доз палива (до 5) під час одного робочого циклу, дозволяє забезпечувати виконання вимог сучасних екологічних стандартів а також знизити рівень шумів та вібрацій, що виникають під час роботи двигуна [1].

Регулювання тиску палив в паливній рампі актуального покоління систем CR відбувається за допомогою клапана дозування палива, який, як правило, вбудований в паливний насос високого тиску (ПНВТ) та клапана регулювання тиску палива в паливній рампі (рис. 1). Описана конструкція паливної системи дозволяє забезпечити необхідний тиск з мінімальними механічними втратами на привід ПНВТ, крім того можливо підтримувати оптимальну температуру палива. Після запуску холодного двигуна, при низькій температурі навколишнього середовища, клапан дозування палива певний час залишається, практично, повністю відкритим, що забезпечує максимальну подачу палива в паливну рампу. Регулювання тиску в даному режимі виконується за допомогою клапана регулювання тиску, при цьому значна кількість попередньо стиснутого (гарячого) палива повертається в паливний бак прогріваючи решту палива, що дозволяє швидко досягти оптимальної в'язкості палива. Подальше регулювання тиску, після прогріву двигуна, виконується, в основному, за допомогою клапана дозування палива, що регулює витрату палива на лінії подачі в ПНВТ та повертає частину надлишкового палива назад в бак.

Робота паливної системи в даному режимі дозволяє знизити механічні втрати на привід ПНВТ оскільки він стискає лише об'єм палива, який необхідний для підтримки заданого тиску. Клапан регулювання тиску палива в даному режимі виконує лише незначне коригування тиску палива в паливній рампі та залишається, практично, повністю закритим [2].

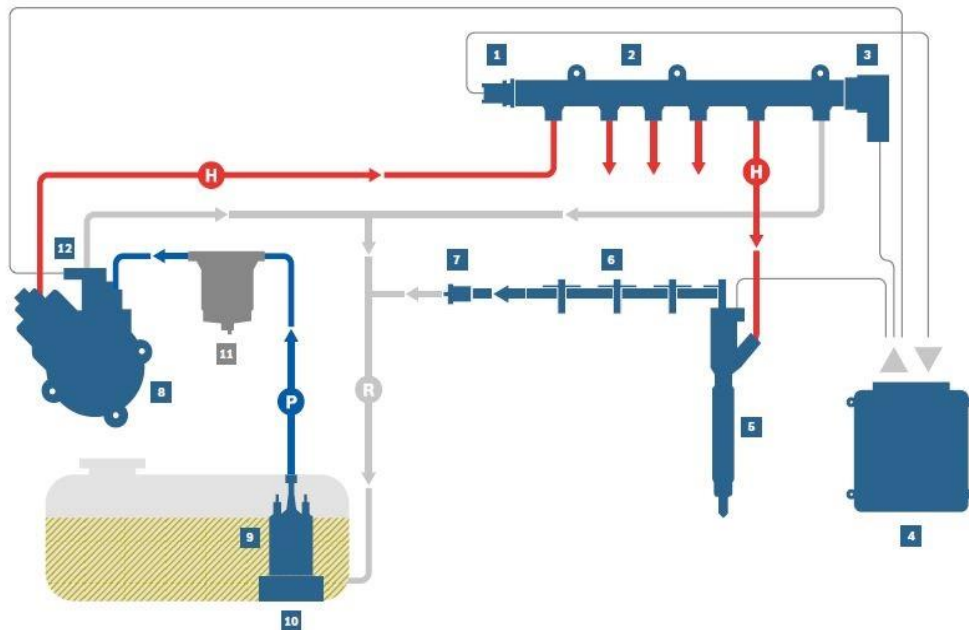


Рисунок 1 – Принципова схема паливної системи Bosch CRS2-25

1 – датчик тиску палива, 2 – паливна рампа, 3 – клапан регулювання тиску палива, 4 – блок керування,

5 – паливна форсунка, 6 – зворотна магістраль паливних форсунок, 7 – зворотній клапан, 8 – ПНВТ,

9 – паливний насос низького тиску, 10 – паливний бак, 11 – паливний фільтр, 12 – клапан дозування палива, Н – паливна магістраль високого тиску, Р – паливна магістраль низького тиску, R – зворотна паливна магістраль

В типовій електричній архітектурі системи CR (рис. 2) нормально відкритий клапан дозування палива (при відсутності живлення максимальна кількість палива надходить в ПНВТ), як правило отримує постійне живлення від блоку запобіжників, блок керування двигуном за дорогою сигналу широтно-імпульсної модуляції (ШІМ) з'єднує його з масою автомобіля, регулюючи, таким чином струм, що проходить через клапан, а отже і ступінь його відкриття. Клапан регулювання тиску палива також нормально відкритий (при відсутності струму на клапані тиск в паливній рампі не може зрости понад 100 бар оскільки, практично, весь об'єм палива направляється в зворотну паливну магістраль). Керування клапаном регулювання тиску відбувається аналогічно клапану дозування палива за допомогою сигналу ШІМ зі сторони маси. Датчик тиску палива отримує живлення від блоку керування двигуном та по виділеній лінії надає зворотній сигнал в діапазоні 0,5 – 4,5 В, що для паливної системи Bosch CRS2-25 відповідає тиску 0-1600 бар.

Паливна система CR працює в режимі замкнутого контуру, тобто блок керування двигуном за допомогою датчика тиску в паливній рейці постійно контролює тиск і у випадку відхилення від очікуваного показника, в залежності від режиму роботи двигуна, вносить коригування в сигнал ШІМ клапана дозування палива або клапана регулювання тиску палива [2].

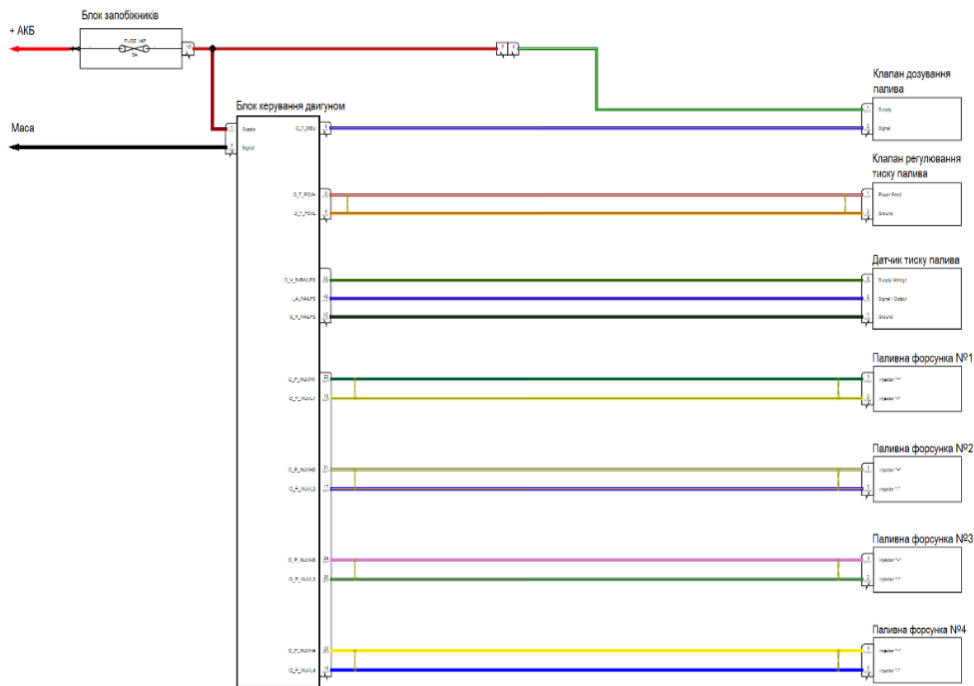


Рисунок 2 – Електрична схема паливної системи Bosch CRS2-25

З метою аналізу ефективності роботи паливної системи CR можливо використовувати цифровий осцилограф, що є універсальним вимірювальним обладнанням та може використовуватись для діагностики будь-якого двигуна з типовою паливною системою CR, не залежно від виробника та версії програмного забезпечення блока керування [3].

Для спрощення аналізу отриманих даних рекомендовано виключити вплив клапана дозування палива, від'єднавши його живлення, в такому режимі до ПНВТ буде надходити максимально можливий об'єм палива, а заданий тиск буде підтримуватись лише за допомогою клапана регулювання тиску палива. Два канали цифрового осцилографа необхідно підключити до сигнального контакту датчика тиску та маси клапана регулювання тиску. Максимально повний аналіз продуктивності паливної системи високого тиску можливо зробити в наступних режимах роботи двигуна: запуск, робота в режимі мінімальної частоти холостого ходу, різке прискорення, робота в режимі максимальної частоти холостого ходу, різке зниження частоти обертання колінчастого валу, стабілізація обертів холостого ходу (рис. 3).

В результаті досліджень одержано осцилограму, на якій відображено зміну напруги на датчику тиску в паливній рампі (канал А) та зміну сигналу ШІМ керування клапаном регулювання тиском (канал С). Для спрощення аналізу зміни ШІМ сигналу, за допомогою вбудованої математичної функції програмного забезпечення цифрового осцилографа (в даному прикладі PicoScope 6 Automotive [4]) розраховано його скважність та побудовано в вигляді окремої кривої (канал В).

Ділянка 1-2 осцилограми зміни тиску в паливній рампі демонструє швидкість наростання тиску в момент запуску двигуна. В точці 1 вал ПНВТ починає обертатись, створюючи тиск, в цей момент живлення на паливні

форсунки не подоється та клапан регулювання тиску палива переходить в закриті положення. Після досягнення необхідного тиску для запуску двигуна (для паливної системи Bosch приблизно 350-400 бар) в точці 2 блок керування подає сигнал на паливні форсунки і двигун запускається. Допустиме значення швидкості наростання тиску для сучасних поливних систем становить до 0,5 с. Більш повільна швидкість наростання тиску палива може вказувати на недостатній тиск в паливній магістралі низького тиску, зниження продуктивності ПНВТ в результаті зношення або порушення герметичності паливної системи високого тиску.

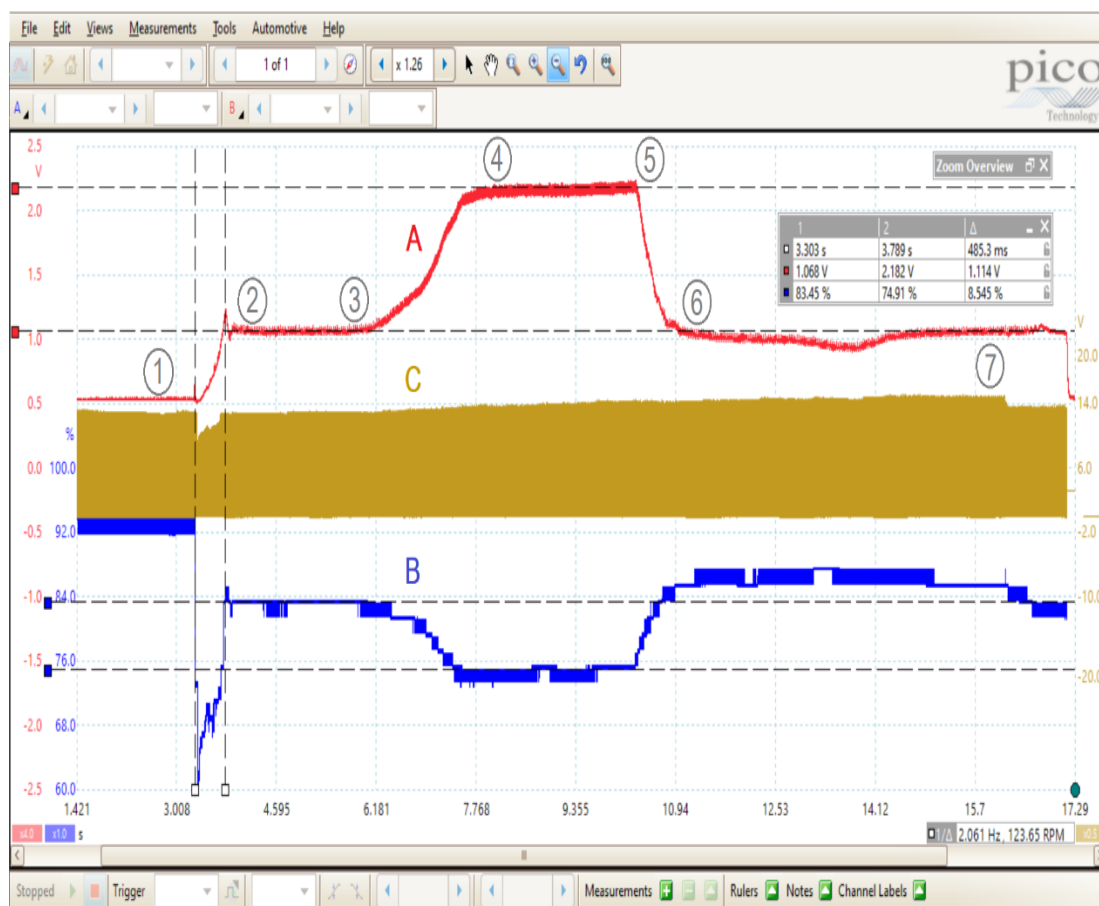


Рисунок 3 – Осцилограма зміни тиску та регулювання паливної системи CR

Ділянка 2-3 показує тиск палива при роботі двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу, в даному режимі напруга на датчику тиску повинна становити близько 1 В. Сквашність сигналу клапана регулювання тиску палива, в даному режимі, повинна мати певне фіксоване значення, у випадку порушення герметичності паливної системи блок керування буде зменшувати сквашність (закривати клапан) для компенсації зниження тиску. Порівнявши сквашність сигналу з аналогічним справним двигуном, можливо зробити висновок, що до герметичності паливного контуру при відносно невисокому тиску.

На ділянці 3-4 відбувається різке зростання частоти обертання колінчастого валу в режимі холостого ходу. Основну увагу при аналізі даної ділянки варто звернути на зміну сквашності сигналу клапана регулювання тиску палива,

значне зниження скважності свідчить про низьку продуктивність ПНВТ або втрату тиску в інших елементах паливної апаратури, для компенсації яких блок керування буде додатково закривати клапан. Для більшості двигунів з паливною системою Bosch допустиме значення знаходиться в діапазоні 8-10%.

Ділянка 4-5 описує тиск палива в режимі максимальної частоти обертання холостого ходу. При відключеному клапані дозування палива блок керування, як правило, обмежує частоту обертання колінчастого валу на позначці 2200-2500хв⁻¹, в такому режимі, для даної та подібних паливних систем, напруга на датчику тиску повинна становити близько 2-2,2 В (800-900 бар). Порівнявши скважність сигналу клапана регулювання тиску палива з аналогічним двигуном можна зробити висновок про збереження герметичності системи при більш високому тиску.

Аналіз ділянки 5-6 дозволяє зробити висновок про порушення роботи клапану регулювання тиску палива або наявність блокування в зворотній паливній магістралі. У справній системі тиск повинен різко знизитись після того як важіль акселератора буде відпущеним.

Остання ділянка осцилограми 6-7 демонструє момент стабілізації тиску після зниження частоти обертання колінчастого валу. На даній ділянці не повинно спостерігатись різких коливань напруги. У справній паливній апаратурі тиск та сигнал керування клапаном регулювання тиском палива повинні стабілізуватись через 4-5 с після зниження частоти обертання колінчастого валу.

Висновки

За допомогою цифрового осцилографа можливо швидко та досить точно оцінити наявність таких дефектів паливної системи CR як: зниження продуктивності ПНВТ в результаті зношення, недостатній тис в паливній магістралі низького тиску, високий опір в зворотній паливній магістралі та також порушення герметичності компонентів ділянки високого тиску паливної системи.

Література

1. Gus Wright. Fundamentals of medium-heavy duty diesel engines. – Burlington, Massachusetts: Jones and Bartlett Learning, 2015 – 1394 p.
2. Konrad Reif. Diesel Engine Management. Systems and Components. – NY: Springer, 2014. – 370p.
3. T. Denton. Advanced Automotive Fault Diagnosis. 5th ed. - London: Routledge, 2021. - 396p.
4. Pico Diagnostics. User's guide. – United Kingdom: Pico Technology, 2016. – 77 p.

Кривошапов Сергій Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, keat@khadi.kharkov.ua

ОБЛАСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА АВТОМОБІЛЬНОМУ ТРАНСПОРТІ

Інформаційні технології широко використовуються у всіх сферах діяльності сучасної людини. Ці технології поєднують комп'ютерні засоби, засоби комунікації, програмного забезпечення та алгоритми обробки даних з процесами господарської діяльності.

Автомобільний транспорт складається з автотранспортних підприємств, інфраструктури та транспортних засобів. У кожному напрямі можна використовувати сучасні інформаційні технології [1].

Використання систем автоматизованого проектування дозволяє полегшити процес проектування підприємств автомобільного транспорту. Для цього використовують такі програмні продукти: Architectural Desktop (Autodesk) ArchiCAD (Graphisoft), NanoCAD (Нано-софт), Revit (Autodesk) та ін. Сучасне програмне забезпечення дозволяють створювати поверхове планування приміщень, використовувати бібліотеки конструктивних елементів, розраховувати кількість матеріалів, здійснювати розстановку технологічного обладнання, здійснювати 3D проектування та створювати візуальне уявлення об'єкта, генерувати проектну та конструкторську документацію. Окремі програмні продукти дозволяють здійснювати [2] планування ділянки, перевірку несучих систем та залізобетонних конструкцій, планування інженерно-технічних систем (BIM): гарячого та холодного водопостачання та каналізації, вентиляції, опалення, силового електрообладнання та внутрішнього електроосвітлення, пожежної та охоронної сигналізації, комп'ютерної мережі та систем відеоспостереження та ін.

Робота автотранспортного підприємства пов'язані з організацією управління господарську діяльність. Тут використовуються комп'ютерні програмні системи для проведення фінансового аналізу та бухгалтерського обліку, обліку кадрів, матеріально-технічного постачання, нормування ПММ та шин [3], обліку запчастин та агрегатів, управління періодичністю проходження технічного обслуговування [4] та ін.

Деякі підприємства транспорту здійснюють специфічну діяльність (автозаправні станції, прокат автомобілів, служба таксі, автомагазини, автомобільні стоянки та т.п.) для організації якої потрібна розробка та впровадження спеціального або адаптацію існуючого програмного забезпечення [5].

Основне призначення автотранспортного засобу – це перевезення людей та вантажу мережею доріг загального користування. Потрібно, щоб автомобіль експлуатувався ефективно, тобто при виконанні транспортної операції проїжджав мінімальну відстань, розвивав максимально можливу швидкість, витрачав мінімальний час на маршруті [6]. Для моделювання

транспортних потоків використовується наступне програмне середовище: TSIS-CORSIM, SimTraffic, PTV Vissim, TRANSIMS тощо. Системи дозволяють моделювати роботу світлофорів, визначати фази проїзду різних типів перехресть, встановлювати швидкісний режим транспортного потоку, оцінювати пропускну спроможність міської мережі доріг та інші показники транспортних умов експлуатації [7].

Використання інформаційних технологій дозволяє розробляти роботизовані автомобілі [8]. Такий транспортний засіб може одержувати інформацію про зовнішню дорожню та транспортну обстановку, використовуючи: радары для вимірювання відстані до об'єктів, датчики положення для стеження за рушійними об'єктами та ледари для формування 3D карти. Додаткові відомості навколо автомобіля отримують через відеокамери та лазерні сканери, швидкість та положення автомобіля оцінюється акселерометрами та гіроскопами, а також GPS-трекерами. Обробка всієї інформації виконується програмним забезпеченням, алгоритм якого покладається завдання розпізнавання образу дорожньої розмітки, знаків, сигналів світлофора, зображення перешкоди, інших учасників дорожнього руху, включаючи пішоходів та інших автомобілів.

У конструкції сучасного автомобіля широко використовуються процесори та мікроконтролери для керування різними агрегатами та системами. Це мікропроцесорні системи управління подачею палива та системою запалення, управління автоматичною коробкою передач або варіаторів, управління освітленням та світловою сигналізацією, система кондиціонування та клімат-контроль, бортової інформаційної системи та панелей приладів та ін.

На легкових та вантажних автомобілях впроваджено електронні системи: антиблокувальна система (ABS), система контролю тяги для спуску з крутих та слизьких ухилів (HDC), антипробуксовочна система (ASR, ASC, ETC, ESR, TCS, STC, TRACS), електронна система контролю стійкості автомобіля (ESP, VDC, VSC, DSTC, DSC, ATTS, VSA), електронна система розподілу гальмівних сил (EBD, EBV), система електронного блокування диференціала (EDS).

У процесі експлуатації слід контролювати технічний стан транспортного засобу. Діагностування автомобіля може здійснюватися у процесі руху за умов реальної експлуатації [9], на станції технічного обслуговування чи автотранспортному підприємстві та навіть у процесі проходження щорічного технічного огляду чи сертифікації транспортного засобу [10]. Зміна параметрів автомобіля здійснюється на діагностичному обладнанні, яке часто побудоване на базі мікропроцесорів систем. Наприклад, універсальний діагностичний комплекс FSA-750 фірми BOSCH та інші подібні системи.

Під час експлуатації та ремонту, діагностування та технічного обслуговування автомобілів потрібно використовувати довідкові дані, які можуть бути представлені в електронному вигляді як окремий програмний продукт. Прикладами таких інформаційних баз знань є: ESI[tronic] фірми

BOSCH, ALLDATA дочірньої компанії AutoZone, AUTODATA фірми Autodata Limited, ELSA фірми Volkswagen AG тощо. Ці та подібні інші інформаційні системи містять технічні дані про автомобіль, нормативні значення діагностичних параметрів, каталог запасних частин, обсяги експлуатаційних матеріалів, електричні схеми, технологічні процеси технічного обслуговування та ремонту, норми часу.

Інформаційні, сіткові мережеві та комп'ютерні технології все більше проникають у всі області, які пов'язані з автомобільним транспортом.

Література

1. Кір'янов О.Ф., Мороз М.М., Бойко Ю.О. Інформаційні технології на автомобільному транспорті : навч. посіб. – Харків: Друкарня Мадрид, 2015. – 271 с.: іл., табл., схеми.

2. Василенко О.Є., Безруков В.О., Шуліка С.О., Знова О.І., Іщенко Б.М., Колесніков В.О. Нові технологічні тенденції в автомобільному транспорті // Матеріали VII-ї Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції "Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту", 8-10 квітня 2019 р., м. Вінниця. – С. 13-24.

3. Кривошапов С.И. Компьютерная система учета топлива на транспорте // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: тезисы докладов XXV международной научно-практической конференции MicroCAD-2017, 17-19 мая 2017г.: в 4 ч. Ч. I. / за ред. проф. Сокола С.И. – Харків: НТУ «ХПИ», 2017. – С. 191.

4. Кривошапов С.И. Оценка ресурса транспортных машин // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенко. - Харків: НТУСГ. - Вип. № 151. - 2014. - С. 47-52.

5. Кривошапов С.И. Анализ программного обеспечения предприятий автомобильного транспорта. // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: Организация автомобильных перевозок и безопасность дорожного движения : Материалы IX международной научно-технической конференции; 15 марта 2016 г. / [редкол.: Э.Р. Домке (отв. ред.) и др.] - Пенза: ПГУАС, 2016. - С. 224-231.

6. Мигаль Г.В. Розробка елементів інтелектуальних транспортних систем для регулювання руху автомобіля / Г. В. Мигаль, М. О. Чумак // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2018. – Вып. 80. – С. 168-176.

7. Задорожный В. Н., Юдин Е. Б. Обзор программ моделирования транспортных потоков // ОмГТУ. – 2012. – №1. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/obzor-programm-modelirovaniya-transportnyh-potokov> (дата обращения: 10.10.2022).

8. Шуть В.Н., Персия Л. Интеллектуальные робототехнические транспортные системы. – Брест: Издательство УО «БрГТУ», 2017. – 196 с.

9. Пегин П.А. Современные тенденции развития бортовых

интеллектуальных транспортных систем: моногр. – СПб.: СПбГАСУ, 2019. – 198 с.

10. Кривошапов С.І., Зуєв В.О. Щодо застосування ІТ під час проведення технічного огляду транспортних засобів // Комп'ютерні технології і мехатроніка. Збірник наукових праць за матеріалами II міжнародної науково-практичної конференції. – Харків, ХНАДУ, 2020. – С. 326-328.

Кузьмін Віктор Степанович, старший викладач, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, v.s.kuzmin@donnaba.edu.ua
Савенок Дмитро Валерійович, доцент, к.т.н., Донбаська національна академія будівництва і архітектури, d.v.savenok@donnaba.edu.ua

ФОРМУВАННЯ НАПРЯМКІВ РОЗВИТКУ ВИРОБНИЧОГО ПРОЦЕСУ ПІДПРИЄМСТВА АВТОСЕРВІСУ

Виробничо-технічна інфраструктура підприємства автомобільного транспорту це складна виробнича система, яка об'єднує окремі виробничі структури, що взаємопов'язано функціонують в процесі виробництва послуг.

Оцінка існуючого потенціалу виробничо-технічної інфраструктури підприємства і передбачених, обґрунтованих напрямків його розвитку повинна забезпечувати збалансований підхід до окремих виробничих підрозділів і підприємства в цілому. Розробка стратегії розвитку виробничої інфраструктури підприємства стає особливо актуальною в умовах розвитку технологій, автомобільного парку і ринку послуг з ТО і ремонту.

Виробничу інфраструктуру підприємства можна представити в вигляді схеми (рис. 1). Потенціал складається з двох частин: досягнутий (існуючий) потенціал; потенціал який можна і доцільно підвищити.

Перша складова включає потенціал існуючих технологій, засобів виробництва та трудовий потенціал.

До другої складової потенціалу належить потенціал відтворення: фінансові матеріальні, технічні, трудові та інші ресурси, що є у розпорядженні підприємства або можуть бути додатково залучені.

Потенціал виробничо-технічної інфраструктури підприємства ($P_{вп}$) це максимальна продуктивність виробництва при функціонуванні в конкретних умовах. При цьому $P_{вп}$ можна представити як суму потенціалів окремих процесів, загальної виробничо-технічної інфраструктури:

$$P_{вп} = \sum_{i=1}^m P_{пци} , \quad (1)$$

де $P_{пци}$ – потенціал i -го складового елемента інфраструктури загального виробництва;

m – сумарна кількість елементарних процесів в загальному виробничому процесі.

Виробничий потенціал кожного i -го складового елемента інфраструктури можна представити функціонально залежністю:

$$P_{пці} = f (\sum_j P_{пј}, T_{вп}, C_{пп}, C_{рп}, O_{вп}, Y_{вп}), \quad (2)$$

де $P_{пi}$ – внутрішні j -ті наявні ресурси виробничо-технічної інфраструктури підприємства: трудові, технологічні, інтелектуальні, матеріальні, фінансові, тощо;

$T_{вп}$ – удосконалення та впровадження нових технологій, модернізація виробничої бази, впровадження нових методів, способів виробництва тощо;

$C_{пп}$ – потенціал ринку послуг з ТО і ремонту автомобілів;

$C_{рп}$ – можливості і якість зовнішнього ресурсного середовища: ринок матеріалів, запасних частин, енергетичних ресурсів, тощо;

$O_{вп}$ – потенціал організаційних удосконалень інфраструктури, перетворень виробничого процесу;

$Y_{вп}$ – потенціал нових, більш досконалих методів управління виробничими процесами.

Потенціал виробничо-технічної інфраструктури підприємства

Існуючий потенціал:

Ресурсний потенціал:

фінансовий;
матеріально-ресурсний;
технологічних процесів;
технологічного
устаткування;
виробничої потужності бази;
інтелектуальної власності.

Кадровий потенціал:

інженерно-технічного
складу і управлінців;
середньої ланки фахівців;
виробничих робітників
допоміжних робітників та
МОП

Резерви формування потенціалу:

Інноваційний потенціал:

удосконалення методів, способів
виробництва
удосконалення технологічних процесів;
реконструкція підприємства;
модернізація матеріально-технічної бази;
Удосконалення інфраструктури:
удосконалення структури виробництва;
удосконалення організаційної структури
управління;

удосконалення методів, способів
управління виробництвом;

Інформаційний потенціал:

удосконалення методів нормування,
забезпечення стандартами, нормами;
впровадження формалізованих методів
управління

Рисунок 1 – Складові потенціалу виробничо-технічної інфраструктури підприємства автосервісу

Аналіз загальних принципів формування та функціонування потенціалу виробничо-технічної інфраструктури підприємства та аналізу раніше виконаних

робіт [1, 2, 3], дав можливість сформулювати такі основні принципи розвитку потенціалу виробничо-технічної інфраструктури підприємства:

принцип відповідності: формування виробничого потенціалу інфраструктури підприємства обумовлено вимогами у відповідності до очікувань споживачів і розвитку ринку послуг з ТО і ремонту;

принцип поступального розвитку: забезпечення раціонального використання наявних ресурсів з метою сталого економічного розвитку підприємства;

принцип забезпечення ефективності виробництва: потенціал підприємства повинен забезпечувати виробництво конкурентоспроможної, якісної послуги з ТО і ремонту;

принцип збалансованості системи: структура загального потенціалу виробничо-технічної інфраструктури підприємства повинна включати узгоджені, пропорційні складові потенціали виробничих підрозділів і окремих процесів;

принцип максимальної ефективності використання потенціалу: забезпечення максимальної ефективності логістичної функції переробки ресурсів в послугу з обслуговування та ремонту.

Рівень використання і удосконалення потенціалу виробничо-технічної інфраструктури підприємства необхідно визначати, оцінювати.

Аналіз і оцінка ефективності удосконалення виробничо-технічної інфраструктури підприємства автосервісу базується на визначенні його фактичних та потенційних виробничих можливостей – його виробничого потенціалу.

Дослідження потенціалу виробничо-технічної інфраструктури підприємства доцільно проводити системно в такій послідовності: оцінка потенціалу за показниками, які характеризують стан і рівень розвитку виробничого потенціалу, відповідність сучасним вимогам; рівень ефективності використання окремих складових існуючого потенціалу; визначення напрямків розвитку і підвищення потенціалу локальних складових інфраструктури і загального виробничого процесу; оцінка ефективності підвищення потенціалу за окремими напрямками; оцінка загального рівня потенціалу виробничо-технічної інфраструктури підприємства.

За результатами всіх зазначених досліджень приймається та впроваджується рішення по ефективному використанню і розвитку потенціалу, розробляється стратегія розвитку виробничо-технічної інфраструктури підприємства.

Формування стратегії розвитку потенціалу виробничо-технічної інфраструктури підприємства передбачає розробку методології оцінки виробничого потенціалу підприємства, розробку системи показників і критеріїв оцінки потенціалу, оцінку окремих складових потенціалу інфраструктури підприємства.

Література

1. Курніков І. П. Управління запасами в автосервісі в умовах невизначеності попиту // Автошляховик України. – 2002. - №1. С. 15-17.

2. Марков О.Д.: Автосервіс: Рынок, автомобіль, клиент. – М.: Транспорт, 1999 – 270 с.

3. Канарчук В.Є., Лудченко О.А., Барилевич Л.П. и др. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах. - К.: Логос, 1996.- 348 с.

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

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

АНАЛІЗ МОБІЛЬНИХ СТАНЦІЙ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ОГЛЯДІВ АВТОМОБІЛІВ

Перевірку технічного стану автомобілів можна виконати при проходженні обов'язкового технічного огляду. В Україні вже давно заплановано повернути обов'язковий технічний огляд для автомобілів індивідуальних власників [1, 2]. Його скасували ще у 2011 році, але згідно з директивами Євросоюзу цю норму мають повернути. Відповідний законопроект у Міністерстві інфраструктури напрацювали ще до запровадження воєнного стану.

Аналіз контрольно-діагностичного устаткування, що використовується при технічному огляді автомобілів, дозволяє розділити їх на дві великі групи – стаціонарні і мобільні діагностичні станції (МДС) [3, 4]. МДС – це альтернатива стаціонарній станції у разі, коли відсутня можливість розмістити лінію технічного контролю у приміщенні. Як показав аналіз технічної літератури, розвиток конструкцій ПДС, придатних для використання органами технічного нагляду, йде за двома основними напрямками.

1. Пересувні діагностичні станції, що є переобладнаним автотранспортним засобом (автомобілем або автопоїздом) на колісному шасі.

На рис. 1 представлено мобільну станцію технічного контролю німецької фірми МАНА (Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co. KG) [5].

На рис. 2 представлено мобільну станцію Energotest BRZ-20 для легкових та легких комерційних автомобілів [6].

На рис. 3 представлена комплексна придорожня станція техогляду Energotest MVA-40, що вбудовується в напівпричіп легкових автомобілів [7].

На рис. 4 представлено мобільну станцію VM Mobile Trailer solution для легкових та легких комерційних автомобілів [8].



а)

б)

Рисунок 1 – Мобільна станція технічного контролю німецької фірми МАНА:
а) транспортний стан; б) розгорнутий стан



Рисунок 2 – Мобільна станція технічного контролю Energotest BRZ-20 (Венгрія)



Рисунок 3 – Комплексна придорожня станція техогляду
Energotest MVA-40
(Венгрія)



Рисунок 4 – Мобільна станція VM Mobile Trailer solution (Данія)

2. Пересувні діагностичні станції, що не мають колісного шасі. Для їхнього переміщення з одного місця роботи на інше використовуються автотранспортні засоби загального призначення (вантажні автомобілі, причеи).

На рис. 5 представлена універсальна мобільна станція технічної діагностики для всіх типів автотранспорту MTL-15 – виробник МАНА Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co. KG [9].



Рисунок 5 – Універсальна мобільна станція технічного контролю всіх типів автотранспорту MTL-15 фірми МАНА

На рис. 6 представлена мобільна інспекційна станція VM80000 [10].



Рисунок 6 – Мобільна інспекційна станція VM80000 (Данія)

Також існують мобільні роликові стенди для перевірки гальмівних властивостей автомобілів [11] (рис. 7).

Всі розглянуті варіанти мобільних станцій мають у своєму складі обладнання для перевірки технічного стану автомобілів згідно вимог ДСТУ 3649:2010 [12]: роликовий стенд для перевірки гальмівних систем, прилад для перевірки рульового керування, прилад для перевірки фар, прилади для контролю токсичності відпрацьованих газів та ін. Всі варіанти станцій мають незалежне енергоживлення, що дозволяє виконувати перевірку у будь-яких мовах.



Рисунок 7 – Мобільний гальмівний роликовий стенд VM3010 (Данія)

Література

- [1]. Через рік техогляд може стати обов'язковим для всіх: які авто його не пройдуть і чому. Режим доступу: <http://surl.li/dcxyc>. Дата звернення: Жовтень 03, 2022.
- [2]. Обов'язковий технічний контроль. Режим доступу: <http://surl.li/dcxxs>. Дата звернення: Жовтень 03, 2022.
- [3]. И.А. Мармут, «Разработка научно-методических основ проектирования передвижных станций диагностики» дис. канд. техн. наук, ХГАДТУ, Харьков, 2001.
- [4]. И.А. Мармут, «Обоснование использования передвижных станций для проверки автомобилей», на XVII международной научно-технической конференции «Транспорт, экология – устойчивое развитие», Варна, 2011, с. 325-332.
- [5]. Мобільна станція технічного контролю (ОТК). МАНА Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co. KG. Режим доступу: <http://surl.li/dbsdv>. Дата звернення: Жовтень 03, 2022.
- [6]. Mobile roadside test station BRZ-20. Available: <http://surl.li/dfgki>, Accessed on: October 03, 2022.
- [7]. Mobile roadside test station MVA-40. Available: <http://surl.li/dfgls>, Accessed on: October 03, 2022.
- [8]. VM Mobile Trailer solution. Available: <http://surl.li/dfgmm>. Accessed on: October 03, 2022.
- [9]. The test container MTL 15. МАНА Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co. KG. Available: <http://surl.li/dcuqd>. Accessed on: October 03, 2022.
- [10]. VM80000 Mobile Vehicle Inspection Lane. Available: <http://surl.li/dfgmy>. Accessed on: October 03, 2022.
- [11]. Roller brake testers: <http://surl.li/dfgny>. Accessed on: October 03, 2022.
- [12]. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. [Чинний від 2011-07-01]. Київ, 2011. 28 с. (Держспоживстандарт України).

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

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

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

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ВИРОБНИЦТВОМ НА ПІДПРИЄМСТВАХ АВТОСЕРВІСУ

Одним з важливих завдань автосервісу є вдосконалювання організаційної побудови системи управління і ефективна взаємодія її складових частин.

Удосконаленню організації, методів управління, як комплексу форм і економічних відносин між структурними підрозділами, власниками й іншими зацікавленими особами сфери автосервісу приділяється значна увага.

Розвиток системи управління підприємства автосервісу доцільно виконувати на основі вивчення закономірностей формування виробничої системи в цілому, яка орієнтується на кінцеву мету – задоволення потреби споживачів послуг з обслуговування та ремонту автомобілів.

Система управління підприємств повинна забезпечувати ефективне функціонування виробничого процесу в середині підприємства і здійснення надійних взаємозв'язків з партнерами в рамках кооперації і спеціалізації.

Досягнення цілей ефективного управління в рамках корпоративних взаємозв'язків ґрунтується на рішенні задач, найважливішими з яких є [1, 2]:

1. Формування систем управління підприємств у вигляді погодженої системи, для якої встановлена ієрархія цілей, що визначає орієнтири розвитку, тактичні і поточні завдання.

2. Створення організаційної структури, що забезпечує прибутковість діяльності підприємства; розподіл влади, відповідальності й прибутків.

3. Забезпечення такої організації робіт, при якій підприємство працює з максимальною віддачою та вчасно реагує на зміну зовнішніх умов, проведення в життя погодженої політики через всі структурні підрозділи.

4. Забезпечення інформаційної підтримки протікання процесів.

Організаційна структура підприємства визначає склад, підпорядкованість, взаємодію й розподіл функцій по підрозділах і органам управління.

Основним завданням системи управління виробничим процесом підприємства є перенесення вартості ресурсів в цінність і ефективність послуг автосервісу (рис.1).

Цінність і втрати якості переносяться з ресурсів на операції в рамках виробничого процесу. Потім цінність і втрати якості переносяться з операцій на продукцію або послуги, тобто накопичуються в них [3, 4].

Важливою характеристикою виробничого процесу підприємства є рівень його організованості. Організованим підприємство можна вважати, якщо всі виробничі функції реалізуються на практиці не нижче 95%.

Для ефективності управління необхідна кількісна оцінка стану системи, що забезпечить реалізацію етапу управління й покаже на вузькі місця в виробничому процесі.



Рисунок – Формування цінності в виробничому процесі технічного обслуговування та ремонту автомобілів

Оцінку організованості виробничого процесу доцільно визначати коефіцієнтом організованості, що розраховується за формулою:

$$K_{орг} = \sum_{i=1}^n a_i \cdot S_i \quad (1)$$

де n – кількість виробничих функцій;

a_i – значимість i -ї функції,

S_i – відносна до нормативу величина виконання показника, що оцінює вагу i -ї функції.

Встановлюють значимість i -ї функції при досягненні поставленої мети експерти.

Література

1. Редзюк А. М. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку / Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; монографія за заг. ред. А.М. Редзюка. – К.: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2005. – 400 с.

2. Марков О.Д.: Автосервіс: Рынок, автомобиль, клиент. – М.: Транспорт, 1999 – 270 с.

3. Канарчук В.Є., Лудченко О.А., Барілович Л.П. і ін. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах. - К.: Логос, 1996. – 348 с.

4. Пономарьова Ю.В. Логістика: навч. посіб. / Ю.В. Пономарьова. – К.: Центр навч. л-ри, 2005. – 328 с.

ФОРМУВАННЯ НАПРЯМКІВ РОЗВИТКУ ВИРОБНИЧОГО ПРОЦЕСУ ПІДПРИЄМСТВ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Важливими питаннями в забезпеченні виробництва послуг високої якості на підприємствах автосервісу (АСП) є упорядкування окремих виробничих, технічних, технологічних, організаційних, економічних процесів і явищ. Між ними повинні бути обумовлені взаємозв'язки, залежності.

Стосовно до підприємства автосервісу процес формування виробництва якісних послуг і механізми управління окремими складовими загального процесу можна представити схемою (рис. 1).



Рисунок 1 – Схема формування якості та ефективності виробництва послуг автосервісу

Раціональна організація підприємства автосервісу, його виробничого процесу є об'єктивною необхідністю управління функціонуванням виробничої системи і надання якісних послуг. Нераціональне, не ефективне управління процесом виробництва є фактором, що обмежує ефективність виробництва послуг на підприємстві, їх якість, своєчасне реагування на зміну попиту на ринку.

Система та механізми управління якістю виробництва послуг повинні забезпечувати раціональне використання всіх наявних ресурсів.

При цьому необхідно здійснювати [1, 2, 3]:

вивчення ринку послуг та ринку фінансових, енергетичних, матеріальних, трудових ресурсів;

технологічну й інформаційну підготовку виробництва технічного обслуговування й ремонту автомобілів;

аналіз науково-технічних розробок, пошук сучасних технологій, технічного забезпечення процесів;

організацію робіт по забезпеченню контролю якості виробництва послуг на всіх етапах виробництва;

впровадження засобів механізації робіт;

оперативне управління процесами виробництва послуг автосервісу на підприємстві;

контроль, оцінку, облік і аналіз протікання виробничого процесу на підприємстві;

мотивацію учасників виробничих процесів.

На підприємстві доцільно оцінювати ефективність виробничих процесів при виробництві послуг.

Ефективність сервісної послуги можна оцінити як відношення вихідних ресурсів процесу до вхідних:

$$E = \frac{D_p}{B_{\text{пр}}}, \quad (1)$$

де D_p – доходи підприємства від реалізації послуг;

$B_{\text{пр}}$ – витрати на їх виробництво.

Найбільш вживаними на підприємствах є такі загально відомі показники економічного управління як прибуток, рентабельність, собівартість, оборотність обігових коштів, фондоддача, фондоозброненість.

Література

1. Канарчук В.Є., Лудченко О.А., Барилевич Л.П. и др. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах.–К.: Логос, 1996.– 348 с.
2. Марков, О.Д. Организация автосервиса. – Львов : Ориана Нова, 1998. – 330 с.
3. Курніков І. П. Управління запасами в автосервісі в умовах невизначеності попиту // Автошляховик України. – 2002. - №1. С. 15-17.

ПОКАЗНИКИ МОНІТОРИНГУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Розробку і впровадження системи показників і параметрів моніторингу ефективності виробництва та якості технічного обслуговування (ТО) та ремонту (Р) транспортних засобів (ТЗ) на підприємствах автомобільного транспорту (ПАТ) можна поділити на такі складові:

аналіз функціонування виробничого процесу, як системи, та його окремих складових частин;

розробка підходів підприємства в питаннях забезпечення ефективності функціонування виробництва і формування якості ТО та ремонту ТЗ;

формування на основі аналізу факторів, що впливають на протікання процесу, системи показників та характеристик ефективності і якості виробництва за напрямками діяльності та окремими складовими;

аналіз існуючого і створення додаткового організаційного забезпечення моніторингу процесу виробництва ТО та ремонту транспортних засобів;

складання вимог до системи моніторингу показників виробництва;

формалізація процесів моніторингу показників виробництва ТО та Р;

розробка моделей показників оцінки ефективності та якості виробництва;

розробка документації і системи інформаційного забезпечення моніторингу ефективності та якості виробничого процесу;

дослідне впровадження, апробація моніторингу показників оцінки ефективності та якості виробництва.

Робота по формуванню системи показників і параметрів моніторингу ефективності і якості ТО та Р транспортних засобів за окремими складовими виробничого процесу підприємства, повинна вестись поетапно (рис. 1):

1 етап. Вивчається функціонування загального виробничого процесу, умови його протікання в часі і просторі, взаємодія окремих складових процесів, вплив факторів на їх протікання. Проводиться аналіз окремих об'єктів, просторових і часових періодів оцінки їх стану.

2 етап. На основі результатів досліджень всіх процесів необхідно проаналізувати виробничі, економічні і фінансові цілі підприємства, його процесів. При необхідності провести корегування системи цілей.

3 етап. З урахуванням факторів впливу встановлюється критерії, показники, параметри і характеристики та вихідні дані, які найбільш повно характеризують стан, протікання і результат виробництва ТО та ремонту ТЗ.

4 етап. За результатами попереднього аналізу визначається номенклатура показників моніторингу елементів виробничого процесу. Розробляються методики, режими і порядок оцінки.

5 етап. Проводиться аналіз можливостей та розробляються механізми, методики, порядок корегування виробничого процесу на основі показників оцінки, встановлюється порядок і умови проведення зворотного зв'язку.

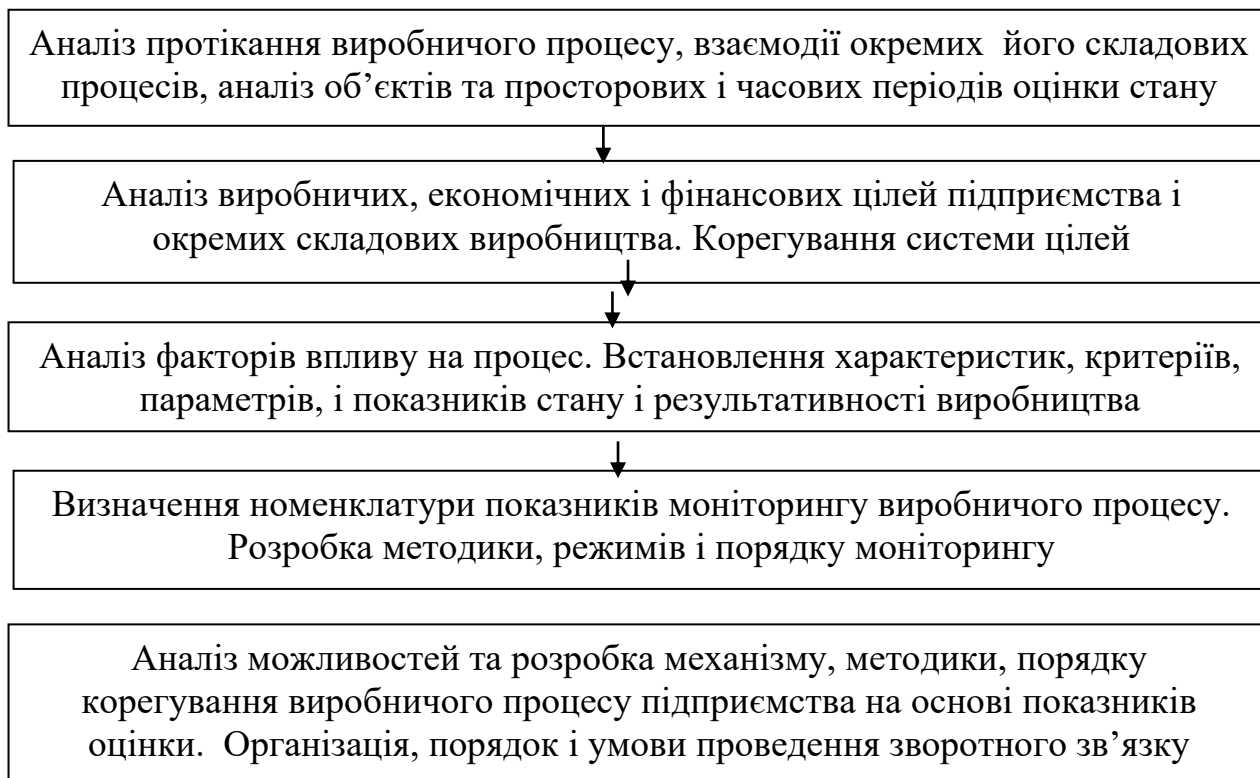


Рисунок 1 – Формування системи показників оцінки якості і ефективності виробництва ТО і ремонту транспортних засобів

Важливою складовою системи моніторингу виробничого процесу є проведення аналізу ефективності забезпечення ТО і ремонту ТЗ матеріальними ресурсами в динаміці, за загальними показниками ефективності [1, 2]: матеріаломісткістю; рентабельністю виробництва, оборотністю запасів; ефективність використання матеріальних ресурсів.

Моніторинг системи постачання і використання матеріальних ресурсів на підприємстві і пошук резервів економії повинний вестись за такими напрямками:

- 1) загальний аналіз і оцінка системи вивчення ринку ресурсів, роботи з постачальниками матеріальних ресурсів;
- 2) факторний аналіз витрат матеріальних ресурсів на одиницю послуги з ТО і ремонту транспортних засобів;
- 3) оцінка загальної системи нормування і окремих норм забезпечення ресурсами процесів ТО і ремонту транспортних засобів;
- 4) аналіз системи оцінки якості матеріальних ресурсів при закупівлі;

5) оцінка фактичного дефіциту та надлишків матеріальних ресурсів протягом певного періоду (декади, місяця, кварталу), ефективності методики планування матеріальних ресурсів;

6) оцінка системи зберігання, розподілу, переміщення і використання окремих матеріальних ресурсів на підприємстві в процесах ТО і ремонту транспортних засобів;

7) аналіз залежності вартості послуг та обсягів виробництва ТО і ремонту від вартості матеріальних ресурсів.

Для виробництва ТО і ремонту на ПАТ важливою задачею є постачання якісних експлуатаційних матеріалів, запасних частин.

Відповідно до постулатів Е. Демінга [3] складання підприємством контрактів на постачання ресурсів на основі низьких цін є не бажаним з точки зору забезпечення якості та ефективності виробництва ТО і ремонту.

Важливим показником є коефіцієнт забезпеченості ресурсів договорами на постачання:

$$K_{di} = C_{di}/C_{pi}, \quad (1)$$

де C_{di} – вартість i -го матеріального ресурсу за укладеними договорами;

C_{pi} – вартість i -го матеріального ресурсу, необхідного для виконання виробничої програми (плану).

Ефективність виробництва доцільно характеризувати витратами матеріальних ресурсів на одиницю доходу за послуги з ТО і ремонту транспортних засобів:

$$E_m = C_m/C_d, \quad (2)$$

де C_m – загальна сума витрат на матеріальні ресурси при виробництві послуг з ТО і ремонту ТЗ за певний період (місяць, квартал, рік);

C_d – обсяг доходів підприємства за послуги з ТО і ремонту за той же період.

Коефіцієнт рентабельності змін забезпечення матеріальними ресурсами виробничого процесу підприємства

$$K_r = \frac{R_p}{R_{pr}}, \quad (3)$$

де R_p, R_{pr} – рентабельність виробництва, відповідно, після і до змін умов забезпечення ресурсами виробництва ТО і ремонту транспортних засобів на підприємстві.

Література

1. Канарчук В.С., Лудченко О.А., Барілович Л.П. і ін. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах. - К.: Логос, 1996. – 348 с.

2. Пономарьова Ю.В. Логістика: навч. посіб. / Ю.В. Пономарьова. – К.: Центр навч. л-ри, 2005. – 328 с.

3. Всеобщее управление качеством: Учебник для вузов / О.П. Глудкин, Н.М. Горбунов, А.И. Гуров, Ю.В. Зорин. Под ред. О.П. Глудкина. – М.: Радио и связь, 1999. – 600 с.

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

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ НА ЗМІНУ ЕЛЕКТРОПРОВІДНОСТІ АНТИФРИЗУ

Розробка автомобільного обладнання у напрямку випуску транспортних засобів, підвищення їх якості, надійності та довговічності, водночас потребує використання сучасних високоякісних оперативних речовин. Для всесезонної роботи в системах рідкого охолодження використовуються як внутрішні, так і іноземні всесезонні охолоджувальні рідини (антифризи). Охолоджувальна рідина є одним з основних функціональних елементів двигуна, що визначає надійність та ефективність роботи його систем. І відповідно, як будь-який функціональний параметр потребує періодичної діагностики та контролю якісного стану.

Одним із способів контролю якості теплоносія може бути електропровідність антифризу, яка, як відомо, залежить від температури під час вимірювання.

Вимірювання електропровідності вуглеводневих рідин (палива, оливи, розчинів, добавок розчинів) широко використовується для вивчення міжмолекулярних взаємодій цих рідин. Електропровідність характеризує наявність вільних заряджених частинок у цих рідинах, які можуть рухатися під впливом електричного поля (електрони, іони, заряджені колоїдні частинки).

Проблеми, пов'язані з електропровідністю рідин, давно розглядаються науковою спільнотою. Результати вимірювання електропровідності стандартних розчинів при різних температурах, що наведені у літературному джерелі [1], показують, що зі збільшенням температури рідини електропровідність також збільшується. Робота [2] описує дослідження та результати зміни електропровідності чистих та відпрацьованих олив при різних температурах зразка. Висновок авторів стало твердження, що зі збільшенням температури олив електропровідність збільшується. Автори у своїй роботі [3] стверджують, що під впливом електричного поля (наприклад, електричного поля в проміжку конденсатора), в рідинах виникають диполі, які завжди орієнтовані в напрямку дії електричного поля. Тепловий рух запобігає орієнтації диполя незначно. В результаті чого, електрична проникність неполярних речовин практично не залежить від температури.

Однак, в антифризі присутні полярні речовини, внаслідок чого при підвищенні температури його електропровідність збільшується, а при зниженні

– зменшується. Це пов'язано з тим, що поляризація полярних речовин, що входять до антифризу, складається з компонентів деформації та орієнтації [4].

Для експериментальних досліджень змін електропровідності охолоджувальної рідини були взяті вітчизняний Тосол А-40 компанії "ВАМП" та іноземний антифриз "G11" компанії "Shell". Їх досліджували в діапазоні температури зразка від 5 до 80 °С. У процесі експерименту зразки нагрівали та вимірювали електропровідність.

За результатами експерименту були побудовані графіки залежності зміни електропровідності антифризів від температури зразків, що чітко демонструють збільшення електропровідності в діапазоні температури від 5 до 80 °С.

Електропровідність від температури збільшується за параболічним законом. Розбіжність значень електропровідності антифризу Тосол А-40 відрізняються від значень антифризу G11 при температурі 5 °С до 25%, а при температурі 80°С до 30%. Тому вимірювання електропровідності антифризів необхідно проводити при фіксованій температурі.

Література

1. Никольский Б.П. Справочник химика / Б.П. Никольский. - 2-е изд. доп. и пер. 3 том; М: Химия, 1964г. – 1010с.
2. Венцель Е.С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел / Е.С. Венцель, С.Г. Жалкин, Н.И. Данько. - Х: УкрГАЗТ, 2003.- 168с.
3. Богородицкий Н.П. Электротехнические материалы / Н.П. Богородицкий, В.В. Пасынков, Б.М. Тареев. – Л.: «Энергия», 1977. – 352 с.
4. Белоусов А.И. Измерение удельной объемной электропроводимости углеводородных жидкостей / А.И. Белоусов, И.В. Рожков, Е.М. Бушуева // Химия и технология топлив и масел - 1985.- № 3.- С.35.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, hefer64@ukr.net
Суїті Яфід, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Yafidsouiti@gmail.com

ЗАХОДИ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

В процесі експлуатації легкових автомобілів під керуючим впливом гальмівного привода на фрикційних поверхнях гальм виникає сила тертя ковзання, яка створює момент тертя, що сповільнює обертання коліс, і рух автомобіля в цілому. У результаті тертя відбувається зношування фрикційних поверхонь гальмівних механізмів [1–6].

В даний час дискові гальма повсюдно використовуються на передніх і задніх колесах майже у всіх сучасних автомобілів. Для підвищення ресурсу

дискові гальма забезпечують диском, виготовленим з не металічного матеріалу (карбону), який має підвищену зносостійкість.

Отже, знос спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів та їх перегрівання в процесі експлуатації крім зниження ефективності під час виконання гальмувань призводить до скорочення строку служби.

Метою дослідження є підвищення ресурсу дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів.

Для досягнення поставленої мети застосовувались методи теорії зношування, математичного моделювання та теоретичного аналізу.

Аналіз співвідношення енергонавантаження передніх і задніх гальм при екстрених гальмуваннях показує, що коефіцієнт розподілу гальмівних сил може бути характеристикою зносу [1]

$$\beta = \frac{K_1 \cdot p_1}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2}, \quad (1)$$

де K_1, K_2 – конструкційний коефіцієнт гальм передньої та задньої осей;
 p_1, p_2 – тиск у контурах передніх та задніх гальм.

Загальна кінетична енергія, що поглинається гальмами легкового автомобіля впродовж одного екстреного гальмування без блокування коліс із врахуванням моментів інерції обертючих мас, може бути визначена [1]

$$W_{Т1} = \frac{G_a}{2g} \cdot g_a^2, \quad (2)$$

де g_a – початкова швидкість автомобіля;

G_a – ваговий стан автомобіля.

Тоді робота тертя, яка здійснюється гальмами при послідовних гальмуваннях, визначається

$$A_{ТР} = W_{Т1} \cdot n, \quad (3)$$

де n – число гальмувань за період експлуатації.

Робота, що виконується передніми гальмами, може бути визначеною

$$A_{Т1} = \beta \cdot A_{ТР}, \quad (4)$$

де β – коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля.

Оцінку зносу в передніх гальмівних механізмах будемо проводити при режимах циклічних екстрених гальмувань на рівній горизонтальній дорозі [7]

$$U_i = k_i \cdot \frac{Q \cdot \omega}{R - r} \cdot T_i, \quad (5)$$

де ω – кутова швидкість обертання диску;

R, r – зовнішній і внутрішній діаметри гальмівного диску, які визначають ширину поверхні тертя;

T_i – час тертя фрикційних поверхонь.

Величина зносу спряжених деталей (диск–колодка) гальмівного механізму за умови абразивного зносу [8, 9], як найбільш вірогідного за умов експлуатації, може бути визначеною з врахуванням (5)

$$U_i = k_i \cdot \frac{g_a \cdot K_1 \cdot p_1}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_d}{R_{cp}} \cdot T_i, \quad (6)$$

де k_i – коефіцієнт, який характеризує зносостійкість матеріалу i -ої деталі;

r_k – радіус кочення колеса;

r_∂ – динамічний радіус колеса;

R_{cp} – середній радіус тертя;

μ – коефіцієнт тертя ковзання фрикційних пар;

l_k – ширина поверхні тертя.

Отже, величина зносу спряжених деталей (диск–колодка) гальмівного механізму обернено пропорційна ширині фрикційного контакту, тобто площі тертя. Зі збільшенням площі тертя знос знижується.

Тоді з врахуванням формули (1) із (6) після перетворень одержимо

$$U_i = k_i \cdot \frac{g_a \cdot \beta \cdot (K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2)}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_\partial}{R_{cp}} \cdot T_i \leq [U_i], \quad (7)$$

де $[U_i]$ – гранично допустима величина зносу i -ої деталі.

Звідки для визначення часу T_i тертя фрикційної поверхні (строку служби i -ої спряженої поверхні) необхідно знати допустиму величину її зносу, триботехнічні характеристики та параметри гальмівного механізму, у тому числі ширину (площу) поверхні тертя

$$T_i = [U_i] \cdot \frac{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu \cdot R_\partial}{k_i \cdot g_a \cdot K_1 \cdot p_1 \cdot r_\partial}. \quad (8)$$

Ця формула для визначення строку служби може бути застосована для тих деталей, зноси яких досягли граничного значення. Такими деталями є гальмівні колодки і диск, які замінюють на нові під час технічного обслуговування автомобілів у разі необхідності.

Висновки

1. На основі теорії тертя та зношування І.В. Крагельського одержано закономірність зношення поверхонь тертя дискових гальм, що враховує допустиму величину зносу і триботехнічні характеристики тіл тертя та параметри дискового гальмівного механізму.

2. Для підвищення строку служби дискових гальм запропоновано збільшити площу фрикційного контакту спряжених поверхонь тертя.

Література

1. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.

2. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. — Харьков, 1982. — 169с.

3. Нагиев А.В. Исследование влияния нагрева тормозных накладок на тормозную динамичность автомобиля в эксплуатационных условиях: дис. ...

канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Нагиев Анатолий Владимирович. – Харьков, 1982. – 124 с.

4. Кушов В.Я. Исследование теплового баланса дискового тормоза: дис... канд. техн. наук: 05.05.03/ Кушов Василий Ярославович. Харьков, 1980. – 103с.

5. Гудз Г.С. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний / Г.С. Гудз, Я.П. Яворский // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2001. – №7. – С. 50-52.

6. Решетников Е.Б. Влияние параметров торможения на стабильность дискового тормоза / Решетников Е.Б. // Автомобильный транспорт. – К.: Техника, 1975. – Вып.12. – С. 160-162.

7. Назаров О.І. Математична модель зношування дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів в умовах експлуатації / Назаров О.І., Клец Д.М., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХП». Серія: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – №6(1115). – 2015. – С.91-101.

8. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы машин. Новые методы определения износа деталей машин / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – с. 22-26.

9. Расчетные методы оценки трения и износа: [сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, hefer64@ukr.net

Боровик Данило Юрійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, borovik2006@ukr.net

ЗМІНА ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В ПЕРІОД ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Метою дослідження є оцінка впливу зносу фрикційних спряжень гальмівних механізмів на зміну гальмівних властивостей легкових автомобілів.

В основу поставлене завдання визначення рівня зниження вповільнення автомобіля від величини зносу фрикційних пар гальмівних механізмів у процесі експлуатації.

У залежності від точки прикладення сили, яка притискає фрикційні накладки колодок до диска, на плоских поверхнях тертя виникає нерівномірний тиск, що, діє перпендикулярно площині тертя.

Внаслідок чого диск, обертаючись з певною частотою, на радіусі тертя спряжених поверхонь створює нерівномірну силу тертя, яка й викликає не рівномірне спрацьовування тертьових поверхонь.

Значення зносу спряжених деталей гальма, встановленого на і-осі автомобіля, визначається за умови, що величина зносу пропорційна швидкості зносу [1]

$$U_{id} = k_i \cdot \frac{2\pi \cdot n \cdot Q}{l_k} \cdot T_i, \quad (1)$$

де k_i – коефіцієнт, що характеризує зносостійкість матеріалів диска і фрикційної накладки;

l_k – ширина фрикційного контакту;

Q – приводна сила;

n – частота обертання гальмівного диска;

T_i – час зношування поверхні тертя.

Величина вповільнення зв'язана з часом гальмування залежністю

$$T_i = \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (2)$$

де g_a – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля;

$[j]$ – граничне уповільнення автомобіля в певних умовах.

Гальмівний шлях автомобіля (без блокування коліс) будемо визначати [2]

$$s_T = \frac{g_a^2}{[j]}. \quad (3)$$

Для барабанних гальм (рис. 1) знос тіл фрикційного контакту визначається [3]

$$U_{i0} = \frac{4\pi \cdot Q \cdot k_i \cdot n}{l_k \cdot \left[0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_i} \right]} \cdot \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_i} \cdot T_i, \quad (4)$$

де Q – приводна сила;

k_i – коефіцієнт, що характеризує швидкість зношування i -ої спряженої поверхні (барабана і накладки) відповідно;

α_0 – кут обхвату гальмівної колодки;

l_k – ширина фрикційного контакту;

n – число обертів барабана.

Аналіз залежностей (1) і (4) показує, що у чисельнику знаходиться час зношування, а в знаменнику – величина l_k , яка визначає ширину фрикційного контакту.

Оскільки граничне вповільнення автомобіля обернено пропорційне часу гальмування, то для зниження зносу, слід зменшувати тиск на поверхнях тертя спряжених деталей, збільшуючи ширину фрикційного контакту.

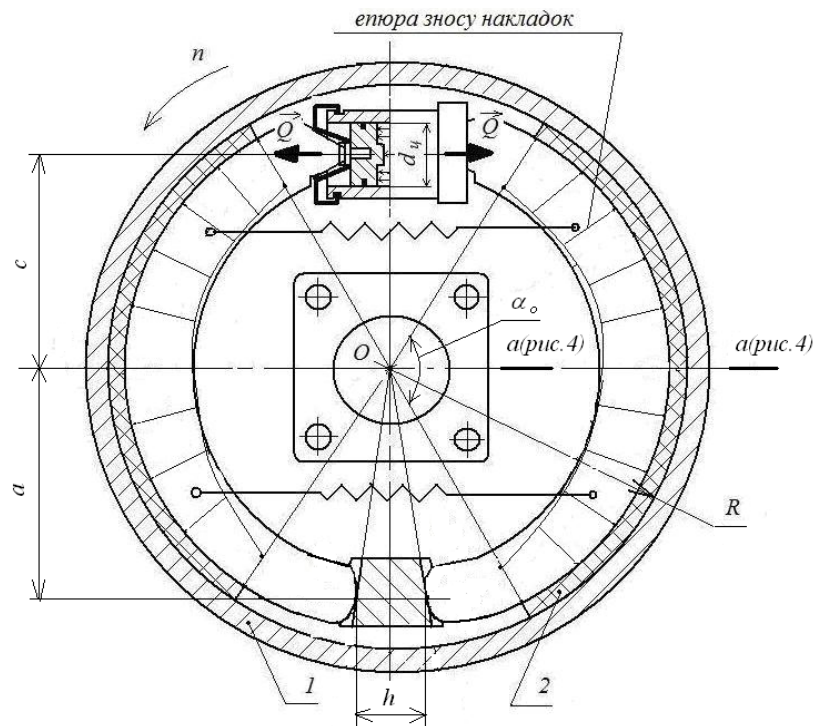


Рисунок 1 – Схема для визначення зносу барабанного гальма

При чому, кутова швидкість обертання гальмівного барабана на момент початку гальмування без блокування коліс може бути визначена, як

$$\omega = 2\pi \cdot n = \frac{g_a}{r_k}, \quad (5)$$

де r_k – кінематичний радіус колеса,

Крім того, співвідношення гальмівних сил передніх і задніх осей виражається коефіцієнтом розподілу гальмівних сил [2], що з урахуванням конструктивних коефіцієнтів гальм, дає

$$\beta = \frac{K_1 \cdot p_1}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2}, \quad (6)$$

де K_1, K_2 – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів, установлених на передній і задній осях відповідно;

p_1, p_2 – величина тиску в контурі передніх та задніх гальм.

Тоді величина зносу спряжених поверхонь дискового гальмівного механізму, встановленого на передній осі автомобіля, за умови абразивного зношування [4], як найбільш вірогідного за умов експлуатації, може бути представленою як

$$U_{\partial 1} = k_i \cdot \frac{g_a \cdot K_1 \cdot p_1}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_{\partial}}{R_{cp}} \cdot T_i, \quad (7)$$

де k_i – коефіцієнт, який характеризує зносостійкість матеріалу i -ої деталі;

r_k – радіус кочення колеса;

r_{∂} – динамічний радіус колеса;

R_{cp} – середній радіус тертя фрикційної пари;

μ – коефіцієнт тертя ковзання фрикційної пари;

l_k – ширина поверхні тертя;

$K_1 = K_\delta$ – конструктивний коефіцієнт дискового гальма, мм² [1].

З урахуванням (3) знос фрикційної пари барабанних гальм, встановлених на задній осі, визначається, як

$$U_{\delta 2} = \frac{k_i \cdot K_2 \cdot p_2 \cdot r_\delta \cdot \vartheta_a}{2\mu \cdot R \cdot l_k \cdot r_k \cdot \left[0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_{i1}} \right]} \cdot \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_i} \cdot T_i, \quad (9)$$

де R – внутрішній радіус барабана;

$K_2 = K_\delta$ – конструктивний коефіцієнт барабанного гальма, мм² [3].

Таким чином, із одержаних залежностей (7) і (8) слідує, що зі зростанням часу гальмування внаслідок зменшення вповільнення автомобіля, в період експлуатації зростає величина зносу фрикційних поверхонь, що в свою чергу веде до зростання гальмівного шляху, тобто погіршення гальмівних властивостей.

Список літератури

1. Назаров О.І. Математична модель зношування дискових гальмівних механізмів автомобілів в умовах експлуатації / Назаров О.І., Клец Д.М., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – №6(1115). – 2015. – С.91-101.

2. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.

3. Назаров О.І. Зниження швидкості зношування барабанних гальмівних механізмів, встановлених на передній осі двовісних автомобілів / Назаров О.І., Назаров В.І. // Вісник ХНАДУ. Вип. 75. –2016. – С.89-94.

4. Расчетные методы оценки трения и износа: [сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, hefer64@ukr.net

Кошелєв Микита Сергійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Thomas7777odli@gmail.com

Бенаушку Амін, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, reyn4ik@gmail.com

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КЕРОВАНОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В ПЕРІОД ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Забезпечення керованості в період експлуатації транспортних засобів, зокрема, легкових автомобілів, обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування, може бути досягнуто за рахунок ряду заходів, в тому числі забезпечення необхідної відстані між транспортними засобами, що рухаються в єдиному потоці.

Розглянемо можливу схему руху легкового автомобіля під час

гальмування без блокування коліс з ввімкненою трансмісією, за наявності повороту керованих коліс і кута відхилення подовжньої осі автомобіля (рис. 1).

Прийнято, що в разі відсутності кутів бічного уводу коліс ($\theta_l < \delta_l$), миттєвий центр повороту P подовжньої осі автомобіля знаходиться на перетині перпендикулярів до векторів швидкостей точок A і B центрів передньої і задньої осей (відрізок BP , див. рис. 1) та визначає миттєвий радіус повороту R_k .

У початковий момент повороту керованих коліс на кут $\theta_l > \delta_l$ під час гальмування наявність уводу коліс передньої і задньої осей автомобіля призводить до переміщення першого миттєвого центра повороту з точки P_1 , що лежить на відрізку BP_2 , відхиленому на кут δ_2 уводу шин задніх коліс, у точку поточного миттєвого центра повороту P_i .

З геометричних співвідношень (див. рис. 1) знаходиться радіус початкового повороту автомобіля, коли кут повороту керованих коліс $\theta_l > \delta_l$:

$$R_1 = \frac{b - l_i}{\operatorname{tg} \xi_1} = \frac{a + l_i}{\operatorname{tg}(\theta_l - \delta_1)} = \frac{a + l_1}{\operatorname{tg}(\psi_1 - \delta_2)},$$

де ξ_1 – кут між перпендикуляром на подовжню вісь автомобіля та відрізком, що з'єднує миттєвий центр повороту P_1 з точкою B_1 (див. рис. 1, $\xi_1 = \delta_2$).

θ_l – кут між вектором швидкості центру мас і подовжньою віссю автомобіля;

δ_1, δ_2 – кут уводу коліс передньої і задньої осей;

ψ_1 – кут повороту подовжньої осі автомобіля навколо миттєвої точки P_1 (умовно не показано).

Звідки одержимо залежність радіуса повороту автомобіля при уводі керованих коліс, повернутих на кут θ_l ,

$$R_1 = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta_l - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}. \quad (2)$$

Для малих кутів уводу коліс отримаємо формулу Аккермана

$$R_1 = \frac{L}{\theta_l + \delta_2 - \delta_1} = \frac{L}{\psi_1}. \quad (3)$$

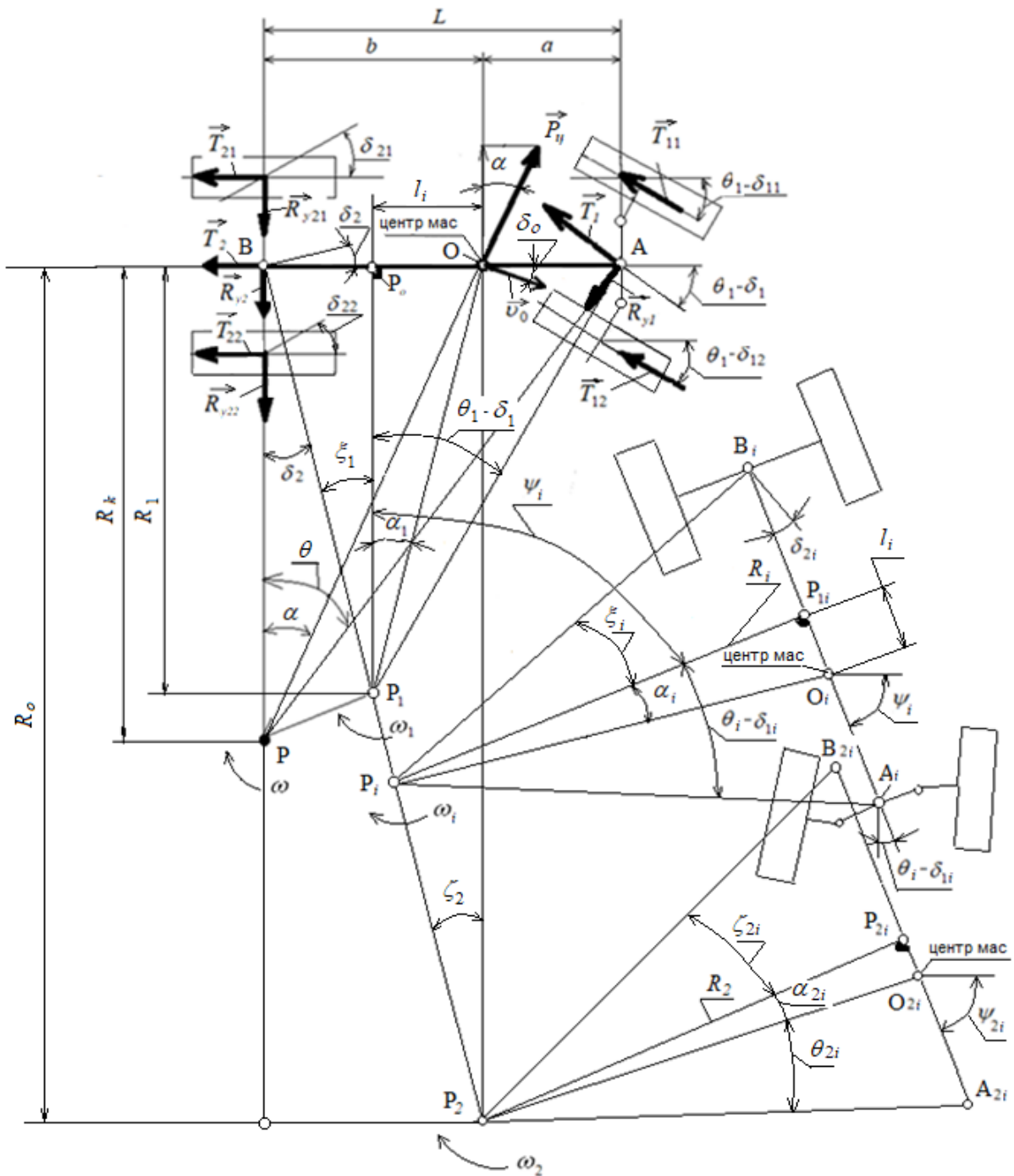


Рисунок 1 – Схема сил і моментів на загальмовуваний автомобіль

Аналогічно (див. рис.1) отримаємо залежність для i -го радіуса повороту автомобіля

$$R_i = \frac{a + l_i}{\operatorname{tg}(\theta_i - \delta_{1i})} = \frac{a + l_i}{\operatorname{tg}(\psi_i - \delta_{2i})}, \quad (4)$$

де Ψ_i – i -ий кут повороту подовжньої осі автомобіля ($\Psi_i=0$ - Ψ).

Таким чином, після математичного перетворення одержаних залежностей можна установити траєкторію руху центра мас автомобіля з поворотом керованих коліс.

Крім того, траєкторія руху при повороті автомобіля з еластичними колесами буде відрізнятись від траєкторії руху автомобіля з жорсткими колесами, оскільки миттєвий центр повороту переміститься з точки P_i в точку P (див. рис. 1).

Оскільки кути уводу передньої й задньої осі визначаються як

$$\delta_i = \frac{R_{y2}}{K_{y2}} = \frac{R_{y1}}{K_{y1}}, \quad (5)$$

де K_{y1}, K_{y2} – коефіцієнти опору уводу коліс передньої та задньої осей.

При чому сумарна гальмівна сила на передній осі при ввімкненій трансмісії

$$T_1 = \beta \cdot m_a \cdot [j] + \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot i_{Ti} \cdot \eta_{Ti}}{r_\delta}, \quad (6)$$

де β – коефіцієнт міжосьового розподілу гальмівної сили автомобіля;

$[j]$ – величина граничного уповільнення автомобіля;

$M_{\delta\epsilon}$ – момент від двигуна;

i_{Ti} – передатне число в трансмісії;

η_{Ti} – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

r_δ – динамічний радіус колеса.

Отже, у загальному випадку, коли на обох осях автомобіля застосовуються однотипні шини, у відповідності до залежності (5) із урахуванням останніх виразів одержимо залежність

$$\begin{aligned} \delta_i &= \frac{m_a \cdot v^2}{R_i \cdot K_{y2}} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i = \\ &= \left[\beta \cdot \frac{m_a \cdot [j]}{K_{y1}} + \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot i_{Ti} \cdot \eta_{Ti}}{r_\delta} \right] \cdot \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i) + \frac{m_a \cdot v^2}{R_i \cdot K_{y1}} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i}{\cos(\theta_i - \delta_i)}. \end{aligned} \quad (7)$$

Тоді, для прийнятих вище умов в початковий момент гальмування в повороті радіусом R_k бічний увід подовжньої осі автомобіля (див. рис.1)

$$\delta_o = \frac{m_a \cdot \left[\beta \cdot \frac{[j]}{K_{y1}} + \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot i_{Ti} \cdot \eta_{Ti}}{r_\delta \cdot m_a} \right] \cdot \operatorname{tg} \theta_1 + \frac{m_a \cdot v^2}{R_k} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \theta_1}}{K_{y1}} = \frac{m_a \cdot v^2}{R_k} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha}{K_{y2}} \quad (8)$$

Звідки слідує, що керованість легкового автомобіля зі змінним радіусом повороту R_i буде найвищою, коли $a=b=L/2$, тобто задовольняє співвідношенню (8).

Отже, умовою забезпечення керованості такого зразкового легкового

автомобіля при гальмуванні на криволінійній ділянці дороги є, коли виконуються залежності (7) і (8).

Висновки

Авторами одержано залежності, які дозволять керувати стабілізацією подовжньої осі загальмованого легкового автомобіля в повороті при не роз'єднаній трансмісії.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, hefer64@ukr.net

Ель Баглі Саміа, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Samia@gmail.com

ВПЛИВ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА БЕЗПЕКУ ВИКОРИСТАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Стрімкий ріст парку експлуатованих легкових автомобілів на території України, котрий за станом на 2022 р. налічує близько 6,9 млн. одиниць, а також прогнозоване покращення їх тягово-швидкісних характеристик веде до безупинного зростання інтенсивності й швидкості руху та вимагає посилення вимог до безпеки їх використання [1].

Це може бути досягнуто за рахунок низки заходів, в тому числі забезпечення мінімально допустимої дистанції між окремими транспортними засобами, що рухаються в єдиному потоці [1].

Вирішення питання залежить, перш за все, від підтримання необхідної величини показників гальмівної ефективності на всьому періоді експлуатації, забезпечуваної застосовуваними гальмівними системами на експлуатованих легкових автомобілях [2, 3].

Це можливо за умови реалізації більш стабільної величини уповільнення під час виконання гальмувань сучасних легкових автомобілів, у тому числі електрокарів та гібридів, в певних експлуатаційних умовах [4] за рахунок рекуперативного перетворення енергії гальмування.

Для цього вимогами чинних міжнародних і вітчизняних стандартів встановлюється застосування АБС або систем, які виконують їх роботу в гальмівних системах сучасних легкових автомобілів [5].

Відомо, що вимогами діючих як міжнародних, так і національних стандартів, як необхідного критерію оцінки безпеки використання транспортних засобів, є забезпечення ефективності та стабільності функціонування всіх елементів його гальмівної системи при екстрених гальмуваннях.

У відомих літературних джерелах вказується [2, 3], що фактори, які викликають зміну показників гальмівних властивостей легкових автомобілів, носять випадковий характер і визначаються їх конструктивними та експлуатаційними факторами. Найбільш важливими з них є значення

коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею дороги, коефіцієнта розподілу гальмівних сил, положення центру мас і метацентру автомобіля, величина нормальних реакцій на колесах при гальмуванні в експлуатаційних умовах і особливості конструкції їх гальмівних систем.

При оцінці ефективності гальмування легкового автомобіля класично приймалися допущення, при яких не враховувалася дія експлуатаційних умов. Розрахунок проводився за умови забезпечення максимальних вповільнень на горизонтальній ділянці шляху з сухим асфальтобетонним покриттям для випадку екстрених гальмувань [5].

Однак під час експлуатації на легковий автомобіль діє велика кількість зовнішніх сил, які можуть призвести не тільки до нерівномірного розподілу нормальних навантажень між осями, а й між колесами однойменних осей, тобто до міжборткової нерівномірності.

Аналіз гальмувань легкових автомобілів в експлуатаційних умовах показує, що на колесах різних бортів мають місце різні величини нормальних навантажень.

Для підвищення безпеки використання з урахуванням зростання тягово-швидкісних показників транспортних засобів на дорогах України слід посилити вимоги до ефективності гальмування та гальмівного шляху.

Вирішення такого завдання може бути отримано з урахуванням експлуатаційних умов і аеродинамічного фактора. Для цього необхідно більш повно реалізовувати керуючий вплив гальмівного привода шляхом застосування гальмівних систем, здатних забезпечувати необхідну гальмівну силу на кожному колесі в конкретних умовах експлуатації із врахуванням фаз процесу екстреного гальмування.

При цьому, для максимальної реалізації міжборткової нерівномірності гальмівних сил слід використовувати комбіновану або борткову (частину комбінованої) схему під'єднання контурів гальмівного привода.

Метою дослідження є оцінка впливу тягово-швидкісних характеристик на безпеку використання легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації.

Вирішення поставленої проблеми забезпечується використанням системного підходу та раціонального поєднання теоретичних і експериментальних досліджень, узагальнення та аналізу відомих наукових результатів.

З метою встановлення оціночного показника впливу тягово-швидкісних показників на безпеку використання легкових автомобілів розроблено методику оцінки зміни вповільнення за різних фаз процесу гальмування з врахуванням аеродинамічного фактора і коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями.

Для оцінки впливу тягово-швидкісних показників на безпеку використання i -го легкового автомобіля запропоновано критерій, який визначає зону безпеки використання за найбільшою зміною вповільнення для певних експлуатаційних умовах

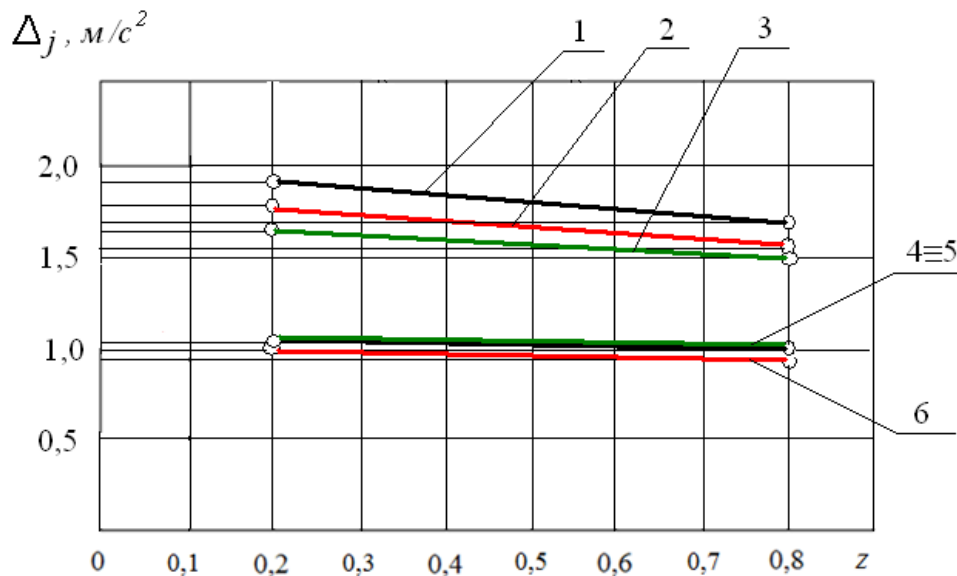
$$\frac{d}{dz} |\Delta_j(z)| \rightarrow \max, \quad (1)$$

де $\Delta_j(z)$ – величина зміни уповільнення i -го легкового автомобіля, яке визначається за виразом [10]

$$j = g \cdot (z + \Phi_e \cdot (1 - \lambda_z \cdot z)). \quad (2)$$

Звідки слідує, що найвища безпека використання буде мати легковий автомобіль із найбільшим швидкісними показниками.

На підставі розрахункових даних для досліджуваних легкових автомобілів побудовано графічні залежності зміни уповільнення від коефіцієнта гальмування z (рис. 1).



1, 2, 3 – для автомобілів Chevrolet, Lanos, Forza у спорядженому стані;
4, 5, 6 – для автомобілів Chevrolet, Forza, Lanos із повною масою.

Рисунок 1 – Оцінка безпеки використання легкового автомобіля за зміною уповільнення

Таким чином, для певного значення коефіцієнта гальмування z діапазону $z=0,2-0,8$ найвищою безпекою використання буде характеризуватися той автомобіль, у якого відносне збільшення уповільнення буде найбільшим.

Список літератури

1. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с.
2. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450с.
3. Совершенствование способов регулирования выходных параметров

тормозной системы автотранспортных средств / [Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. и др.]. – Харьков: Изд-во ХНАДУ (ХАДИ), 2002. – 400 с.

4. Jo C. Cooperative regenerative braking control algorithm for an automatic-transmission-based hybrid electric vehicle during a downshift / [C. Jo, J. Ko, H. Yeo, T. Yeo, S. Hwang, H. Kim] // Journal of Automobile Engineering. – 2012. – vol. 226. – no. 4. – pp. 457–467.

5. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання (БЗ №11-12-2010/436): ДСТУ 3649: 2010. – Офіц. вид. – [Чинний від 28.11.2010]. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 26 с.

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 ГРАНИЧНИХ ЗНАЧЕНЬ СУМАРНОГО ЗУСИЛЛЯ У ТЯГОВО-ЗЧІПНОМУ ПРИСТРОЇ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1 ПІД ЧАС РУХУ.

Для дишла легкових причепів було запропоновано два конструктивних виконання під час моделювання зусиль, які в них діють під час руху [1, 2, 3], а саме класичного типу із звичайним дишлом причіпної ланки та із динамічним дишлом причіпної ланки із можливістю створення дисипативного опору взаємного переміщення елементів тягово-зчіпного пристрою, конструкція якого наведена у [4].

У [1] було виконано моделювання зміни зусиль у обох типах запропонованих дишел під час руху по горизонтальній площині, а в [3] визначалися зусилля, які створювали вплив від вертикальних коливань центра ваги причепа на автомобіль-тягач автопоїзда категорії М1 при русі по поверхні із кривизною у вертикальній площині із класичним дишлом. У [5] було визначено сумарне зусилля у тягово-зчіпному пристрої автопоїзда категорії М1 під час руху по поверхні із кривизною у вертикальній площині із дишлами обох запропонованих конструктивних виконань.

Сумарне зусилля $P_{дсум}$, Н, яка буде діяти у дишлі

$$P_{дсум}(t) = P_{дин} \pm P_n, \quad (1)$$

де $P_{дсум}$ – динамічне зусилля, Н, яке діє під час руху по горизонтальній поверхні у запропонованих конструкціях дишел [1];

P_n – нормальне зусилля, Н, яке створюватиме вплив від причепа автопоїзда категорії М1 на автомобіль-тягач при криволінійному рухові [3].

Знак «+» у рівнянні (1) свідчить про співпадіння напрямку дії зусиль, знак «-» – про дію зусиль у різні сторони.

Результати моделювання сумарної сили $P_{дсум}$ для автопоїздів категорії М1

із запропонованими конструкціями дишел представлені на рисунку 1.

За результатами моделювання можна зробити висновок, що закон зміни сумарного зусилля у всіх представлених варіантах матиме затухаючий характер, але для класичного дишла буде характерною постійна різка зміна значення сумарної сили, а для динамічного дишла – плавна зміна сумарної сили, що вказує на доцільність використання динамічного дишла у конструкції причіпної ланки автопоїзда категорії М1. Результати даного дослідження будуть застосовані для уточнення конструкції динамічного дишла для одноосного причепа ВН–20, яке є пружною ланкою тягово-зчіпного пристрою легкового автопоїзда категорії М1.

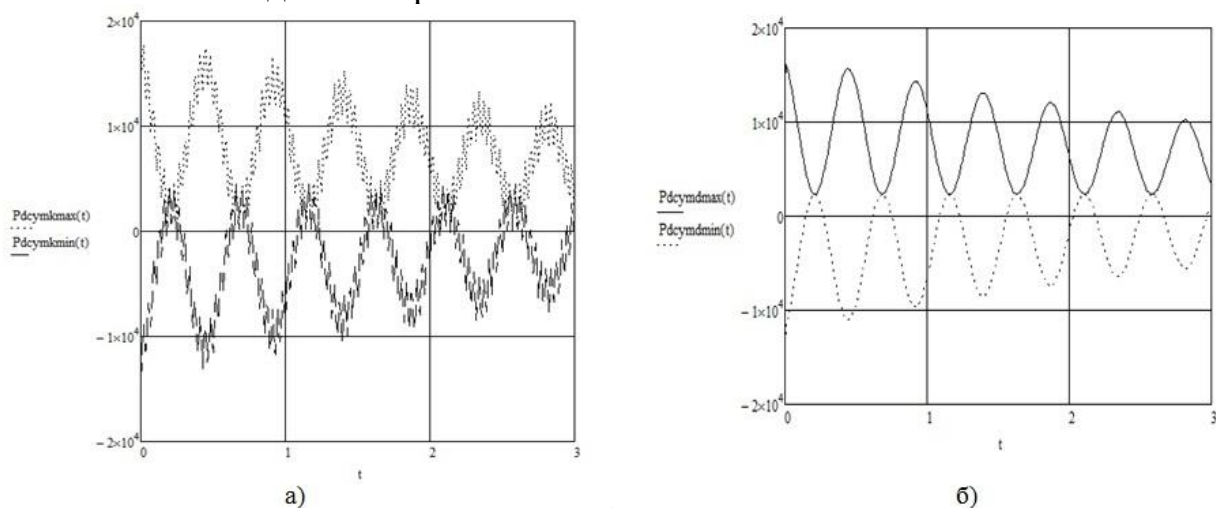


Рисунок 1 – Граничні значення сумарного зусилля P_{dsum} у тягово-зчіпному пристрої автопоїзда категорії М1 під час руху:

а – у звичайному дишлі класичного типу; б – у динамічному дишлі запропонованої конструкції [4]

Література

1. 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.

2. 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.

3. Орисенко О.В. Дослідження впливу вертикальних коливань центра ваги причіпної ланки на автомобіль-тягач автопоїзда категорії М1 / О.В. Орисенко, М.В. Шаповал, М.О. Скорик // Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців : наук. праці Міжнар. наук.-практ. конф., 27 – 29 жовт. 2021 р. – Х. : ХНАДУ, 2021. – С. 122–124.

4. Скорик, М.О. Динамічне дишло для одноосного причепа ВН–20 як

пружна ланка тягово-зчіпного пристосування легкового автопоїзда категорії М1 / Новітні розвитку автомобільного транспорту : наук. праці Міжнар. наук.-практ. конф. 16–19 жовт. 2018 р. –Х. : ХНАДУ. – С. 145–146.

5. Скорик М.О. Дослідження сумарного зусилля у тягово-зчіпному пристрої автопоїзда категорії М1 під час руху по поверхні із кривизною у вертикальній площині // Тези 74-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (Полтава, 25 квітня – 21 травня 2022 р.). – Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2022. – Т. 1. – С. 141–142.

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

МЕТОДИ ПОШУКУ РІШЕНЬ В ЕКСПЕРТНИХ СИСТЕМАХ АВТОМОБІЛЬНОЇ ГАЛУЗІ

Після проведення величезної кількості досліджень автомобілів з пробігом виявилось що кожного року продуктивність авто знижується в 1,5 - 2 рази в порівнянні з початковою. За строк експлуатації авто витрати на його технічне обслуговування та ремонт зростає у декілька разів порівняно з обслуговування нового автомобіля. Тому важливим напрямком в автомобільній індустрії, є точна і достовірна прогнозна оцінка основних показників надійності, та справності автомобіля в цілому. У даній роботі розглядаються питання з діагностування параметрів і ресурсів деталей і вузлів автомобілів. Технічне діагностування є складовою частиною технологічних процесів прийому, ТО і ремонту автомобілів на станціях технічного обслуговування і являє собою процес визначення технічного стану об'єкта діагностування з певною точністю.

Експертна система це програма, яка оперує знаннями у певній області, головною метою якої є надання рекомендацій чи вирішення проблем пов'язаних з технічними несправностями. Тобто такі системи можуть частково полегшити роботу людини відіграючи роль асистента, чи повністю взяти під контроль окремі функції, виконання яких раніше не могло обійтися без участі спеціаліста [1].

Інакше кажучи, при доцільному розподілі функцій між людиною та програмою, спеціаліст може досягнути більш високої якості та ефективності своєї праці, це і є одним з ключових моментів впровадження у роботу експертних систем.

Але слід виділити, що дослідження в цій області насамперед сконцентровані не тільки на розробці, а і на впровадженні таких програм які могли б відтворити навіть ті процеси, що потребують мислення, точності та багаторічного досвіду людини.

У прикладах з типових завдань які може вирішити експертна система можна виділити такі:

- діагностування несправностей автомобіля;

- створення плану послідовності виконання операцій задля досягнення поставленої мети;
- структурний аналіз складних об'єктів;
- виділення потрібної інформації з первинних даних.

Виходячи з вище сказаного треба відзначити, що експертна системність знань в області яка нас цікавить, може бути накопичена тільки в процесі практичної діяльності спеціаліста і експертна система використовує ці знання для вирішення специфічних проблем нашої області. Саме це і є відмінною рисою експертних систем від «традиційних» систем, в яких більша увага приділяється загальним і менш пов'язаних з предметною областю методам, здебільшого вони є математичними.

Методи вирішення завдань в автомобільній галузі, засновані на зведенні їх до пошуку, залежать від особливостей системи, в якій вирішується завдання, і від вимог, що пред'являються користувачем до вирішення. Особливості предметної області з точки зору методів вирішення можна характеризувати наступними параметрами:

- розмір, який визначає обсяг простору, в якому належить шукати рішення;
- змінність області, характеризує ступінь змінності області в часі і просторі, тут будемо виділяти статичні і динамічні області;
- повнота моделі, яка описує область, характеризує адекватність моделі, яка використовується для опису даної області. Зазвичай якщо модель не повна, то для опису області використовують кілька моделей, які доповнюють один одного за рахунок відображення різних властивостей предметної області;
- визначеність даних про розв'язуваної задачі, характеризує ступінь точності і повноти даних. Точність є показником того, що предметна область з точки зору вирішуваних завдань описана точними або неточними даними; під повнотою даних розуміється достатність вхідних даних для однозначного вирішення задачі.

Вимоги користувача до результату завдання, розв'язуваної за допомогою пошуку, можна характеризувати кількістю рішень і властивостями результату або способом його отримання. Параметр кількість рішень може приймати такі основні значення: одне рішення, кілька рішень, всі рішення. Параметр властивості задає обмеження, яким повинен задовольняти отриманий результат або спосіб його отримання [2]. Так, наприклад, для системи, яка видає рекомендації з лікування хворих, користувач може вказати вимога не використовувати деякий препарат, в зв'язку з його відсутністю або в зв'язку з тим, що воно протипоказане даному пацієнтові. Параметр властивості може визначати і такі особливості, як час вирішення, обсяг пам'яті, використовуваної для отримання результату, вказівка про обов'язковість використання будь-яких знань.

Отже, складність завдання, що визначається вищенаведеним набором параметрів, варіюється від простих завдань малої розмірності з незмінними певними даними і відсутністю обмежень на результат і спосіб його отримання до складних задач великої розмірності із змінними, помилковими і неповними

даними та довільними обмеженнями на результат і спосіб його отримання. Із загальних міркувань ясно, що будь-яким одним методом не можна вирішити всі завдання. Зазвичай одні методи перевершують інші тільки по деяким з перерахованих параметрів.

Розглянуті нижче методи можуть працювати в статичних і динамічних проблемних середовищах. Для того щоб вони працювали в умовах динаміки, необхідно враховувати час життя значень змінних, джерело даних для змінних, а також забезпечувати можливість зберігання історії значень змінних, моделювання зовнішнього оточення і оперування тимчасовими категоріями в правилах [3].

Існуючі методи вирішення завдань, які використовуються в експертних системах, можна класифікувати наступним чином:

- методи пошуку в одному просторі – методи, призначені для використання в наступних умовах: області невеликий розмірності, повнота моделі, точні і повні дані;
- методи пошуку в ієрархічних просторах – методи, призначені для роботи в областях великої розмірності;
- методи пошуку при неточних і неповних даних;
- методи пошуку, що використовують кілька моделей, призначені для роботи з областями, для адекватного опису яких однією моделі недостатньо.

Передбачається, що перераховані методи при необхідності повинні об'єднуватися для того, щоб дозволити вирішувати завдання складності яких зростає одночасно за кількома параметрами.

Експертні системи та системи штучного інтелекту відрізняються від систем обробки даних тим, що в них в основному використовуються символічний, а не числовий спосіб представлення, символічний висновок і евристичний пошук рішення, а не виконання відомого алгоритму. Експертні системи застосовуються для вирішення тільки важких практичних завдань. За якістю і ефективності вирішення експертні системи не поступаються рішенням експерта-людини [4].

Отже експертна система це програма, яка оперує знаннями у певній області, головною метою якої є надання рекомендацій чи вирішення проблем пов'язаних з технічними несправностями. Виходячи з всього вище сказаного треба відзначити, що експертна системність знань в області яка нас цікавить, може бути накопичена тільки в процесі практичної діяльності спеціаліста і експертна система використовує ці знання для вирішення специфічних проблем нашої області.

Література

1. Perley D.R. Migrating to Open Systems: Taming the Tiger. McGraw-Hill. / Perley D.R. – 1993 – 252p.
2. Moore B. Memorandum. Gensym corporation. / Moore B – 1993 – 250p.
3. Поспелов Д. Справочник по ИИ том-2. / Поспелов Д. – Москва: Мир, 1997 – 300с.
4. Hayes-Roth F. The State of Knowledge-Based Systems. Communications of the ACM. / Hayes-Roth F., Jacobstein N. – 1994 – 270p.

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»
 Скорик Максим Олексійович, ст. викладач, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТРУДОМІСТКОСТЕЙ ПРОВЕДЕННЯ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СЕРЕДНЬОРОЗМІРНИХ КРОСОВЕРІВ

Автомобільний ринок України поповнюється автотранспортом сучасних конструктивних концепцій, що використовують альтернативні та нові види енергії, при покращених технічних параметрах. Зростає чисельний склад електрифікованих та гібридних автомобілів та відбувається збільшення транспортних засобів підвищеної вантажопідйомності та пасажиромісткості, а також вдосконалюється інфраструктура рухомого складу. В той же час витрати на обслуговування та ремонт автомобілів автотранспортних підприємств на станціях технічного обслуговування і на авторемонтних заводах залишається ще достатньо високими. У зв'язку з цим, виникає необхідність вдосконалити системи ТО та Р автомобільного транспорту.



Рисунок 1 – Зображення кросовера: а) Toyota RAV4 Hybrid; б) Honda CR-V Hybrid, в) Volkswagen ID.4 Crozz

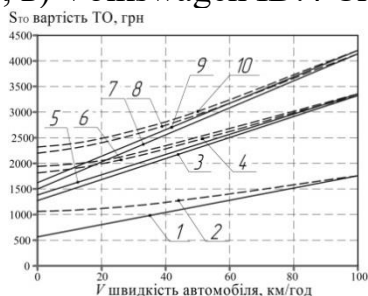


Рисунок 2 – Зміна вартості технічного обслуговування: автомобіля Volkswagen ID.4 Crozz від швидкості руху без урахування (1) і з урахуванням (2) умов експлуатації, обслуговування автомобіля Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid, від швидкості руху без урахування (3), (5) і з урахуванням (4), (6) умов експлуатації, автомобіля Honda CR-V Hybrid AWD, Toyota RAV4 AWD, від швидкості руху без урахування (7), (9) і з урахуванням (8), (10) умов експлуатації

Проведено аналітичні дослідження визначення трудомісткостей автомобілів різних концептуальних рішень середсередньо розмірних кросоверів, як одних з найпопулярніших транспортних засобів.

Результати аналітичних досліджень (рис. 2, табл. 1) вказують на те, що трудомісткість проведення ТО значно менша у автомобіля (рис.1, в) Volkswagen ID.4 Crozz за рахунок збільшеної періодичності до ТО, а також менших витрат на діагностування та обслуговування силового агрегату. А от зменшення трудомісткості ТО Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid по відношенню до Honda CR-V Hybrid AWD, Toyota RAV4 AWD (рис. 1, а, б) пов'язані також із збільшенням періодичності до ТО та більшою надійністю, ресурсом та експлуатаційними якостями силових агрегатів.

Таблиця 1 – Трудомісткість операцій ТО за пробігом автомобіля

Марки автомобілів	Пробіг автомобіля до ТО, км										
	5000	10000	15000	20000	25000	30000	35000	40000	45000	50000	55000
Трудомісткість операцій ТО, люд. год											
Honda CR-V, Toyota RAV4	10,5	11,1	11,8	12,3	13,2	14,1	15,2	16,1	17,2	18,3	19,7
Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid	10,0	10,2	10,8	11,2	11,9	12,4	13,2	14,0	14,9	15,8	16,7
Volkswagen ID.4 Crozz	5,3	5,4	5,7	5,9	6,1	6,4	6,9	7,2	8,0	8,8	9,2

На підставі порівняльного аналізу (табл. 1) визначено трудомісткості технічного обслуговування легкових автомобілів фірмовими СТО шляхом статистичної обробки нормативних даних, що знайшло відображення в наступному:

- на основі математичного очікування характеристик випадкової величини питомої трудомісткості ТО легкових автомобілів середнього класу визначено питомі трудомісткості проведення технічного обслуговування на гарантійних умовах для фірмових СТО, н.-год./1000 км;
- встановлено види і структуру норм при проведенні ТО, норми трудомісткості та її складові;
- проаналізовано визначення хронометражних спостережень за фактичною тривалістю виконання операцій, а також рекомендації послідовності за методом мікроелементних нормативів часу.

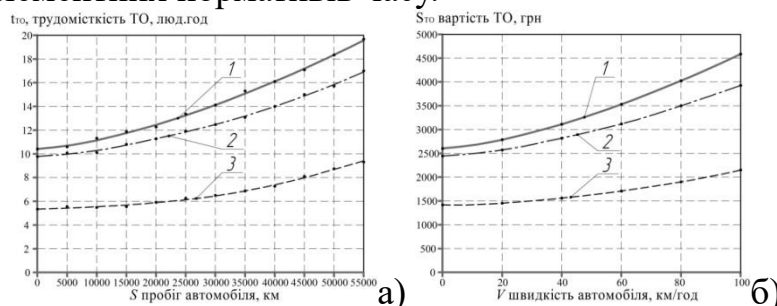


Рисунок 3 – Зміна: а) трудомісткості технічного обслуговування з урахуванням корегування нормативів трудомісткості проведених операцій від пробігу автомобілів: 1 – автомобілів Honda CR-V, Toyota RAV4; 2 – автомобіля Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid; 3 – електромобіля Volkswagen ID.4 Crozz; б) вартості технічного обслуговування з урахуванням корегування нормативів трудомісткості проведених операцій від швидкості руху: 1 – автомобілів Honda CR-V, Toyota RAV4; 2 – автомобіля Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid; 3 – автомобіля Volkswagen ID.4 Crozz

Враховуючи коефіцієнти коригування, які залежать від умов експлуатації автомобілів, встановлено залежності визначення трудомісткостей ТО.

Відповідно визначено коефіцієнти коригування залежно від середньої швидкості експлуатації для автомобілів, що досліджуються (Honda CR-V, Toyota RAV4, Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid, Volkswagen ID.4 Crozz). Коефіцієнти коригування вказують на те, що періодичність до ТО у Volkswagen ID.4 Crozz значно більша відповідно 1,0, 1,22, 1,34.

Таблиця 2 – Трудомісткість операцій ТО за пробігом автомобіля

Марки автомобілів	Середня швидкість автомобіля, км/год				
	20	40	60	80	100
	Вартість ТО, грн.				
Honda CR-V, Toyota RAV4	2780	3140	3590	4065	4605
Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid	2570	2790	3170	3505	3915
Volkswagen ID.4 Crozz	1410	1520	1725	1795	2160

За визначеними витратами на проведення ТО видно, що чим вища середня швидкість експлуатації, тим більші витрати на ТО. Також із урахуванням умов експлуатації витрати на ТО більші близько 25%. Тенденції зростання витрат на ТО автомобілів при швидкості 100 км/год (табл.2, рис. 2) у автомобілів Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid менші на 23%, а у Volkswagen ID.4 Crozz на 60% по відношенню до автомобілів Honda CR-V, Toyota RAV4.

Також проведено аналіз у відповідності до Положення про автомобільний транспорт орієнтовний перелік операцій ТО, на основі якого встановлено перелік обслуговуючих операцій СТО або фірмових сервісних центрів та визначено основні операції під час проведення ТО серійних автомобілів різних конструктивних концепцій, проведено нормування часу трудомісткості поопераційно, використовуючи фіксацію робочого часу за хронометражними спостереженнями [1].

Результати експериментально-аналітичних досліджень (рис. 3) свідчать про те, що трудомісткість проведення ТО Volkswagen ID.4 Crozz практично на 113% менша по відношенню до об'ємів трудомісткості Honda CR-V, Toyota RAV4 і на 81% - Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid.

Трудомісткість Volkswagen ID.4 Crozz має значно менші об'єми за рахунок зменшення нормованого часу проведення обслуговування силового агрегату(чи агрегатів), загальної діагностики електронних систем, пов'язаних з силовим агрегатом, а також збільшеною періодичністю пробігу до чергового ТО та покращеними властивостями надійності автомобіля. Також інтенсивність зростання об'ємів трудомісткості (рис. 3, а) практично залишається на одному рівні за пробігом до 30000 км у автомобіля Volkswagen ID.4 Crozz, що характеризує його більш надійним в експлуатації по відношенню до конкурентів Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid та Honda CR-V, Toyota RAV4.

Література

1. Правила надання послуг з технічного обслуговування і ремонту колісних транспортних засобів [Електронний ресурс] / Міністерство інфраструктури України. Затв. Наказ № 615 від 28.11.2014. Чинний від 12.02.2015р. Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z1609-14>.

Дубінін Євген Олександрович, д.т.н, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dubinini-rmn@ukr.net

Полянський Олександр Сергійович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com

Дідюк Наталія Олександрівна, ст. викладач, Харківський національний університет радіоелектроніки, khadi.pas@gmail.com

Краснокутський Максим Володимирович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ФОРМУВАННЯ ІНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГІЧНОЇ КОМПЕТЕНЦІЇ СТУДЕНТІВ

На кафедрі Технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ створено конструкторсько-технологічне бюро (КТБ) з розробки та дослідження тракторних самохідних шасі. Наукове керівництво студентським КТБ здійснює завідувач кафедри, доктор технічних наук, професор, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки Подригало М.А. В роботі студентського КТБ, щорічних наукових студентських конференціях кафедри активну участь приймають студенти та викладачі у співдружності з іншими кафедрами автомобільного, механічного факультетів та науковцями і студентами ХНТУСГ імені П. Василенка, ХНУРЕ. Слід відзначити роботу студентів І. Смолякова, В. Гончаренка, І. Рябушка. Вони виконали розробку агрегатів трансмісії самохідних шасі СШ26 "Надія" та СШ50 "Софія". При виконанні цих робіт проводилися також наукові дослідження щодо проблеми підвищенні вібростійкості та ККД перспективних трансмісій. Студенти В. Гончаренко та І. Смоляков за результатами цих робіт минулого року прийняли участь у Всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт з галузевого машинобудування ("Машини аграрно-лісового та транспортного комплексів", ХНТУСГ ім. П.Василенка) та в Сумському національному університеті ("Механічна інженерія") і отримали нагороди.

Слід відмітити, що перспективні тракторні самохідні шасі мають єдині коробки передач, планетарні механізми повороту та дискові гальмівні механізми відкритого типу з гідравлічним приводом. Авторам вдалося отримати рівноміцну трансмісію як для СШ26, так і для СШ50. На самохідному шасі СШ26 встановлено трьохциліндровий двигун потужністю 26 кВт. На самохідному шасі СШ50 – чотирьохциліндровий двигун потужністю 47,5 кВт. В трансмісії відсутній міжколісний диференціал завдяки використанню планетарного механізму повороту. Під керівництвом асистента Біши В.М. з застосуванням сучасного програмного забезпечення студентами створено оригінальну раму для навантаження технологічного обладнання. При збереженні міцності вдалося зменшити масу технологічної рами на 100 кг, у порівнянні з самохідним шасі Т16МГ. Крім того, розроблено оригінальну конструкцію с-подібної рами, що складається, та рульове керування, яке дозволяє здійснювати поворот переднього направляючого мосту на 90° та 180°.

Колектив сподівається на те, що до роботи в студентському КТБ та

конференціях буде залучено більшість студентів кафедри та студенти інших кафедр університету та ВНЗ. Це дозволить прискорити виконання технічних проектів цих машин і підвищити якість підготовки молодих фахівців.

Подригало Михайло Абович, д.т.н., професор, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com

Кайдалов Руслан Олегович, д.т.н., професор, заступник начальника Національної академії Національної гвардії України з наукової роботи, полковник, kaidalov.76@ukr.net

Омельченко Василь Іванович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, начальник відділу міжнародних зв'язків, інформації та комунікації Національної академії Національної гвардії України, підполковник, omel85@ukr.net

АНАЛІЗ ВПЛИВУ РОЗПОДІЛУ КРУТНИХ МОМЕНТІВ МІЖ ОСЯМИ НА ЕНЕРГЕТИЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ ДВОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ

Поява в другій половині минулого століття передньопривідних легкових автомобілів ознаменувала появу нової ери в світовому автомобілебудуванні. Прагнення більш повно використовувати довжину автомобіля та забезпечити безпеку руху при високих експлуатаційних швидкостях призвело до збільшення автомобілів з двигуном розташованим спереду та приводом на передні колеса.

В сучасному автомобілебудуванні низкою авторів наголошувалося те, що передня установка двигуна в поєднанні з приводом на передні колеса дозволяє підвищити вібростійкість та коефіцієнт корисної дії моторно-трансмісійної установки, що підвищує енергетичну ефективність автомобіля.

На основі раніше отриманої залежності для розрахунку миттєвого коефіцієнта корисної дії колісного рушія, доведено, що передньопривідні автомобілі мають більш високе значення вказаного показника.

Розглянуто вимоги стійкості після 2010 року, які показали, що з урахуванням росту потужностей двигунів та швидкостей руху автомобілів, задньопривідні автомобілі не відповідають вимогам стійкості після 2010 року, що також підтверджується вимогами стандартів низки європейських країн, Ізраїлем, котрі регламентують встановлення системи динамічної стабілізації (ESP) на автомобілі для перевезення пасажирів.

Переваги передньопривідних легкових автомобілів показані у відомих роботах [1-3]. Легкові автомобілі з таким компонованням мають місткий багажник та високий коефіцієнт використання довжини. Через те, що веденими є задні колеса, автомобілі з передньопривідною компоувальною схемою

мають (в порівнянні з іншими компоновками) більш високою боковою стійкістю проти занесення у тяговому режимі руху.

Проведено порівняння енергетичної ефективності передньопривідних та задньопривідних двовісних автомобілів по миттєвому коефіцієнту корисної дії колісного рушія.

В результаті проведеного дослідження показано, що ККД колісного рушія двовісного автомобіля можна підвищити за рахунок раціонального вибору та регулювання розподілу тягових моментів між передніми та задніми мостами.

Отримані аналітичні вирази дозволяють проводити оцінку енергетичної ефективності колісного рушія по величині миттєвого ККД передньопривідних та задньопривідних автомобілів.

При встановленні на задні колеса двовісних автомобілів здвоєних шин привод слід здійснювати або на задні, або на всі колеса.

Література

1. Островцев А.Н. Основы проектирования автомобилей / А.Н. Островцев – М.: Машиностроение, 1968. – 204 с.
2. Родионов В.Ф. Проектирование легковых автомобилей – 2-е изд. / В.Ф. Родионов, Б.М. Фиттерман – М.: Машиностроение, 1980. – 479 с.
3. Голомидов А.М. Автомобили с приводом на передние колеса / А.М. Голомидов – М.: Машиностроение, 1972. – 96 с.

Подригало М.А., д.т.н., профессор, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Разарёнов Л.В., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Закапко О.Г., аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, zakapko13@ukr.net

ТРАКТОРНЕ САМОХІДНЕ ШАСІ З ПЕРЕДНЬМ ПОВОРОТНИМ МОСТОМ І НАЙБІЛЬШ НАГРУЖЕНИЙ РЕЖИМ КЕРУВАННЯ

Використання для здійснення маневру тракторного самохідного шасі переднього поворотного мосту замість поворотних коліс тягне за собою зміну навантажувальних режимів гідрооб'ємного рульового керування.

В докладі, використовуючи відомі результати досліджень максимально можливої частоти впливу водія на рульове колесо, визначений найбільш напружений режим навантаження рульового керування тракторного самохідного шасі.

В ряді робіт [1, 2] запропоновано використовувати в конструкції самохідних шасі поворотний передній міст замість поворотних коліс, що дозволяє не тільки покращити маневреність, але і полегшити заміну знарядь в польових умовах. На рис.1 наведена схема тракторного самохідного шасі (вид зверху) з переднім поворотним мостом. Для повороту переднього мосту використовується гідроциліндр 11, який через двуплечий важіль 9 і вертикальний вал 8 здійснює поворот переднього мосту 7. На рис. 2 показано положення переднього мосту під час поворотів вліво та вправо. Конструкція приводу повороту переднього мосту, яка представлена на рис. 2 забезпечує поворот вказаного мосту на 90^0 і 180^0 [2].

Поворотний міст у порівнянні з поворотними колесами створює великий приведений момент інерції на штоку виконавчого гідроциліндра, що вимагає великих приводних тисків рідини і, таким чином, посилює навантажувальні режими рульового управління тракторного самохідного шасі.

При моделюванні роботи рульового керування автомобілів і тракторів приймається, що кут повороту направляючих коліс змінюється за часом по гармонійному закону (рис. 2а), який має вигляд

$$\alpha = \frac{\alpha_{\max}}{2} (1 - \cos(\bar{\Omega}t)) \quad (1)$$

де α - поточне значення кута повороту, який відповідає моменту часу t ;

α_{\max} - максимальний кут повороту направляючих коліс;

$\bar{\Omega}$ - кругова частота змінення кута α .

Період коливань кута повороту направляючих коліс при граничному навантажувальному режимі роботи рульового керування

$$T = \frac{1}{V_{\max}^{\text{возм}}} = \frac{1}{0.714} = 1.4 \text{ с.} \quad (2)$$

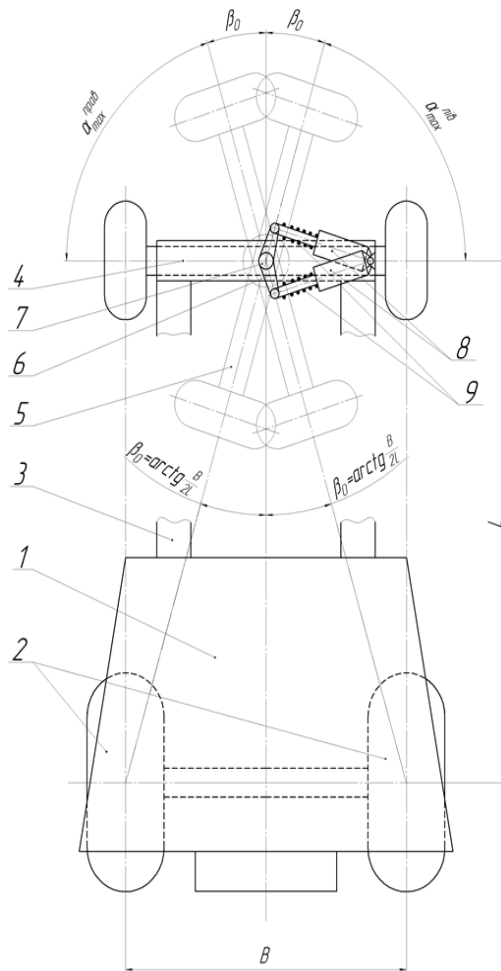


Рисунок 1. - Самохідне шасі з переднім поворотним мостом [1]

1-силовий блок; 2-ведучі колеса, 3-рама; 4-передній брус; 5-передній поворотний міст; 6-двуплечий поворотний важіль; 7-вертикальний вал; 8-два силових гідроциліндра; 9-пружини, встановлені на шток гідроциліндра; $\alpha_{max}^{прав}$, $\alpha_{max}^{лів}$ -максимальні кути повороту вправо і вліво, відповідно.

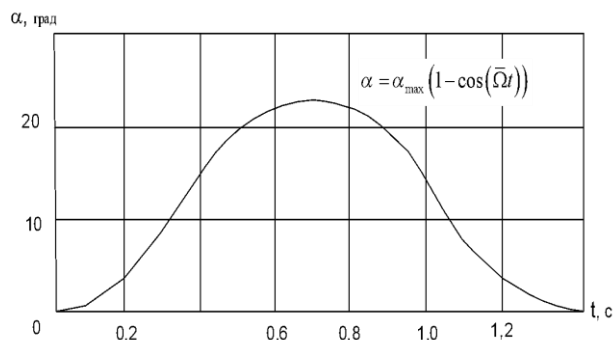


Рисунок 4. Закон руху переднього моста тракторного самохідного шасі при найбільш напруженому режимі навантаження: а - $a(t)$; б - $\dot{a}(t)$; в - $\ddot{a}(t)$; $\alpha_{max} = 45^\circ$.

Середня кругова частота коливань кута повороту направляючих коліс при граничному режимі навантаження

$$\bar{\Omega} = \frac{2\pi}{T} = \frac{2 \cdot 3.14}{1.4} = 4.486 \text{ с}^{-1} \quad (3)$$

Після перетворень отримаємо

$$P_{ж} = \frac{f \cdot h_0}{u_{np} \cdot F_{ц}} \left[m_r \sec \alpha \left[\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \frac{dV_{x1}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + V_{x1}^2 \operatorname{tg} \alpha \frac{b^2}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{b} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + V_{x1} \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2 \cos^2 \alpha} \cdot 4.486 \alpha_{\max} \sin(4.486t) \right] - R_{x1} \operatorname{tg} \alpha \right] + \\ + \frac{I_M}{u_{np} \cdot F_{ц}} \cdot 4.486 t^2 \cdot \alpha_{\max} \cdot \cos(4.486t) \quad (3)$$

де $F_{ц}$ - площа поршня силового гідроциліндра.

Отриманий вираз (3) дозволяє в подальшому, моделювати закон зміни тиску рідини в рульовому керуванні при граничному навантаженому режимі.

Висновки

1. В результаті проведеного дослідження визначені параметри граничного (найбільш напруженого) режиму навантаження рульового керування перспективного тракторного самохідного шасі з переднім поворотним мостом.

2. Отримана математична модель дозволяє оцінити динаміку зміни тиску рідини в силовому циліндрі при граничному режимі навантаження рульового керування.

Література

1. Mikhail Podrigalo, Volodymyr Krasnokutsky, Serhii Selevich, Olexander Zakapko, Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames // 20th International Scientific Conference Engineering for rural development 26-28.05.2021. Jelgava, Latvia – pp. 457-463.

2. Патент 148809 на корисну модель України МПК (2006.01) АО1В51/02 Самохідне шасі з переднім поворотним мостом. Байцур М. В., Біша В. М., Бобошко О. А., Єгоров П. А., Закапко О. Г., Подригало М. А., Разарьонов Л. В., Рогозин І. В.. Бюл. №38/2021.

Подригало Михайло Абович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com
Серіков Георгій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, georgy301212@gmail.com

СПОСІБ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВТРАТ, ОБУМОВЛЕНИХ ЕФЕКТОМ ЗОММЕРФЕЛЬДА–КОНОНЕНКА, В ЕЛЕКТРИЧНІЙ ТРАНСМІСІЇ

Поява коливань коліс у вертикальній та горизонтальній площинах призводить до додаткової витрати енергії, запасеної в енергетичних накопичувачах, акумуляторних батареях (АКБ). Це призводить до низки негативних наслідків. Насамперед скорочується пробіг від однієї зарядки. Крім того, погіршуються динамічні властивості транспортного засобу. Однак, при аналізі втрат енергії у вищезгаданих роботах не розглянутий вплив нерівномірності обертання провідних коліс на появу додаткових витрат енергії при поступальному русі автомобіля.

Під час руху залежність додаткових втрат енергії, викликаних дисбалансом колеса, від пробігу автомобіля і дисбалансу колеса визначається виразом (1) [1]

$$\Delta W_s = \frac{J_1 \omega_0^2}{2\pi \cdot r_k} \cdot S - \frac{\frac{m_1^2}{m^2} \cdot r^2}{\frac{k^2}{\omega_0^2} - 1 + \frac{4n^2}{\omega_0^2 \cdot \left(\frac{k^2}{\omega_0^2} - 1\right)}}, \quad (1)$$

де J_1 - момент інерції вала привода колеса;

n - коефіцієнт демпфування;

r_k - кінетичний радіус колеса;

m - маса колеса;

m_1 - маса биття.

Отримана залежність має точку резонансу, в якому спостерігатимуться максимальні механічні втрати через прояв ефекту Зоммерфельда–Кононенка. Точка резонансу під час руху залежить від швидкості та коефіцієнту демпфірування [2]. Таким чином, з'являється можливість уникнути досягнення точки резонансу заздалегідь змінюючи коефіцієнт демпфірування підвіски.

В роботі запропонований спосіб зниження втрат на ефекті Зоммерфельда–Кононенка, що починає діяти з моменту початку руху. В основу способу поставлене завдання зсуву максимуму втрат на резонансній кривій відносно швидкості пересування за рахунок зміни жорсткості підвіски, що схематично зображене на рисунках 1-3 і полягає в наступному.

На рисунку 1 показано сімейство залежностей механічних втрат відносно швидкості пересування при варіації жорсткості підвіски. При цьому 1- мінімальна жорсткість підвіски, що є комфортною для пересування на низькій швидкості, починаючи зі старту, 2 – перехідна жорсткість підвіски, що

відповідає режиму переходу на максимальну жорсткість, 3 - максимальна жорсткість підвіски, що є необхідною для пересування на максимальних швидкостях. Кожній жорсткості підвіски відповідають власні максимальні втрати P1, P2 та P3.

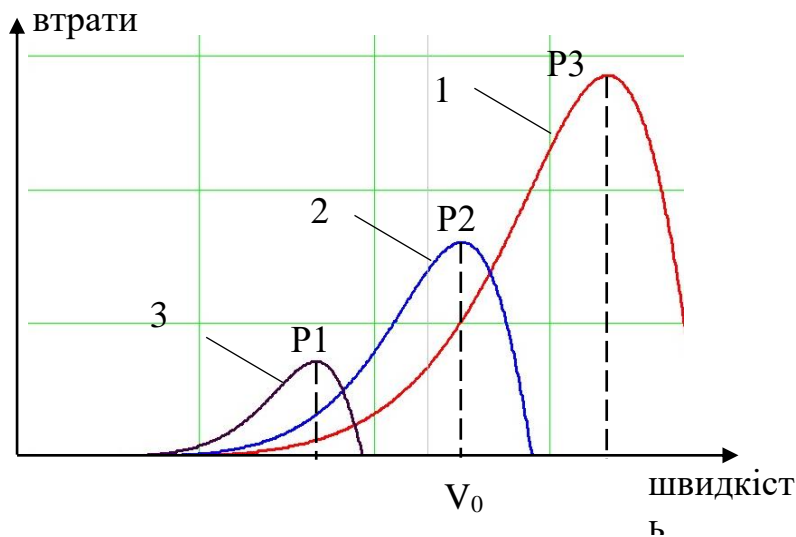


Рисунок 1 - Залежність механічних втрат відносно швидкості пересування при варіації жорсткості підвіски

Вимірювання миттєвого значення швидкості V за допомогою датчика швидкості дає можливість визначити кількість енергії механічних втрат на дисбаланс механічних частин P , що обертаються.

На рисунку 2 показаний процес зміни жорсткості $C_n(V)$ для уникнення максимуму втрат для миттєвого значення V .

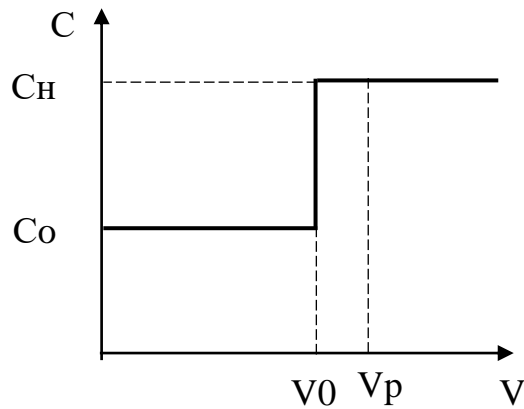


Рисунок 2 – Процес зміни жорсткості підвіски

Згідно способу C_n змінюємо заздалегідь при наближенні швидкості V_p до V_0 . Таким чином, втрати на дисбаланс ніколи не досягають максимальних значень.

Для управління жорсткістю підвіски застосовуємо систему управління - 1, що показана на рисунку 3. Задача цієї системи – контроль режимів роботи підвіски та встановлення потрібної жорсткості підвіски - 3. В якості вхідних даних використовуємо показники швидкості – 2. В початковий момент руху встановлюємо перший режим - режим мінімальної жорсткості, що має резонанс V_p в області високих швидкостей.

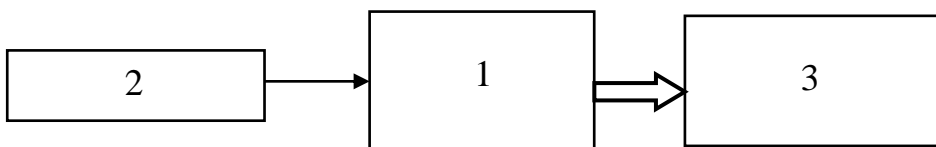


Рисунок 3 – Система управління жорсткістю підвіски

При подальшому підвищенні швидкості та досягненні V_0 система управління встановлює другий режим – режим максимальної жорсткості. Це забезпечує зсув V_p в область низьких швидкостей. При цьому V_p з'являється менше V_0 . Також, згідно запропонованого способу, система управління автоматично встановить перший режим, якщо швидкість знизиться до V_0 або заздалегідь буде примусово встановлений режим мінімальної жорсткості для комфортного пересування з мінімальними втратами на дисбаланс при обмеженій швидкості пересування транспортного засобу.

Висновки

Застосування автоматичних систем контролю параметрів різноманітних систем транспортних засобів дозволяє уникнути негативних явищ.

Енергетичні втрати в підвісці можливо зменшувати, якщо відстежувати швидкість руху та точку резонансу для завчасної зміни жорсткості підвіски.

Запропонована система, що реалізує спосіб уникання точки резонансу в підвісці, обумовлений ефектом Зоммерфельда-Кононенка.

Література

1. Подригало М.А., Подригало Н.М., Сериков Г.С., Серикова И.А. Исследование динамики колеса электромобиля при возникновении эффекта Зоммерфельда–Кононенко/ Наукові праці 11-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2020», 08-10 вересня 2020 р., м. Херсон, Херсонська державна морська академія, стор. 177-180.

2. Подригало М.А., Подригало Н.М. Сериков Г.С., Серикова И.А. Анализ энергетических потерь в электрической трансмиссии с учетом эффекта Зоммерфельда–Кононенко, Наукові праці VII Міжнародної науково-технічної Інтернет-конференція: «Автомобіль і електроніка. Сучасні технології», 23-24 листопада 2020 р., Харків, стр. 46-48.

Рогозін Ігор Віталійович, к.т.н., с.н.с., Харківський національний університет Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба

Новіченок Сергій Михайлович, к.т.н., доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба

Куренко Олександр Борисович, к.т.н., с.н.с., Харківський національний університет Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба

ВИЗНАЧЕННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ЇЇ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІД ЧАС РУХУ АВТОМОБІЛЬНОГО ШАСІ

Особливості сучасної експлуатації та ремонту зразків озброєння та військової техніки (ОВТ) у мирний час, а також досвід бойових дій під час відсічі збройної агресії Російської Федерації, вказують на вирішальну роль їх справності та готовності застосування за призначенням. Переважна кількість сучасних ОВТ змонтовано на базі автомобільних шасі, що робить їх однією з найважливіших складових у забезпеченні бойової готовності підрозділів та частин Збройних Сил України та інших військових формувань. Досвід вказує на можливість чималої кількості відмов за технічним станом автомобільних шасі. Вдале застосування технічної діагностики зводить вірогідність неконтрольованих відмов до мінімуму. Розвиток техніки призводить до змін як

у об'єктах діагностики так і у потенціалі засобів, що можуть бути використані для діагностування тому, розвиток методів та засобів технічної діагностики для застосування в системі технічної експлуатації автомобільних шасі ОВТ є актуальним [1 - 3].

В структурі систем технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) автомобільної техніки технічний контроль є основним джерелом інформації, необхідної для забезпечення якості робіт і ефективного управління виробництвом автомобільних шасі ОВТ. Однією з концепцій технічного контролю автомобільного шасі ОВТ є використання індивідуального підходу.

Найбільш важливими питаннями, на які може відповісти технічна діагностика автомобільного шасі ОВТ прийнято вважати: коли (через кілька кілометрів пробігу, витрати мотогодин, тощо) має бути припинена його експлуатація, трудомісткість його відновлення під час ТО і Р, які робити потрібно виконати для продовження експлуатації тощо. Отримання інформації про діючі процеси і технічний стан автомобільного шасі ОВТ в реальному часі дозволить визначати оптимальну стратегію ефективного ТО і Р, забезпечення технічної готовності та безпеки експлуатації [2, 3].

Окрім того, можливість своєчасного інформування водія про початок розвитку несправності, динаміку цього розвитку, залишковий ресурс працездатного стану дозволить водієві скоригувати свої дії під час керування автомобілем. Очевидно, що підхід до отримання значень діагностичних параметрів та критеріїв їх оцінювання будуть відрізнятися у випадку коли вони проводяться випробуванням під час технічного обслуговування і під час руху водієм. Тому можна сказати, що розвиток теорії і практики діагностування вузлів та систем автомобільних шасі ОВТ під час руху для забезпечення можливості своєчасного врахування водієм стану автомобіля є напрямком розвитку технічної діагностики.

Одну зі складових сфери застосування технічної діагностики автомобільних шасі ОВТ – оцінку технічного стану та прогнозування залишкового ресурсу можна проаналізувати на прикладі дослідження можливості встановлення ступеня гальмових властивостей автомобіля під час його руху.

Одним з головних питань при створенні діагностичного приладу чи системи є визначення діагностичних критеріїв, параметрів та показників. За допомогою використання математичної моделі пневматичного привода робочої гальмової системи автомобільного шасі ОВТ було визначено критерії і показники які дозволяють виконувати діагностування цієї системи під час руху і надавати результати діагностування у вигляді, який дозволяє безпосередньо водію коригувати, за необхідністю, свої дії у відповідності до поточного стану автомобіля та умов виконання завдання за призначенням [2, 3].

Основними діагностичними параметрами пневматичного привода робочої гальмової системи автомобільного шасі ОВТ визначені наступні:

- початковий тиск повітря у ресиверах (на початку гальмування);
- коефіцієнт зниження тиску повітря в ресивері пневматичного привода під час гальмування;

- швидкість зміни коефіцієнту зниження тиску повітря в ресивері пневматичного приводу у послідовності гальмувань протягом експлуатації;
- прогнозовану залишкову кількість безаварійних (з точки зору справності системи) безаварійних гальмувань.

У роботі також запропоновані критерії за якими визначається стан гальмової системи та методика отримання конкретних припустимих значень діагностичних параметрів. У подальшому, визначені критерії справності пневматичного приводу робочої гальмової системи можуть бути закладені в блок управління [1] робочими процесами системи інтелектуального управління автомобільного шасі.

Список літератури

1. Рогозін І.В., Клец Д.М., Мальнев С.В., Ніценко В.М. Система інтелектуального управління робочими процесами автомобільного шасі. Новітні технології – для захисту повітряного простору: XV міжнародна наук. конф. ХНУПС. – Х.: МО України, ХНУПС, 2019. – С. 371.

2. Шаша І.К., Рогозін І.В., Новічонок С.М. Математичні методи оцінки експлуатаційної надійності засобів рухомості озброєння та військової техніки. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил. 2020. № 2 (64). С. 135-140.

3. Рогозін І.В., Клец Д.М., Юхно В.А. Аналіз наслідків критичних відмов при ушкодженні пневматичної системи засобу рухомості. Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. 2015. №3(44) С. 80-84.

Серіков Георгій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, georgy301212@gmail.com

Серікова Ірина Олексіївна, к.т.н, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sirina301212@gmail.com

СИСТЕМА ВИМІРЮВАННЯ КІЛЬКОСТІ ПАЛЬНОГО СУЧАСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ТА СПЕЦТЕХНІКИ

Завдання підвищення енергоефективності експлуатації транспорту та спецтехніки визначається контролем за розходом паливо-мастильних матеріалів.

Згодом практично всі компанії, що займаються вантажоперевезеннями, приходять до необхідності впровадження на своєму підприємстві системи контролю витрати палива. Це пояснюється тим, що при невеликому терміні окупності підприємство одержує досить багато переваг, які дозволяють підвищити його рентабельність і конкурентоспроможність.

Історично склалась методика визначення кількості палива в баці прямими методами вимірювання. Для цього застосовують датчики, в основу роботи яких покладені різноманітні принципи: ультразвукові, резистивні, ємнісні та інші. Для зниження коливань показань застосовують різноманітні демпферні

конструкції, а для компенсації похибки розташування баку по горизонті використовують два датчика по різних сторонам баку (рисунок 1).

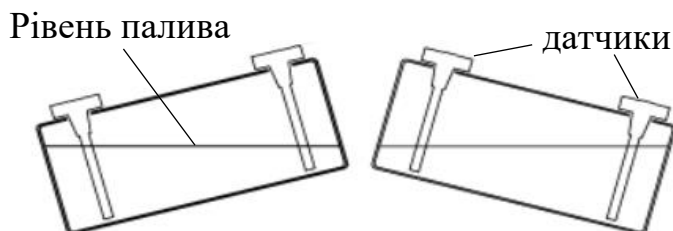


Рисунок 1 - Похибки горизонтального розташування паливного баку

Одним з можливих варіантів підвищення точності виміру кількості палива в баці може бути використання розрахункового методу, за яким розрахунок здійснюється інтегруванням диференційних показань між розходом та надходженням палива. Для цього можливо застосовувати датчики об'ємного розходу палива.

Принцип роботи датчика витрати палива заснований на вимірюванні кількості палива, що протікає через вимірювальну камеру витратоміра.

Розроблено достатньо велику кількість типів датчиків розходу палива. Найбільш стійкими до змін параметрів вимірювальної середовища є датчики з вимірюванням об'ємного розходу (рисунок 2).

Паливо надходить у вимірювальну камеру через вхідний отвір та повертає кільце камери. Один оборот кільця камери відповідає протіканню через витратомір обсягу палива, що дорівнює обсягу вимірювальної камери, і супроводжується генерацією одного імпульсу.



Рисунок 2 - Датчик об'ємного розходу



Рисунок 3 - Диференційний датчик розходу пального

Наявна в сучасних двигунах паливна система, що складається з магістралі паливоподачі та зворотної магістралі, потребує використання двох витратомірів. Така конструкція дозволяє враховувати диференційний розхід пального з урахуванням кількості палива, що повернулось зворотно до бака (рисунок 3).

Система вимірювання також повинна включати модуль підрахунку кількості імпульсів з двох датчиків. Найбільш зручним для реалізації математичних підрахунків є використання мікроконтролеру, що має різноманітні цифрові інтерфейси. Наявність цифрових інтерфейсів дозволяє інтегрувати вимірювач кількості пального в інформаційні мережі транспортних засобів, а також взаємодіяти з системами теледиспетчеризації.

Висновки

В роботі була розглянута система визначення рівня палива в паливному баці транспортного засобу. Очевидні переваги даної системи в тому, що вона дозволяє значно підвищити ефективність користування сучасними транспортними засобами та спецтехніки

З'ясовано, що використання гідрооб'ємних датчиків в складі приладу визначення втрат пального дозволяє визначати об'єм палива, споживаного двигуном. Визначити залишок пального в баці можливо використовуючи аналітичні алгоритми для обробки інформації, що отримується з гідрооб'ємних датчиків в складі приладу визначення втрат.

Був описаний пристрій, що дозволяє обробляти вхідні сигнали з гідрооб'ємних датчиків в складі приладу визначення втрат і видавати на цифровий індикатор витрати палива.

Литература

1. Дунаев А.В. Контроль за расходом топлива автотракторных двигателей внутреннего сгорания / Дунаев А.В., Шмелев С.А., Дворцов А.И., // Грузовик. – М, 2016. - № 9. – с. 31-36.

2. Дифференциальный расходомер топлива [Электронный ресурс] // URL: <https://jv-technoton.com/ru/produkty/dfm-d/> (дата звернення 20.10.2022).

3. Счетчики топлива - DFM25 [Электронный ресурс] // URL: <https://fixon.com.ua/shop/rashodomeryi-topлива/schetchiki-topлива-dfm/> (дата звернення 20.10.2022).

Третяк Віктор Михайлович к.т.н., доц., Лабораторія проблем передачі енергії в машинно-тракторних агрегатах Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН України, viktor_tretyak@ukr.net;

Говоров Олександр Федорович к.т.н., ст. наук. співр., Лабораторія проблем передачі енергії в машинно-тракторних агрегатах Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН України, Aleksandr.Govorov@ukr.net

ПЕРСПЕКТИВИ СТВОРЕННЯ МУЛЬТИЕНЕРГЕТИЧНИХ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

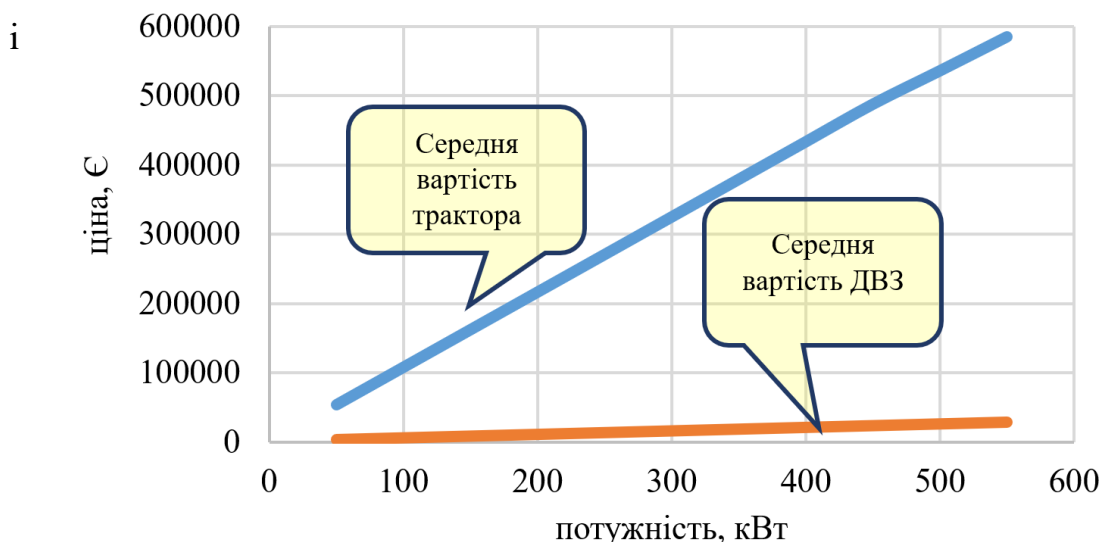
Сільське господарство України переходить до нових схем логістики, які характеризуються заборною заїзду на поля ходовими системами з тиском на

опорну поверхню понад 150 кПа. Для вивезення урожаю від збиральної техніки застосовуються причепи-перевантажувачі повною масою до 50 т. В якості тягового засобу зазвичай використовуються трактори масою понад 12 т, які мають моторно-трансмісійні установки потужністю до 500 к. с.

Статистичний аналіз показує, що вартість таких тракторів (Ц) в євро, від потужності двигуна (N_d) в кВт, визначається залежністю:

$$Ц = 1083 \cdot N_d + 11150,$$

Залежність ціни від потужності ДВЗ і тракторів



перевищує сотні тисяч євро. В той же час, як видно з малюнка, зростання вартості дизельних двигунів від їх потужності менше в 22 рази.

Надійність сучасних двигунів внутрішнього згоряння та якість експлуатаційних матеріалів суттєво зменшує витрати на їх технічне обслуговування. Тому пропонується замість одного дорогого потужного енергетичного засобу у складі транспортного агрегату використовувати причепи з автономними силовими установками.

Такі автомобільні потяги запропоновано відомим конструктором Михайлом Степановичем Висоцьким під назвою МАЗ «Перестройка». Світовий досвід створення тягово-транспортних засобів має багато прикладів використання декількох двигунів в одній машині (скрепери «Caterpillar», залізничні состави, Citroen «Sahara», ЗіЛ 135 та інше).

Фірма «НАМІ-Сервіс» спільно з Камським заводом «Трансмаш» (м. Набережні Човни) побудувала дослідний зразок активного напівпричепаважковоза вантажопідйомністю 50 т з чотирма ведучими мостами. Напівпричіп довжиною 15,5 м призначений для перевезення важкої техніки та інших вантажів ґрунтовими дорогами та бездоріжжю.

Завдяки автономному приводу за недостатньої тягової потужності тягача в умовах бездоріжжя напівпричіп здатний штовхати весь автопоїзд. Активний напівпричіп успішно пройшов попередні заводські випробування. На даний час розглядається питання підготовки серійного випуску.

Мультиенергетичні тягово-транспортні засоби дозволяють розподілити зчіпну вагу сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів між рушіями як трактора, так і знаряддя, що дозволяє використовувати дешеві трактори меншої потужності та маси, зменшити загальну масу та ущільнення ґрунту. Для приводу рушіїв знарядь необхідно замість складної дорогої трансмісії в широкому діапазоні швидкостей використовувати прості редуктори, які розраховані на роботу при постійній технологічній швидкості.

Аналогічні задачі виникають і для техніки подвійного призначення. Фахівці кременчуцького автозаводу створили активний автопоїзд колісної формули 10×10. Він складається із сідельного тягача КрАЗ-260Д та повнопривідного напівпричепа КрАЗ-9382. Суть активного автопоїзда полягає у забезпеченні приводу ведучих мостів напівпричепа від двигуна тягача за допомогою трансмісії. На той час існувало кілька схем приводів ведучих мостів напівприцепів: гідропривід, електропривод, механічний привід. На стадії розробки ТЗ у 1973 р. було ухвалено рішення про створення механічного приводу ведучих мостів напівприцепів. Враховуючи, що потреба в під'єднанні додаткових мостів виникає тільки за умов руху по опорній поверхні з низьким коефіцієнтом зчеплення, можна суттєво звужити діапазон активних швидкостей напівпричепа і встановлювати автономний двигун з простою трансмісією. Також слід відмітити, що використання двох окремих джерел механічної енергії позбавляє проблеми виникнення «паразитних» потужностей при криволінійному русі.

Авраменко Андрій Миколайович, д.т.н., с.д., Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, an0100@ukr.net

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ У КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ДВЗ

Підвищення вимог до паливної економічності й токсичності відпрацьованих газів сучасних дизельних двигунів зумовлює необхідність використовувати нові підходи до організації робочих процесів, альтернативні види палива та системи нейтралізації відпрацьованих газів.

Використання сучасних програмних комплексів дозволяє досліджувати робочі процеси ДВЗ із використанням методу чисельного експерименту.

Найбільш інформативними є методики чисельних досліджень робочих процесів ДВЗ, реалізовані в програмному комплексі AVL Fire.

При цьому є можливість розглядати роботу двигуна в цілому разом із трансмісією й автомобілем.

Досліджуючи параметри робочих процесів на характерних режимах, можна комплексно оцінювати ефективність впливу конструктивних, регульовальних і режимних параметрів двигуна після модернізації на показники паливної економічності й токсичності відпрацьованих газів.

Алгоритм чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна наведено на рисунку 1.

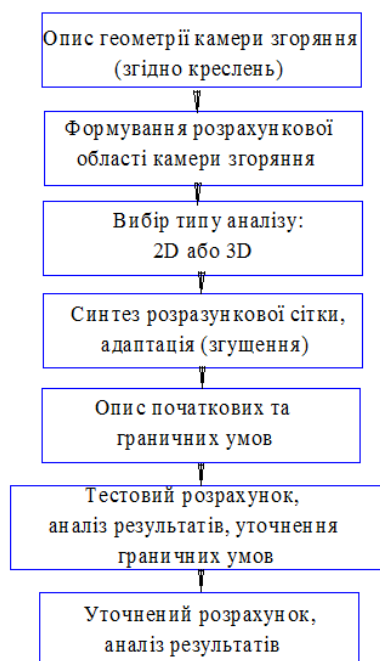


Рисунок 1 – Алгоритм чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна

Згідно з алгоритмом (рисунок 1), при чисельному моделюванні робочого процесу дизельного двигуна треба сформувавши геометрію камери згоряння, потім сформувавши розрахункову область (зліпок з об'єму, який утворюється деталями камери згоряння), спростити розрахункову область (за необхідності), виділити фрагмент (сектор), за необхідності. Далі для розв'язання задачі у тривимірній осесиметричній постановці, сформувавши розрахункову сітку, провести її адаптацію поблизу твердих стінок (для коректного моделювання пристінних ефектів), описати початкові та граничні умови (на підставі даних експерименту, попередніх розрахунків та результатів інших авторів). Далі виконати тестовий розрахунок, проаналізувати результати чисельного моделювання, порівняти отримані результати з даними експерименту, попередніх розрахунків та результатів інших авторів, скорегувати (за необхідності) граничні умови та провести уточнений розрахунок.

Приклад розрахункової сітки для чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна наведено на рисунку 2.

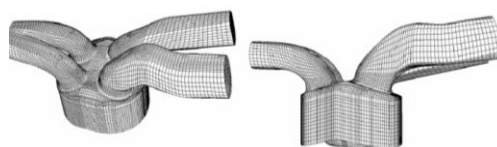


Рисунок 2 – Приклад розрахункової сітки для чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна (150 тис. розрахункових комірок)

Розрахункова область та сітка містить впускні та випускні канали й область, яка описує об'єм камери згоряння. Чисельне моделювання було проведено з використанням програмного комплексу KIVA.

Перевагою такого підходу (коли розглядається повнорозмірна розрахункова область, що має об'єм камери згоряння, підобласті впускних та випускних каналів й клапанів) полягає у тому, що в розрахунку є можливість врахувати вплив завихрення повітря в каналах та локальні пульсації тисків. До недоліків розгляду повнорозмірної задачі можна віднести значні витрати ресурсів на її розв'язання.

В роботі автора [1] розглядається робочий процес дизельного двигуна у тривимірній осесиметричній постановці (рисунок 3).

Основною перевагою такого підходу (чисельне моделювання робочого процесу дизельного двигуна у тривимірній осесиметричній постановці)

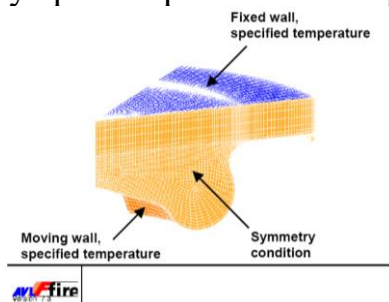


Рисунок 3 – Фрагмент камери згоряння дизельного двигуна та приклад опису розрахункової сітки [1]

полягає у значній економії часу на розв'язання задачі та можливості розглянути більше розрахункових варіантів за фіксований проміжок часу. Також до переваг такого підходу слід віднести менші вимоги до можливостей обчислювальної техніки.

На рисунку 4 наведено приклад розподілу масової частки сажі (твердих частинок) у меридіональному перетині камери згоряння [1].

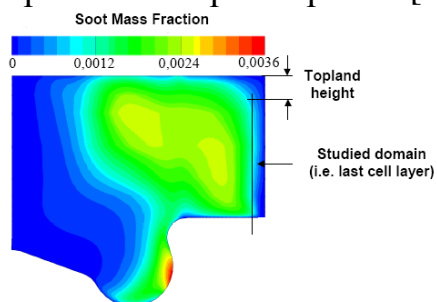


Рисунок 4 – Приклад розподілу масової частки сажі (твердих частинок) у меридіональному перетині камери згоряння

Основною перевагою чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна є можливість отримувати, як локальні значення досліджуваних параметрів (тиск, швидкість, температура, концентрація – рисунок 4) так і їх осереднені по об'єму камери згоряння значення [1].

Приклад порівняння розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм для дизельного двигуна наведено на рисунку 5 [2].

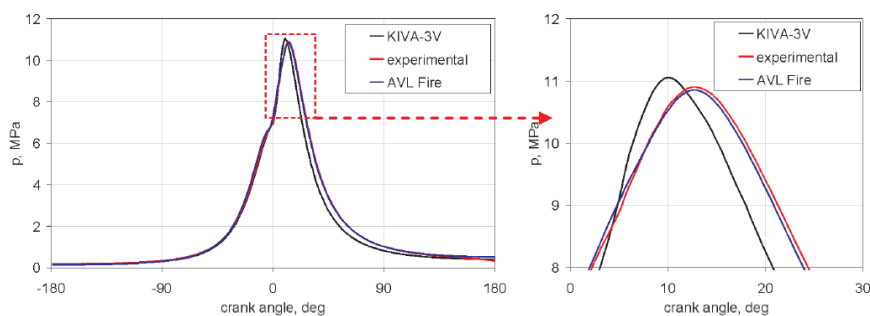


Рисунок 5 – Приклад порівняння розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм

Як видно з наведених результатів (рисунок 5) при використанні чисельних методів для моделювання робочого процесу дизельного двигуна вдається домогтися узгодження результатів розрахунку та експерименту, що свідчить про перспективність такого підходу.

Використання сучасних програмних комплексів, для дослідження процесів тепломасообміну в дизельних двигунах дозволяє комплексно, на новому рівні, оцінювати вплив конструктивних та режимних факторів на зміну економічних та екологічних показників двигуна.

Література

1. Dahlén L., Larsson A. CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine. Comparison to Direct Photography Studies. SAE. 2000. № 2000-01-1889.
2. Cupial K., Tutak W., Jamtozik A. [et al.]. The accuracy of modelling of the thermal cycle of a compression ignition engine. COMBUSTION ENGINES. 2011. No. 1. P. 37-48.

Віштак Інна Вікторівна, к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет, innavish322@gmail.com

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВИХ ОПОР У ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ

Сьогодні газотурбінні двигуни є невід'ємною частиною життя майже всього населення Землі. Вони широко застосовуються в силових установках різного типу, в автотранспорті, авіації (цивільній та військовій), у суднобудуванні тощо. По вдосконаленню газотурбінних двигунів постійно ведуться роботи в різних наукових сферах. Одним з основних напрямів досліджень у машинобудуванні та матеріалознавстві стосовно газотурбінних двигунів є розробка матеріалів з меншими ваговими показниками або жароміцних сплавів, що працюють при критичних для металу температурах, тобто вище 1050 °С. Особливо гостро стоїть питання теплостійкості вузлів (термостійкості матеріалів деталей), що працюють в умовах, практично завжди близьких до критичних. Причина цього в тому, що при підвищенні

температури, при якій працюють деталі газотурбінних двигунів, підвищуються ККД і характеристики потужності.

У сучасному машинобудуванні ГТД практично повністю витіснили поршневі двигуни та зайняли домінуюче становище. Їхнє широке застосування в енергетиці, промисловості та на транспорті стало можливим завдяки вищій енергоефективності, компактності та малій вазі, порівняно з іншими типами силових установок. Високі питомі параметри газових турбін забезпечуються особливостями конструкції та термодинамічного циклу. Хоча цикл ГТД складається з тих самих основних процесів, що і цикл поршневих двигунів внутрішнього згоряння, він має суттєву відмінність. У поршневих двигунах процеси протікають послідовно, один за одним, в тому самому елементі двигуна - циліндрі. У ГТД одні й ті ж самі процеси відбуваються одночасно і безперервно в різних елементах двигуна. Завдяки цьому в ГТД відсутня нерівномірність режимів роботи елементів двигуна, як у поршневому двигуні, а середня швидкість і масова витрата робочого тіла в 50...100 разів вища, ніж у поршневих двигунах. Це дозволяє зосередити великі потужності у малих газових турбінах.

Принцип роботи газотурбінного двигуна:

- всмоктування та стиснення повітря у пластинчастому компресорі, подача його до камери згоряння;
- змішування стисненого повітря з паливом з утворенням паливно-повітряної суміші та спалювання цієї суміші;
- розширення газів за рахунок їх нагрівання при згорянні паливно-повітряної суміші, що формує вектор тиску газу, спрямований у бік найменшого опору (у бік лопаток турбіни), передача енергії газу (тиск) лопатками турбіни до диска або валу, в якому ці лопатки закріплені;
- приведення в обертання диска турбіни і, як наслідок, передача моменту, що крутить, по валу від диска турбіни до диска компресора. Збільшення кількості паливно-повітряної суміші, що подається (додавання «газу») призводить до утворення більшої кількості газів високого тиску, що, у свою чергу, призводить до збільшення числа обертів дисків турбіни і компресора і, як наслідок, збільшення кількості повітря, яке нагнітається і його тиску, що дозволяє подавати в камеру згоряння та спалювати більше палива. Кількість паливно-повітряної суміші залежить від кількості повітря, що подається в камеру згоряння [1].

Збільшення кількості ППС призведе до збільшення тиску в камері згоряння і температури газів на виході з камери згоряння і, як наслідок, створить велику енергію газів, що викидаються, спрямовується на обертання турбіни і збільшення реактивної потужності. Як і у всіх циклах, що стоїть температура згоряння, то вище паливо (точніше, тим вище різниця між «нагрівачем» і «охолювачем»). Обмежуючим фактором є здатність сталі, нікелю, кераміки або інших матеріалів, з яких складається двигун, витримувати температуру та тиск. Більшість інженерних розробок направлена на відведення тепла від частин турбіни. Більшість турбін також намагаються утилізувати тепло від вихлопних газів, яке інакше було б витрачено марно. Рекуператори є

теплообмінниками, які передають тепло вихлопних газів стиснутому повітрі перед згорянням. У комбінованому циклі тепло передається системам парових турбін. А при комбінованому виробництві тепла та електроенергії (когенерація) відпрацьоване тепло використовується для гарячої води. Чим менший двигун, тим вище повинна бути швидкість валу для підтримки максимальної лінійної швидкості лопаток, оскільки довжина кола (відстань, що проходить лопатка за один оборот) безпосередньо пов'язана з радіусом ротора. Максимальна швидкість лопаток турбіни визначає максимальний тиск, який може бути досягнутий, що призводить до максимальної потужності незалежно від розміру двигуна. Реактивний двигун обертається із частотою близько 10 000 об/хв, а мікротурбіна – із частотою близько 100 000 об/хв.

Одним з варіантів вирішення цієї проблеми є використання у системі ГТД газових опор, що використовують для живлення відпрацьовані гази. Саме якості газового мастильного матеріалу пояснюють успішне впровадження опор на газовому мащенні. Через малу в'язкість газів мінімальні втрати на тертя, а отже, й незначне тепловиділення, що дозволяє досягти досить великих частот обертання. Високі частоти обертання дозволяють зменшити розміри турбіни та його масу. Ще однією перевагою використання опор з газовим мащенням у ГТД є те, що вони не втрачаючи своїх експлуатаційних якостей, можуть працювати в широкому діапазоні температур та тисків (в'язкість газів практично не залежить від температури та тиску) [2].

Література

1. Віштак І. В. Переваги використання підшипників з газовим мащенням / І. В. Віштак // Вісник Машинобудування та транспорту. – 2015. – № 1.- С. 9-13.

Воронков Олександр Іванович, д.т.н., професор, dralexadi@gmail.com

Стрілець Максим Васильович, аспірант

Пасечник Ксенія Миколаївна, студентка гр. АД-31-20

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОВЕРХНІ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Проведення необхідних випробовувань завжди було пов'язане з суттєвими витратами. Але з розвитком комп'ютерної техніки натурні випробування поступаються місцем комп'ютерному моделюванню, яке не вимагає наявності дорогої апаратури.

В роботі проводиться моделювання поверхні камери згоряння, необхідного для визначення показників сумішоутворення, розрахунку процесів тепло- і масообміну та ін.

На підставі моделі сумішоутворення запропонованих в роботах [1-4], та аналізі робочого процесу для зв'язку конструктивних параметрів дизеля з його

індикаторними показниками вводяться проміжні характеристики, так звані показники сумішоутворення. Для цілей і завдань даного дослідження в роботі прийняті показники, що впливають із прийнятої розрахункової моделі, що кількісно описують процес сумішоутворення.

Для розрахованої форми камери згорання обрана наступна фізична модель руху повітряного заряду в циліндрі дизеля. При впуску в циліндр дизеля повітряний заряд закручується у впускному гвинтовому каналі. Зі збільшенням радіуса камери згорання тангенціальна швидкість повітряного заряду збільшується й описується за законом руху твердого тіла. Поблизу стінки камери згорання відбувається швидке загасання швидкості й рух повітряного заряду підкоряється закону потенційного вихру. Зміщення камери згорання із прийнятною точністю враховується виправленнями [4].

Для аналітичного опису поверхні камери згорання, а також визначення границі відбитка паливного факела на її поверхні використовується апарат R-Функцій.

Для R-Кон'юнкції, R-диз'юнкції вводяться наступні формули:

$$x_1 \Lambda_{\alpha} x_2 = \frac{1}{2} (x_1 + x_2 - \sqrt{x_1^2 - x_2^2 - 2\alpha x_1 x_2}) P_0(x_1, x_2), \quad (1)$$

$$x_1 \vee_{\alpha} x_2 = \frac{1}{2} (x_1 + x_2 - \sqrt{x_1^2 + x_2^2 - 2\alpha x_1 x_2}) g_0(x_1, x_2). \quad (2)$$

Якщо α , P_0 , g_0 – диференційовані функції $-1 \leq \alpha \leq 1$, то для рівняння R-Кон'юнкції та R-диз'юнкції можна одержати диференційовані рівняння. Питання вибору функції α , P_0 , g_0 вирішується в кожному конкретному випадку додаткових умов.

Розглянемо використання апарата R-Функції для одержання рівняння камери згорання у поршні дизеля з діаметром циліндра до 120 мм (рис. 1).

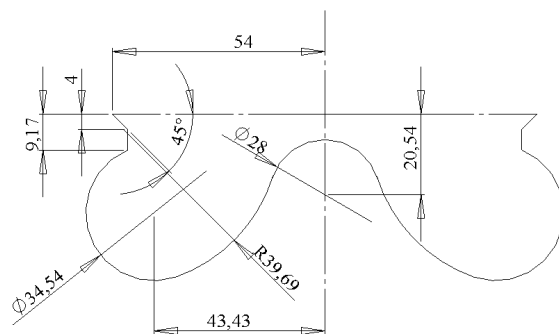


Рисунок 1. – Розміри камери згорання

Дана поверхня може бути складена із границь наступних областей:
 - циліндра з радіусом $R_K = 48,34$ мм (при цьому 4 мм $\leq z \leq 9,17$ мм):

$$48,34^2 - x^2 - y^2 = 0; \quad (3)$$

- верхньої частини сфери радіуса $R_{сф} = 28 \text{ мм}$ із центром у точці $(0; 0; 20,54)$:

$$x^2 + y^2 + (z - 20,54)^2 - 28^2 = 0; \quad (4)$$

- конуса 2-го порядку, обмеженого площинами $z_1 = 0$ й $z_2 = 4$:

$$Ax^2 + By^2 - Cz^2 = 0; \quad (5)$$

- однопорожнинного гіперболоїда, обмеженого площинами $z_3 = 48,41$ і $z_4 = 27,64$:

$$Ax^2 + By^2 - Cz^2 = 1; \quad (6)$$

де $A = \frac{1}{a^2}$; $B = \frac{1}{b^2}$; $C = \frac{1}{c^2}$ і вибираються для кожної кривої другого порядку окремо.

- еліптичного параболоїда, обмеженого площинами $z_5 = 9,17$ й $z_6 = 41,5$:

$$\frac{x^2}{p} + \frac{y^2}{q} = 2z. \quad (7)$$

Апарат R-Функцій орієнтований в основному на використання комп'ютерної техніки, тому, незважаючи на громіздкість рівнянь (3-7), програмується легко. Це пояснюється «блоковим» підходом до програмування цих рівнянь, завдяки чому наступні операції програми складаються з результатів попередніх, а це дозволяє у свою чергу не записувати громіздкі результуючі рівняння для (3-7).

Розроблена математична модель скомпонована в програму розрахунку процесу сумішоутворення в дизелі із камерою згорання у поршні. Програма реалізована в середовищі MATLAB.

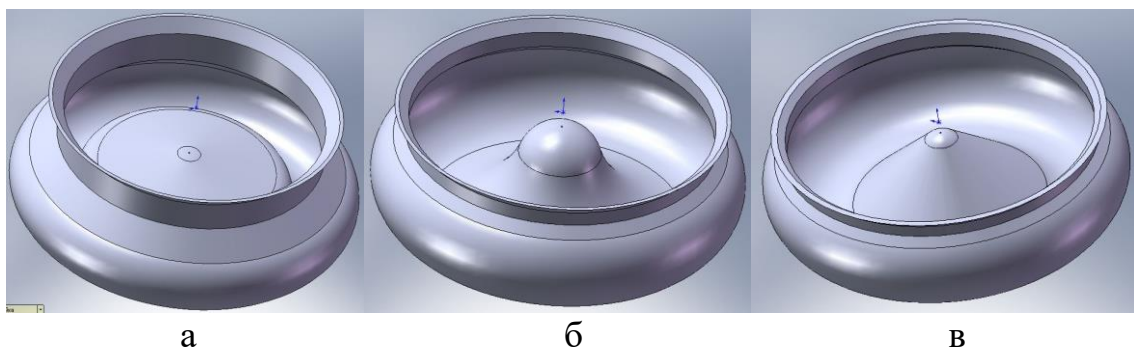


Рисунок 1. – Камери згорання дизельного двигуна без витискувача (а) і з витискувачем (б, в)

Висновки. За допомогою апарата R-Функцій орієнтованого в основному на використання комп'ютерної техніки, були прораховані площі поверхні різних камер згоряння. Апарат дозволяє з достатньою точністю провести необхідні розрахунки.

Література

1. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П.Марченка. - Харків: НТУ "ХП", 2008. – 488 с ISBN 978-966-593-575-9.
2. Авраменко А.М. Сучасні методи дослідження економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів: монографія. – Харків: ПМаш НАН України, 2019. 204 с. ISBN 978-966-02-9043-3.
3. Воронков О. І. Удосконалювання процесу сумішоутворення в автомобільному дизелі із циліндричною камерою згоряння. Автореферат дис. канд. техн. наук. – Харків. – 1994. – 166 с.
4. Разлейцев Н.Ф. Дослідження, моделювання і оптимізація процесів згоряння у форсованих дизелях. Дис. докт. техн. наук. – Харків. – 1980. – 392 с.

Грицук Ігор Валерійович, д.т.н. проф., Херсонська державна морська академія, gritsuk_iv@ukr.net.

Вербовський Валерій Степанович – к.т.н., ст. наук. співробітник, Інститут газу НАН України; company_era@ukr.net.

Черненко Валентина Володимирівна – ст. викладач, Херсонська державна морська академія; v.chernenko18@gmail.com.

Дзигар Анатолій Костянтинівич - ст. викладач, Херсонська державна морська академія; anatoliidzygar@gmail.com

Поліщук Олександр Володимирович - Херсонська державна морська академія; 11041964v@gmail.com.

ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДИЗЕЛЬНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ВИКОРИСТАННЯМ ІНФОРМАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ

Метою прогнозування параметрів технічного стану дизельної електростанції (ДЕС) умовах експлуатації є дослідження динаміки та виявлення виходів за допустимі межі значень контрольованих параметрів у майбутньому у відповідному інтервалі часу. В залежності від режиму роботи ДЕС і вибираються граничні значення для прогнозу. Якщо ДЕС працює в режимі основного джерела живлення системи, дуже важливо прогнозувати значення параметрів на короткий термін. У разі роботи ДЕС в аварійному режимі необхідно забезпечити отримання вимірювань не менше одного разу протягом одного включення.

Інформаційне забезпечення системи прогнозування технічного стану ДЕС, запропоноване авторами, складається з двох основних частин: програмного забезпечення загального призначення та спеціального програмного забезпечення, яке є програмним кодом, що виконує збір, зберігання, обробку інформації та прогнозування параметрів стану ДЕС.

Розглядаючи існуючі методи моніторингу, діагностування і засоби оцінки та контролю технічного стану дизельних електростанцій для забезпечення прогнозування процесів експлуатації застосовували системну декомпозицію складових елементів та інформаційні взаємозв'язки між складовими елементами. Для предметної області дослідної дизельної електростанції використано принципи обробки, аналізу даних ДЕС та функціональні потреби та особливості роботи обслуговуючого персоналу. Для цього модель предметної області ДЕС була представлена у вигляді множини:

$$M_{np.o.} = \langle F, H, P, O, V_{ex}, V_{вих}, R \rangle,$$

де: $F = \{f_i / i = 1, I\}$: функції, що автоматизуються, саме які виконуються системою моніторингу та прогнозування параметрів ДЕС; $H = \{h_j / j = 1, J\}$: завдання обробки даних системи моніторингу та прогнозування параметрів ДЕС; $P = \{p_k / k = 1, k\}$: множина системи, що характеризує кількість, особливості та склад персоналу, що працює із системою моніторингу та прогнозування параметрів ДЕС; $O = \{o_m / m = 1, M\}$: об'єкти автоматизації ДЕС, які можливо представити властивими самостійними частинами, в частині двигуна, в частині генератора та в частині шини навантаження; $V = \{v_l / l = 1, L\}$: інформаційні елементи (саме вхідні та вихідні параметри системи) ДЕС; $R = \{r_y / y = 1, Y\}$: множина системи у вигляді відносин (взаємозв'язків) між компонентами ДЕС.

При формуванні системи моніторингу саме для аналітичного опису семантики системи складові були описані за допомогою булевих матриць суміжності, які описують відповідні відносини R між компонентами і складовими предметної області. Види відносин між розглянутими множинами показані у функціоналі множествами $\{F, H, P, O, V^{ex}, V^{вих}, R\}$: $FH = \|fh_{ij}\|$, $FP = \|fp_{ik}\|$, $FO = \|fo_{im}\|$, $FV = \|fv_{il}\|$, $HP = \|hp_{jk}\|$, $HO = \|ho_{jm}\|$, $HV = \|hv_{il}\|$, $OV = \|ov_{ml}\|$.

Авторами була отримана аналітико-множинна модель предметної області ДЕС. Модель дозволяє виявити повноту та несуперечність компонентів щодо всіх множин предметної області, а також взаємозв'язки між ними. Основними структурними елементами моделі системи моніторингу та прогнозування параметрів ДЕС на основі дизельного двигуна Д-246.4 є елементи вказаних множин: $D = \{d_l \mid l = 1, 66\}$, $P(D) = 66$. Для досліджуваної системи моніторингу ДЕС на основі стаціонарного дизельного двигуна Д-246.4 було отримано загальний інформаційний елемент для всіх інформаційних груп. Це елемент - «Час збору інформації системи». Цей елемент також є ключовим унаслідок семантичної залежності одержуваних даних від часу збору інформації. Отже

відповідно, множина ключів - $W1 = \{d_{56}\}$, множина атрибутів - $W2 = \{d_i / i=1, \dots, 55\}$.

Для виконання прогнозування параметрів технічного стану було застосовано метод, що був запропонований Дарбіним та Уотсоном. Критерій Дарбіна-Уотсона пов'язаний з гіпотезою існування автокореляції першого порядку, тобто. автокореляції між сусідніми залишковими членами групи параметрів. Для оцінки точності моделей прогнозування застосовувалась середня відносна помилка по модулю (Mean Absolute Percentage Error (MAPE))

Відповідно до мети прогнозування, ДЕС підлягає обслуговуванню в тому випадку, коли в результаті прогнозу знаходяться такі значення обмежуючих параметрів, які з її контрольованих значень першими виходять за встановлені межі обмежень. У цьому випадку аналізовані параметри можна вважати незалежними один від одного. Процес прогнозування технічного стану зводиться до незалежного прогнозування значень щодо кожного з параметрів, з наступним визначенням параметра з найменшим значенням прогнозного часу, коли відбудеться вихід за допустимі межі. Приклад результатів побудови прогнозних моделей наведено на (рис. 1) для горизонту прогнозу у 50 хв.

Таким чином для предметної області дослідної дизельної електростанції використано принципи, що орієнтовані на конкретні завдання обробки, аналізу даних ДЕС і функціональні потреби та особливості роботи обслуговуючого персоналу. Реалізація прогнозних моделей здійснювалась на основі моніторингової системи ДЕС (моніторинг і визначення статусу несправностей).

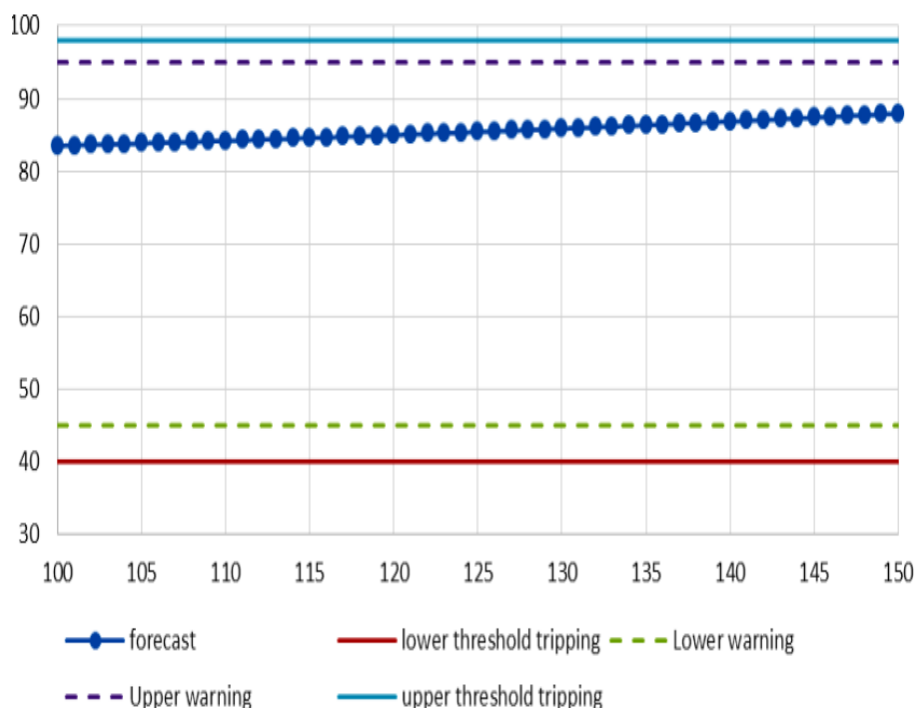


Рисунок 1 - Графік прогнозу в системі моніторингу ДЕС для параметра – температура ОР двигуна, °C, для визначеного інтервалу часу, хв

В системі передбачено виконання прогнозу параметрів стану ДЕС на відповідний прогнозований час та виконання прогнозування параметрів стану

ДЕС з найменшим значенням прогнозованого часу, при якому відбудеться вихід за допустимі межі. На основі прогнозуючих алгоритмів можлива реалізація двох різновидів прогнозування: індивідуальне прогнозування для окремого параметру та прогнозування за кількома параметрами.

Література

1. Матейчик В.П. Використання інтелектуальних інформаційних технологій позиціонування для контролю теплових параметрів системи комбінованого прогріву ДВЗ транспортного засобу / В.П. Матейчик, В.П. Волков, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук // Вісник ЖДТУ. Житомир / Технічні науки. – 2012. – №3(62). – С. 136–141

2. Кадильникова Т.М. Мониторинг технологического состояния как фактор обеспечения безаварийной работы / Кадильникова Т.М. // Вісник Донбаської академії будівництва і архітектури. Технологія, організація, механізація та геодезичне забезпечення будівництва. – 2002. – № 5(36). – С. 38-41.

3. Інтелектуальні системи моніторингу транспорту: монографія / Волков В.П., Матейчик В.П., Комов П.Б., Грицук І.В., Смешек М., Волкова Т.В., Цюман М.П. - Харків: Вид-во НТМТ, 2015. – 246

Грицук Ігор Валерійович - д-р техн. наук, професор, Херсонська державна морська академія, gritsuk_iv@ukr.net

Волков Володимир Петрович - д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, volf-949@ukr.net

Український Євген Олександрович – канд. техн. наук, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», e.a.ukrainskyi@gmail.com

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

Володарець Микита Віталійович - канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», volodarets.nikita@yandex.ru

Рижова Вікторія Юріївна - ст. викладач, Міжнародний технологічний університет "Миколаївська політехніка", E-mail: ryzhovavu@gmail.com

НОРМУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ І ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Для вирішення поставлених завдань запропонована структурно-логічна схема (рис. 1) [1-5] системного вирішення задач забезпечення нормування показників і паливної економічності транспортних засобів категорії N3 засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем.

Процеси вирішення поставлених задач базуються на реалізації системної взаємодії трьох взаємопов'язаних складових: процесної, інформаційної і аналітичної (рис. 1). Для нормування показників і підвищення паливної

економічності транспортних засобів категорії N3 і функціонування процесної та аналітичної складових реалізується інформаційна, яка передбачає забезпечення ідентифікації двигуна і ТЗ, додаткових датчиків, засобів інфраструктури у процесах транспортування вантажів, моніторинг параметрів технічного стану і витрати палива транспортним двигуном і ТЗ у складі автопоїзда, збирання і зберігання отриманих результатів в умовах ITS [1-5].

Цільовим функціоналом дослідження, а саме – процесу забезпечення нормування і підвищення паливної економічності транспортних засобів в умовах експлуатації ($Q(G_{\Pi t})$), є поєднання об'єктивних і суб'єктивних факторів експлуатації ТЗ, що забезпечують мінімальну витрату палива, які визначені, виходячи з аналізу виконаних раніше робіт. Об'єктивні фактори залежать від особливостей нормування і витрати палива на маршруті (частині маршруту) (M_{i1}), повної маси (M_{i2}) ТЗ і умов експлуатації (M_{i3}) ТЗ зі складовими: дорожніми (M_{13}), транспортними (M_{23}), природно-кліматичними (M_{33}) і культурою праці (M_{43}). Суб'єктивні фактори залежать від технічного стану ТЗ (T_{ST3}) і режимів управління ТЗ (P_{DU}). Запропонований функціонал можливо представити у такому вигляді:

$$\begin{cases} Q(G_{\Pi t}) = F_i((M_{i1}, M_{i2}, M_{i3}(M_{13}, M_{23}, M_{33}, M_{43})); (T_{ST3}, P_{DU})) \rightarrow \max \\ G_{\Pi t} \rightarrow \min \end{cases} \quad (1)$$

Особливістю показаного функціоналу є те, що одночасно вирішується мінімаксна задача, а саме: паливна економічність ТЗ в умовах експлуатації ($Q(G_{\Pi t})$) прагне досягти максимуму, при тому, що $G_{\Pi t}$ прагне досягти мінімальних значень. При урахуванні факторів, що впливають на досягнення вказаних параметрів, можливо виділити конструкційні фактори і особливості ТЗ, його технічний стан, умови експлуатації і режими управління. Кожен з основних факторів має суттєві особливості у своєму складі.

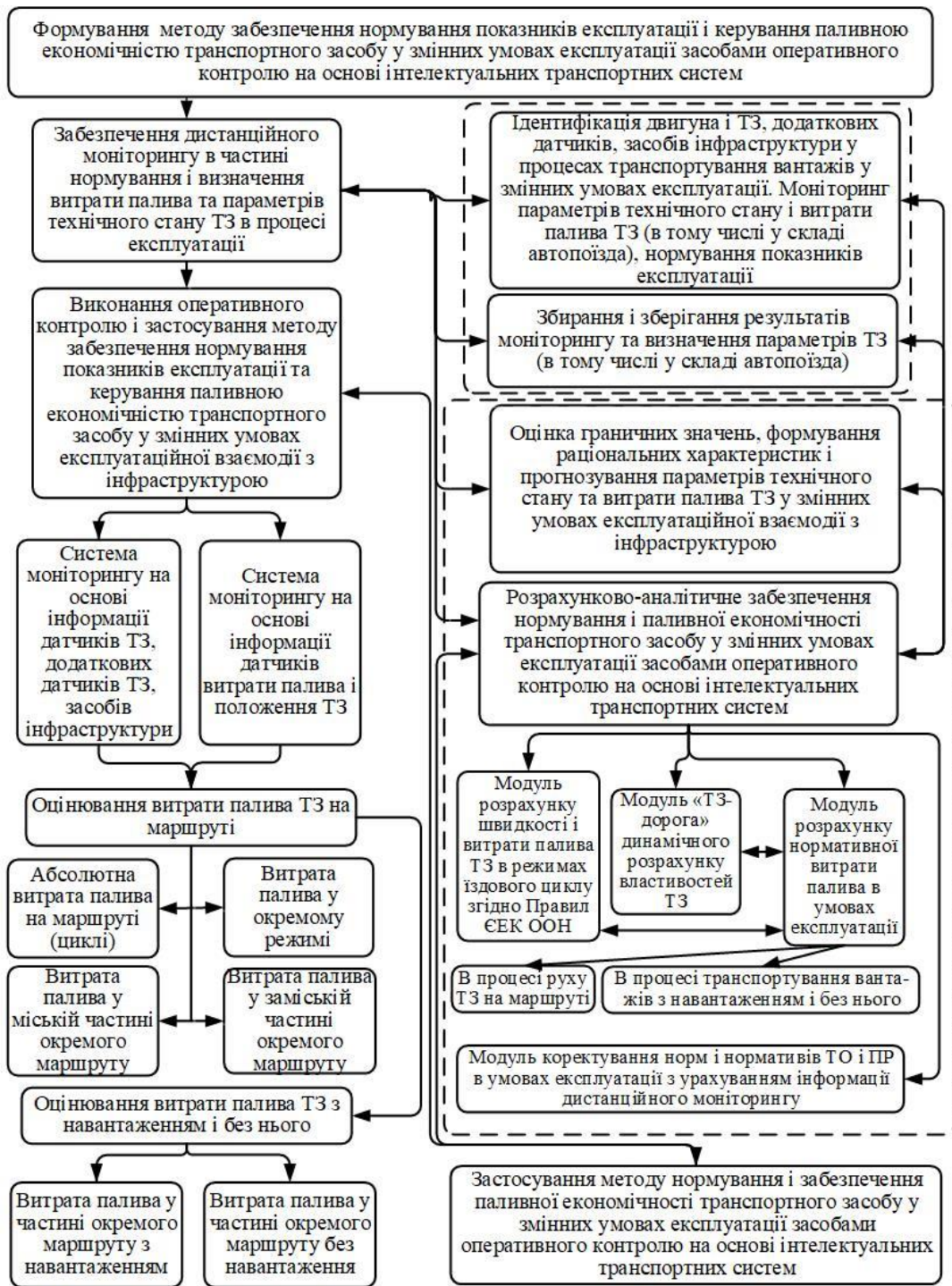


Рисунок 1 - Функціональна схема формування методу забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу категорії N3 у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем

Вказану задачу на основі інформації про параметри витрати палива, швидкості і технічного стану можливо виразити, як складну функцію в реалізації відповідних задач, показаних у відповідності до (1) у рівнянні (2) [1, 4, 5]:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{Gtp} (\bar{H}_t, t, \Delta t, \bar{X}_i(t), \bar{X}_i(t - \Delta t), \dots, \bar{X}_i(t - n\Delta t), DK_{ii}) = S_{GП}; \\ S_{GП} = \Omega_i^{m_i} (e_Q, r)^j; \\ S_{GП} = F_{Gtp} (S_{T3S}; S_{T3L}; S_{T3M}); \\ S_{GП} = F_{Gtp} ((M_{i1}, M_{i2}, M_{i3}); (T_{ST3}, P_{DU})); \\ M_{i1} = F_{i1i} (\bar{X}_{GMti}(t)); \\ M_{i2} = F_{i2i} (\bar{X}_{G2ti}(t)); \\ M_{i3} = F_{i3i} ((\bar{X}_{Mt13i}(t)); (\bar{X}_{Mt23i}(t)); (\bar{X}_{Mt33i}(t)); (\bar{X}_{Mt43i}(t))); \\ T_{ST3} = F_{ST3i} ((\bar{X}_{GMti}(t)), DK_{ii}); \\ P_{DU} = F_{DUi} (\bar{X}_{DUit}(t)). \end{array} \right. , \quad (2)$$

де F_{Gtp} – інформація про параметри витрати палива і технічного стану ТЗ у змінних умовах експлуатації у взаємодії з інфраструктурою; \bar{H}_t – вектор органа(ів) керування двигуном (в тому числі ТЗ у складі автопоїзда) в часі t ; t – поточний час; Δt – інтервал між вимірюваннями; n – кількість інтервалів у минулому; $\bar{X}_i(t)$ при $i = 1, \dots, m$ – параметри витрати палива і характеристики технічного стану в процесах моніторингу у змінних умовах експлуатаційної взаємодії з інфраструктурою, що виміряні і входять в перелік ретроспективних факторів (*швидкість ТЗ, завантаження вантажного автопоїзда* тощо); m – кількість вимірюваних параметрів і характеристик; DK_{ii} – статус несправностей ТЗ на основі результатів їх визначення; Ω – оператор відображення; $S_{GП}$ – система (багаторозмірний показник) забезпечення паливної економічності ТЗ (в тому числі у складі автопоїзда) у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем (у даному випадку система $S_{GП}$ – це відображення властивостей складових (підоб’єктів) e_Q і їх r відношень для m_i в частині J в l , підоб’єктів отримання інформації і підоб’єктів забезпечення паливної економічності у складових); m_i – кількість засобів отримання інформації про параметри стану ТЗ; l – зв’язки між складовими елементами (засобами) спостереження та самими об’єктами забезпечення паливної економічності ТЗ; e_Q – множина підоб’єктів забезпечення паливної економічності ТЗ; r – множина відношень між ними; J – завдання оперативного контролю і управління; S_{T3S} – складова функціоналу забезпечення $S_{GП}$ інформацією про експлуатацію ТЗ на основі серверних рішень виконання моніторингу; S_{T3L} – складова функціоналу забезпечення $S_{GП}$ інформацією про застосування за призначенням і експлуатацію на основі локального джерела інформації виконання моніторингу; S_{T3M} – складова функціоналу забезпечення $S_{GП}$ інформацією про експлуатацію ТЗ на основі мережевих баз даних виконання моніторингу; F_{Gtp} – інформація про параметри процесу підвищення паливної економічності транспортних засобів в умовах експлуатації (l), як поєднання об’єктивних і суб’єктивних факторів експлуатації ТЗ; F_{i1i} – інформація про параметри нормування витрати палива на маршруті (частині маршруту) ТЗ; F_{i2i} – інформація про параметри повної маси ТЗ; F_{i3i} – інформація про параметри умов експлуатації

ТЗ з наступними складовими: дорожні, транспортні, природно-кліматичні і культури праці у змінних умовах експлуатації у взаємодії з інфраструктурою; F_{ST3i} – інформація про параметри технічного стану ТЗ; F_{DUi} – інформація про параметри режимів управління ТЗ; $\bar{X}_{Gmi}(t)$ при $i = 1, \dots, m$ – параметри нормування витрати палива на маршруті (частині маршруту) ТЗ, що виміряні і входять в перелік ретроспективних факторів; $\bar{X}_{G2i}(t)$ при $i = 1, \dots, m$ – параметри повної маси (M_{i2}) ТЗ категорії N3; $\bar{X}_{M13i}(t)$, $\bar{X}_{M23i}(t)$, $\bar{X}_{M33i}(t)$, $\bar{X}_{M43i}(t)$ при $i = 1, \dots, m$ – параметри умов експлуатації ТЗ з наступними складовими (відповідно): дорожні, транспортні, природно-кліматичні і культури праці у змінних умовах експлуатації у взаємодії з інфраструктурою, що виміряні і входять в перелік ретроспективних факторів; $\bar{X}_{Gmi}(t)$ - при $i = 1, \dots, m$ – параметри технічного стану ТЗ в процесах моніторингу, що виміряні і входять в перелік ретроспективних факторів; $\bar{X}_{Dui}(t)$ - при $i = 1, \dots, m$ – параметри режимів управління ТЗ.

Процесна складова системи формує забезпечення нормування і паливної економічності транспортного засобу у змінних умовах експлуатації на основі інформації оперативного контролю. Аналітична складова призначена для оцінки граничних значень, формування оптимальних характеристик і прогнозування параметрів технічного стану та витрати палива двигуном і ТЗ у процесах транспортування пасажирів і вантажів. Також аналітична складова виконує розрахунково-аналітичне формування відповідної складової виконання оперативного контролю і, в цілому, забезпечення паливної економічності транспортного засобу в його окремих складових при відтворенні процесів забезпечення паливної економічності.

Вибір способу забезпечення паливної економічності транспортного засобу у змінних умовах експлуатаційної взаємодії з інфраструктурою здійснювався на основі удосконаленого методу визначення і розрахунку витрати палива за рахунок відповідних розрахункових модулів (рис. 1), як вибір та використання того чи іншого способу коректування витрати палива за рахунок маси вантажу, що транспортується ТЗ, швидкісного режиму, нормативної витрати палива на маршруті, коректування нормативів ТО і ПР і режимів керування ТЗ в заданих умовах експлуатації тощо. Особливість представленого удосконаленого методу визначення і розрахунку витрати палива полягає у розрахунково-аналітичному супроводі процесів експлуатації ТЗ і для оцінювання паливної економічності ТЗ. У попередніх дослідженнях не використовувався такий підхід саме для ТЗ при одночасному використанні розрахункових модулів з удосконаленими методами застосування в них отриманих в результаті моніторингу значень залежностей зміни маси вантажу, що транспортується ТЗ, швидкісного режиму ТЗ, коректування нормативів ТО і ПР тощо. Причому, вказане вище, безперервне оцінювання відбувалось для процесів використання ТЗ з урахуванням змінних умов і специфіки експлуатації.

Для використання аналітичної складової виконано вибір та удосконалення математичних моделей розрахунку показників паливної економічності в умовах експлуатації. За результатами експериментальних досліджень, які проводились за

планом факторного експерименту, визначені коефіцієнти поліноміальних залежностей і величини показників витрати палива ТЗ в заданих точках.

Література

1. Волков В.П. Интеллектуальные системы управления работоспособностью автомобилей / В.П. Волков, В.П. Матейчик, И.В. Грищук [и др.]. – Харьков: Майдан, 2016. –503 с.

2. Методи системного аналізу властивостей автомобільної техніки: навч. посіб. / М.Ф. Дмитриченко, В.П. Матейчик, О.К. Грищук, М.П. Цюман. Киев : НТУ, 2014. 168 с.

3. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта. Изд. 2-е, перераб. и доп. Харьков : РИО ХГАДТУ, 1999. 468 с.

4. Грищук І. В., Волков В. П., Український Є. О., Володарець М. В., Макарова Т.В., Ришова В.Ю. Особливості забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу в умовах експлуатації // Вісник машинобудування та транспорту / Вінницький національний технічний університет. Вінниця. ВНТУ, 2022. Вип. №1(15). С. 52-59

5. Особливості застосування методів визначення і оцінювання показників оптимального температурного стану двигуна і транспортного засобу в умовах експлуатації / В.П. Матейчик, В.П. Волков, І.В. Грищук, М.П. Цюман // *Управління проектами, системний аналіз і логістика*. 2015. Вип. 15, ч. 1. С. 108–118.

Колеснікова Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, tnk1403@ukr.net

Шевченко Олег Володимирович, магістр, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, zatheev@ukr.net

Суботін Дмитро Юрійович, магістр, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, subbotin.dimon2013@gmail.com

СТЕНДОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА ІЗ СИСТЕМОЮ МОДУЛЬНОГО ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ

Об'єкт досліджень: безшатуний двигун із механізмом модульного відключення циліндрів.

Основною метою проведення експериментальних досліджень, насамперед, була перевірка працездатності механізму в умовах роботи двигуна. Крім того, необхідно перевірити ефективність застосування модульного відключення циліндрів у двигуні.

Для досягнення поставлених цілей, необхідно:

- розробити експериментальний зразок механізму вимкнення циліндрів (МВЦ) і встановити його на безшатуний експериментальний двигун;

Експериментальний двигун. Для перевірки працездатності МВЦ було

використано 4-тактний безшатунний одноциліндровий двигун. Загальний вигляд двигуна представлено на рис.1.

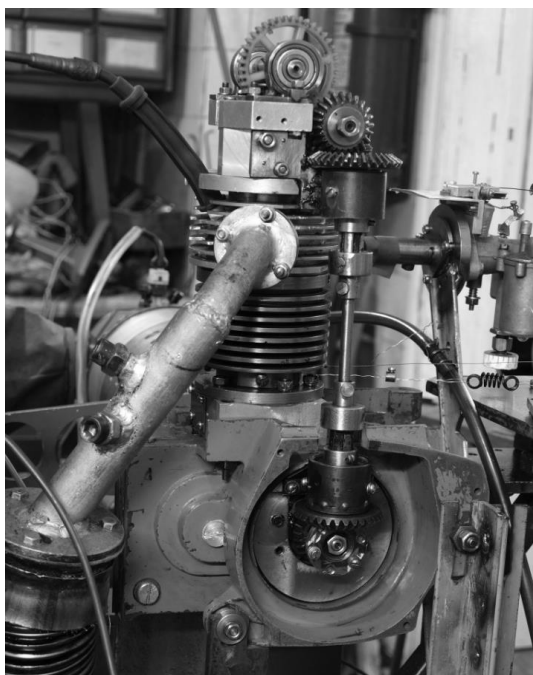


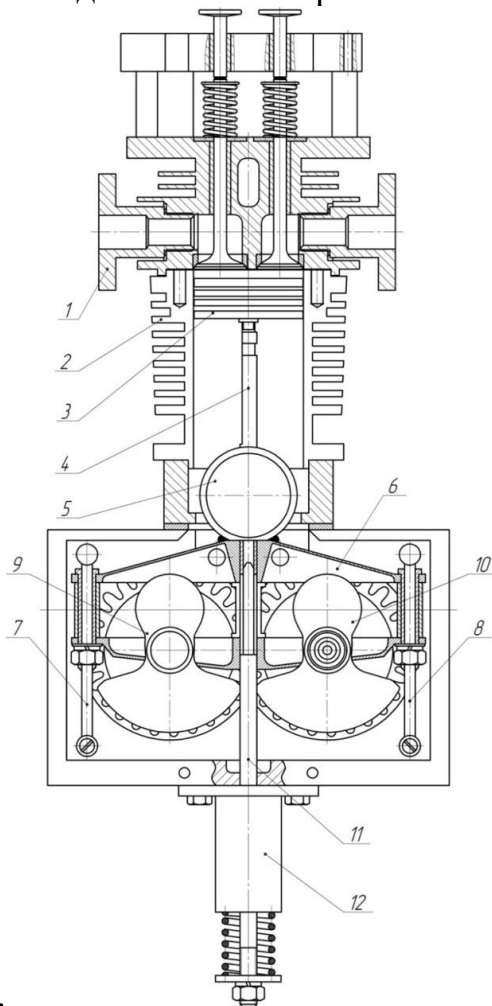
Рисунок 1 – Експериментальний двигун
Технічна характеристика експериментального двигуна наведена в таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічна характеристика експериментального двигуна

Тип	Одноциліндровий чотиритактний, карбюраторний
Робочий об'єм циліндра, см ³	80,6
Діаметр циліндра, мм	52
Хід поршня, мм	38
Ступінь стиснення	8
Максимальна потужність двигуна, кВт	2,6
Частота обертання за максимальної потужності, хв-1	5200
Мінімальна частота обертання на холостому ході, хв-1	1200
Механізм газорозподілу	Верхньоклапанний з верхнім розташуванням розподільного вала від малогабаритного двигуна Briggs 91200
Карбюратор	КМП-100 T214 (Росія)
Масло в системі змащення	Леол Ультра 5W40
Охолодження	Повітряне, примусове
Система запалювання	Безконтактна (на базі комутатора 3640.3734)
Випередження запалювання	Регулированное

Експериментальний двигун було доопрацьовано з метою застосування в ньому МВЦ. Конструктивну схему двигуна представлено на рисунку 2. Двигун складається з картера 13, на який встановлено циліндр 2 з головкою блока циліндрів 1 (механізм приводу розподільного вала і розподільний вал не показано). У циліндрі розміщується поршень 3, який через шток 4 і механізм вимкнення циліндра 5 пов'язаний із кулісою 6. Куліса переміщається по напрямних 7 і 8, які закріплені в картері двигуна. Крутний момент від куліси передається на два колінчастих вали: силовий 10 і допоміжний 9, які пов'язані між собою за допомогою синхронізуючих шестерень. Пристрій відключення представлений електромагнітом 12 і штоком вимикача 11. МВЦ був закріплений на кулісі за допомогою зварювання.

Конструктивну схему експериментального зразка МВЦ для безшатуного двигуна представлено на рисунку 3. МОЦ складається з обойми 2, яка закріплена за допомогою зварювання на кулісі

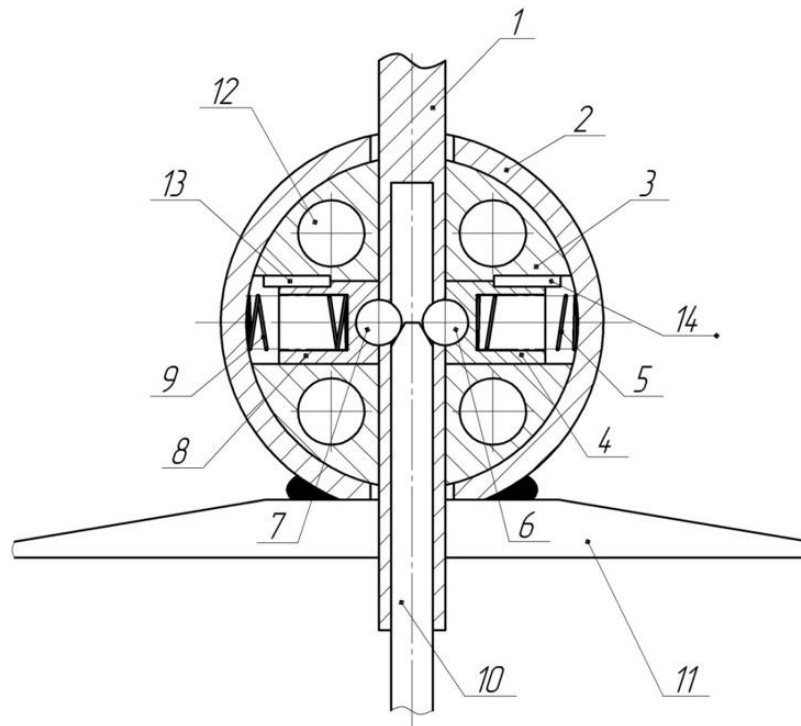


11.

1 - головка блока циліндрів; 2 - циліндр; 3 - поршень; 4 - шток; 5 - МОЦ; 6 - куліса; 7,8 - напрямні; 9 - допоміжний вал; 10 - силовий вал; 11 - шток-вимикач; 12 - електромагніт; 13 - корпус двигуна;

Рисунок 2 - Експериментальний безшатуний двигун із МВЦ

В обоймі розміщується корпус 3 МВЦ, який через пальці 6 і 7 та напівобойми 4 і 8 пов'язаний зі штоком 1, пов'язаний із поршнем двигуна. Пружини 5 і 9 створюють зусилля блокування між штоком і пальцями напівобійм. Напівобойми фіксуються від провороту в корпусі за допомогою блокувальних штифтів 13 і 14. У корпусі виконано чотири полегшувальні отвори 12.



1 - шток; 2 - обойма; 3 - корпус МОЦ; 4, 8 - напівобойми;
 5, 9 - пружини; 6, 7 - пальці; 10 - шток-вимикач; 11 - куліса;
 12 - полегшувальні отвори; 13, 14 - блокувальні штифти
 Рисунок 3 - Експериментальний зразок МВЦ безшатунного двигуна)

Висновки

Розроблено експериментальний зразок механізму вимкнення циліндрів (МВЦ) і встановлено на безшатульний двигун.

Література

1. Розрахунково-експериментальні дослідження механізму зміни ступеня стиску в безшатунному бензиновому двигуні / М. І. Міщенко, В. Г. Заренбін, Т. М. Колеснікова, В. Л. Супрун, М. А. Бондаренко // [Авиационно-космическая техника и технология](http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2011_10_36). - 2011. - № 10. - С. 164–167. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2011_10_36

2. Махалдиани В.В., Эджибия И.Ф., Леонидзе А.М. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. -Тбилиси: Мецниереба, 1973.-269 с.

Колесникова Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, tnk1403@ukr.net

Шевченко Олег Володимирович, магістр, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, zatheev@ukr.net

Суботін Дмитро Юрійович, магістр, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, subbotin.dimon2013@gmail.com

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКОВО-ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА

Завданням теоретичного дослідження механізму зміни ступеня стиснення є визначення впливу параметрів двигуна на різних режимах роботи на швидкість зміни ступеня стиснення, яке характеризує швидкість зниження тиску в циліндрі двигуна для уникнення детонаційних процесів.

Для розв'язання поставленого завдання розроблено методику розрахунку швидкості зміни ступеня стиснення бензинового чотиритактного двигуна.

Для розрахунку бензинового двигуна зі змінним ступенем стиску потрібно враховувати те, що зміна ступеня стиснення відбувається на часткових режимах при навантаженні 20...80% від номінальної потужності двигуна N_e . Тому, для правильної оцінки та аналізу впливу різних параметрів двигуна на швидкість зміни ступеня стиснення, потрібно проводити тепловий розрахунок двигуна, його кінематичних і динамічних залежностей на різних режимах роботи двигуна для отримання середнього сумарного тиску в циліндрі двигуна. Це дає можливість розрахувати швидкість зміни ступеня стиснення, виходячи з геометричних і гідравлічних залежностей МІСС.

З експериментальних досліджень було отримано емпіричну залежність часу спрацьовування механізму від манометричного тиску, який еквівалентний середньому сумарному тиску в циліндрі двигуна. Така залежність дає змогу пов'язати відому методику розрахунку двигуна з розрахунком швидкості зміни ступеня стиснення, рис. 1.

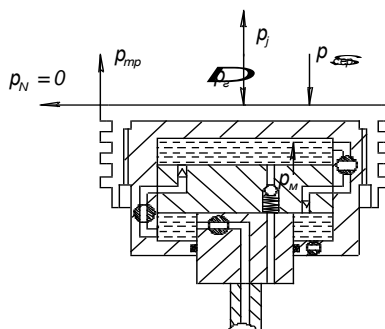


Рисунок 1 - Схема сил, що діють у безшатунному двигуні

Методика розрахунку. За результатами експериментальних досліджень [1] було отримано емпіричну залежність часу t спрацьовування від тиску p на зовнішній поршень механізму зміни ступеня стиснення двигуна.

$$t = 2,697(10p_{\Sigma})^{-0,6326}. \quad (1)$$

Середній сумарний тиск у циліндрі двигуна за цикл можна визначити за такою формулою

$$p_{\Sigma} = \Delta p_2 + p_j, \quad (2)$$

де Δp_2 – надлишковий тиск газів у циліндрі двигуна, МПа;

p_j – питома сила інерції руху маси поршня і маси рухомої частини механізму зміни ступеня стиснення, МПа.

Якщо відомий час спрацьовування механізму зміни ступеня стиснення (МІСС), можна визначити середню швидкість $V_{\text{мех}}$ переміщення рухомих частин МІСС, пов'язаних із поршнем двигуна, відносно частин МІСС, прикріплених до штока кривошипно-кулісного механізму.

$$v_{\text{мех}} = \frac{\Delta S_c}{t}, \quad (3)$$

де ΔS_c – відносне переміщення рухомих частин механізму зміни ступеня стиснення або зміна висоти камери згоряння двигуна.

Для визначення середньої швидкодії механізму час t його спрацьовування доцільніше розраховувати за середнім значенням сумарної сили p_m тиску масла у верхній порожнині МІСС за цикл.

Тоді

$$t = 2,697(10p_m)^{-0,6326} \quad (4)$$

Сила p_m тиску масла може бути знайдена з умови рівності тисків [2]

$$p_m = \frac{p_{\Sigma \text{ср}} F_n}{F_{\text{не}}}, \quad (5)$$

де $p_{\Sigma \text{ср}}$ – середній сумарний тиск у циліндрі двигуна за цикл, МПа;

$F_{\text{не}}$ – площа днища внутрішнього поршня МІСС, м^2 .

Середня сумарна сила $p_{\Sigma \text{ср}}$ є функцією кута повороту колінчастого вала і може бути знайдена чисельним інтегруванням

$$p_{\Sigma \text{ср}} = \int_0^{4\pi} \frac{p_{\Sigma}(\varphi) d\varphi}{4\pi}. \quad (6)$$

Поточне значення ступеня стиснення, тобто значення між тим, що встановлюється заводом-виготовлювачем, і оптимальним значенням для даного режиму роботи двигуна, визначатиметься

$$\varepsilon_x = \frac{V_h + V_c}{V_h},$$

де V_h – робочий об'єм циліндра, м^3 ; V_c – об'єм камери згоряння, м^3 .

Беручи до уваги всі наведені залежності, можна визначити швидкість зміни ступеня стиснення за секунду $v_{\varepsilon c}$

$$v_{\varepsilon c} = \frac{\frac{V_h + V_{c2}}{V_h} - \frac{V_h + V_{c1}}{V_h}}{t} = \frac{V_{c2} - V_{c1}}{t V_h}. \quad (8)$$

Враховуючи, що
$$\Delta S_c = \frac{V_{c2} - V_{c1}}{F_i} \quad (9)$$

маємо:

$$v_{\varepsilon c} = \frac{v_{mex}}{S}. \quad (10)$$

Також дуже важливим параметром є швидкість зміни ступеня стиснення за цикл $v_{\varepsilon c}$. Як відомо, один цикл у чотиритактному двигуні відбувається за два оберти колінчастого вала і тому:

$$v_{\varepsilon c} = \frac{120 v_{\varepsilon c}}{n}, \quad (11)$$

де n – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} .

Висновки

У результаті проведених теоретичних досліджень чотиритактного бензинового двигуна зі змінним ступенем стиснення отримано такі результати:

1. Отримано залежності, які пов'язують швидкість зміни ступеня стиснення з параметрами робочого процесу двигуна.

2. Розроблено методику розрахунку швидкості зміни ступеня стиснення в циліндрі чотиритактного бензинового двигуна на часткових режимах роботи.

3. Отримані аналітичні залежності дозволяють відстежити вплив основних параметрів двигуна зі змінним ступенем стиснення на швидкість зміни ступеня стиснення.

Література

2. Розрахунково-експериментальні дослідження механізму зміни ступеня стиску в безшатунному бензиновому двигуні / М. І. Міщенко, В. Г. Заренбін, Т. М. Колеснікова, В. Л. Супрун, М. А. Бондаренко // [Авиационно-космическая техника и технология](#). - 2011. - № 10. - С. 164–167. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2011_10_36

2. Махалдиани В.В., Эджибия И.Ф., Леонидзе А.М. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. -Тбилиси: Мецниереба, 1973.-269 с.

Корогодський Володимир Анатолійович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, korohodskiy@ukr.net

Журавель Олег Анатолійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ad6t20zoa@stud.khadi.kharkov.ua

Звірко Андрій Васильович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ad119kdi@stud.khadi.kharkov.ua

Коваленко Дмитро Ігорович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ad119kdi@stud.khadi.kharkov.ua

ВИБІР ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ НА БАЗІ МЕТОДУ ОБ'ЄМНОГО БАЛАНСУ ДЛЯ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ТА ВНУТРІШНІМ СУМІШОУТВОРЕННЯМ

Для виконання сучасних нормативних вимог щодо викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами [1] та зниження витрати палива доцільно застосовувати у двигунах з іскровим запалюванням систему безпосереднього впорскування палива для забезпечення внутрішнього сумішоутворення [2].

Організація внутрішнього сумішоутворення в двигуні з іскровим запалюванням при безпосередньому впорскуванні палива дозволяє збіднити паливоповітряний заряд у надпоршневому об'ємі [3], що забезпечує підвищення індикаторних та ефективних показників двигуна [4] й призводить до зниження витрати палива та викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами [5, 6].

Для підвищення ефективності ДВЗ з іскровим запалюванням та безпосереднім впорскування палива доцільно дослідити особливості організації робочого процесу шляхом його моделювання. Результати моделювання дозволяють спрогнозувати та виявити основні фактори, які впливають на показники двигуна, скоротити час та засоби для проведення експериментальних досліджень.

Метою дослідження є вибір найбільш підходящої однозонної, двозонної або трizonної термодинамічної моделі, які ґрунтуються на методі об'ємного балансу при роботі двигуна на режимах навантажувальної характеристики.

Об'єктом дослідження є модернізований двотактний двигун 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням та двоканальною кривошипно-камерною продувкою. Двигун обладнаний повітряним охолодженням, застосовується система безпосереднього впорскування палива на базі механічного паливного насоса НВР-1 для реалізації робочого процесу з розшаруванням збідненого розшарованого паливоповітряний заряду.

Для оцінки результатів моделювання використовувалися експериментальні індикаторні діаграми, зареєстровані на режимах навантаження при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$.

Аналітичні дослідження робочого процесу двигуна ґрунтуються на термодинамічному методі об'ємного балансу. Основні рівняння, що враховують

зміну надпоршневого об'єму протягом часу при переміщенні поршня в циліндрі та зміну об'ємів робочого тіла при перебігу робочого процесу двигуна представлені в роботі [7].

На режимах часткових навантажень ($p_e = 0,144; 0,192; 0,274; 0,322$ МПа) при організації розшарованого паливоповітряний заряду моделювання робочого процесу проводилося з урахуванням однозонної та тризонної моделі згоряння.

На режимі мінімального навантаження двигуна ($p_e = 0,144$ МПа) розбіжність рівня значень максимального тиску згоряння p_z між результатами розрахунків (однозонна модель) та експериментом становить 4,24 %. При використанні тризонної моделі згоряння різницю між розрахунковими значеннями p_z та експериментом скорочується до 3,73 %.

При цьому якщо на ділянці стиснення-згоряння результати p_z за однозонною та тризонною моделями практично не відрізняються, то на ділянці горіння-розширення в кінці процесу згоряння (29 гр. п.к.в. після ВМТ) [8] розбіжність з експериментом при розрахунку за тризонною моделлю скорочується на 5,05 %.

На режимі часткового навантаження двигуна при $p_e = 0,192$ МПа максимальні значення тиску згоряння, визначені експериментальним та аналітичним методом з урахуванням однозонної моделі, відрізняються до 4,69 %.

Розбіжність між значенням p_z , які отримано за тризонною моделлю згоряння та експериментальними даними становить 5,73 %.

Однак, при практично однакових розрахункових значеннях максимальних тисків, визначених за однозонною та тризонною моделями на ділянці стиснення-згоряння-ВМТ, на ділянці горіння-розширення наприкінці процесу згоряння (32 п.к.в. після ВМТ) розбіжність між теоретичними та експериментальними результатами досліджень скорочується на 2,95 %.

Зі збільшенням навантаження до $p_e = 0,274$ МПа певне значення p_z за експериментальною індикаторною діаграмою відрізняється від результатів моделювання за однозонною моделлю на 3,3 %.

При подальшому підвищенні навантаження до $p_e = 0,322$ МПа максимальні значення p_z при проведенні експерименту та розрахунку за однозонною моделлю відрізняються до 5,4 %.

У діапазоні середніх навантажень ($p_e = 0,274$ МПа и $p_e = 0,322$ МПа) розбіжності між значеннями p_z , які визначені за тризонною моделлю і в результаті експерименту становлять 3,5 % та 3,6 % відповідно.

Дещо вищі розбіжності (до 2,8 % при $p_e = 0,322$ МПа) між розрахунком по однозонній моделі та експериментом спостерігаються на ділянці горіння-розширення. При закінченні процесу згоряння (34 гр. п.к.в. після ВМТ при $p_e = 0,274$ МПа и 36 гр. п.к.в. після ВМТ $p_e = 0,322$ МПа) розбіжність між результатами розрахунку за тризонною моделлю та експериментом щодо однозонної моделі скорочується на 8,16 % та на 3,3 % відповідно.

На режимі навантажувальної характеристики при $n = 3000$ хв⁻¹ при підвищеному навантаженні $p_e = 0,428$ МПа максимальний тиск в циліндрі на

експериментальній індикаторній діаграмі відрізняється від результатів розрахунку по однозонній моделі на 5,38 %.

Оскільки на режимах підвищених навантажень розшарування паливоповітряний заряду відсутнє і весь надпоршневий об'єм займає однорідна паливоповітряна суміш без окремої зони повітря, то на цих режимах, відповідно, використовується двозонна модель, а не тризонна модель згоряння.

На режимі підвищеного навантаження ($p_e = 0,428$ МПа) розбіжність між розрахунковим значенням p_z , визначеним за двозонною моделлю згоряння та експериментальним значенням становить 1,66 %, що на 3,72 % має меншу різницю, ніж при моделюванні за однозонною моделлю згоряння.

На момент закінчення процесу згоряння (42 гр. п.к.в. після ВМТ) розбіжність між значеннями p_z , отриманими за двозонною моделлю та експериментом скорочується на 0,42 % порівняно зі значеннями, отриманими за однозонною моделлю згоряння.

Висновки

В результаті аналізу досліджень визначено найбільш переважні термодинамічні моделі, що базуються на методі об'ємного балансу для двигуна з іскровим запалюванням та внутрішнім сумішоутворенням на режимах навантажувальної характеристики ($n = 3000$ хв⁻¹).

1. На режимах часткових навантажень ($p_e = 0,144$ – $0,322$ МПа) при організації розшарованого паливоповітряного заряду розрахунок індикаторної діаграми тиску газів у циліндрі по куту повороту колінчастого валу доцільно проводити за тризонною моделлю згоряння.

2. На режимах підвищених навантажень ($p_e = 0,428$ МПа) при організації однорідного паливоповітряного заряду по всьому надпоршковому об'єму перевагу має двозонна модель згоряння.

Література

1. ISO 8178-1: 2020 Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test-bed measurement systems of gaseous and particulate emissions [Electronic resource] / 4th ed., available at: <https://www.iso.org/standard/79330.html>.

2. Корогодский В.А. Миниэлектростанция на базе двигателя с перспективным рабочим процессом / В.А. Корогодский // Залізничний транспорт України. – 2010. – № 4. – С. 53-56.

3. Корогодский, В.А. Влияние расслоенного топливно-воздушного заряда на показатели сгорания двухтактного двигателя с искровым зажиганием / В.А. Корогодский, О.Н. Стеценко, Е.А. Ткаченко // Збірник наукових праць УкрДУЗТ. – 2015. – Вип. 154. – С, doi: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.154.2015.66009>.

4. Корогодский, В.А. Влияние способа смесеобразования на индикаторный и эффективный КПД двухтактного двигателя / В.А. Корогодский // Автомобильный транспорт. – 2015. – Вып. 37. – С. 22-30.

5. Korohodskyi, V., Voronkov, A., Rogovyi, A., Kryshtopa, S., Lysytsia, O., Fesenko, K., Bezridnyi, V., Rudenko, N. (2021). Influence of the stratified fuel-air charge pattern on economic and environmental indicators of a two-stroke engine with spark ignition. *AIP Conf. Proc.: Transport, Ecology - Sustainable Development EKO Varna* Vol. 2439 (2021) 020011, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0068466>

6. Корогодский. В. А. Повышение топливно-экологических показателей двухтактного ДВС с искровым зажиганием за счет совершенствования процессов внутреннего смесеобразования / В. А. Корогодский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – №2. – С. 21-26.

7. Korohodskyi, V., Rogovyi, A., Voronkov, O., Polivyanchuk, A., Gakal, P., Lysytsia, O., Khudiakov, I., Makarova, T., Hnyp, M., & Haiek, Y. (2021). Development of a three-zone combustion model for stratified-charge spark-ignition engine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2(5 (110)), 46–57, doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.228812>

8. Корогодський В.А. Порівняння показників згоряння двотактного двигуна з карбюратором та безпосереднім впорскуванням палива / В.А. Корогодський // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2021. – №1. – С. 35–44, doi: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2021.1.05>

Кравченко Сергій Сергійович, к.т.н., завідувач кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок, національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», (Харків, Україна), Serhii.kravchenko@khpi.edu.ua, +38(097)1979129

Кузьменко Анатолій Петрович, к.т.н., доц. кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kuzmatolja@gmail.com, +38(095)2557649

Солодкий Євген Ігорович, аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет evgenijsolodkij98@gmail.com, +38 (066)083-4089

ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ДВОСТАДІЙНОГО ВПОРСКУВАННЯ В ЦИЛІНДР

На сьогодні в сучасних дизелях для зниження шумності їхньої роботи та зменшення шкідливих викидів часто використовують такий засіб як двоступінчасте впорскування палива в циліндр [1,2]. Таке рішення приводить до двостадійного, порціонно рознесеного в часі процесу згоряння палива в циліндрі. При цьому попередня або пілотна порція палива служить для додаткового «розігріву» повітря на такті стиснення, що значно зменшує період затримки займання основної порції. Це дозволяє суттєво знизити рівень шуму згоряння (знижується максимальна швидкість наростання тиску в циліндрі), а також дозволяє отримати кращі економічні і екологічні показники.. Багатостадійне впорскування палива досить просто реалізовується в сучасних дизелях на яких встановлена паливна апаратура з електрогідравлічними

елементами впорскування, проте використання паливної апаратури гідромеханічного типу практично унеможливорює такий спосіб впорскування палива.

Як показав аналіз, в Україні залишається досить великий парк транспортних дизелів обладнаних гідромеханічною паливною системою, що призводить до зниження екологічних та економічних показників таких двигунів, а адаптація сучасних паливних систем типу CR для таких двигунів є досить складною задачею, оскільки алгоритми їх керування є комерційними секретами фірм та потребує великих фінансових витрат.

Метою дослідження є покращення експлуатаційних характеристик транспортних дизелів з гідромеханічною системою паливоподачі шляхом забезпечення можливості двостадійної подачі палива.

Для досягнення поставленої мети слід вирішити наступну задачу – провести вдосконалення гідромеханічної системи паливоподачі транспортних дизелів шляхом забезпечення можливості двостадійної подачі палива без суттєвих втручань в конструкцію.

Одним із варіантів вирішення такої задачі може бути запропонований метод, сутність якого полягає в наступному: паливний насос високого тиску обладнається додатково секціями високого тиску, які працюють на нагнітання палива для пілотного впорскування. Кулачки валу приводу цих секцій випереджають кулачки валу основних секцій на 2-10 град. п.кул.в. Структурна схема такої системи паливоподачі двостадійного впорскування палива показана на рис. 1. Паливний насос високого тиску 3 має число секцій високого тиску в два рази більше, ніж число циліндрів двигуна. При цьому, половина секцій високого тиску ПНВТ налаштовується та працює на нагнітання палива для пілотного впорскування, а друга половина – для основного впорскування, забезпечуючи необхідну циклову подачу.

Для перевірки працездатності запропонованої системи двостадійної подачі палива та підтвердження можливості досягнення нею заявлених параметрів було виконано розрахункові дослідження на основі математичного моделювання гідромеханічних процесів у цій системі.

В якості інструмента для досліджень використано математичну модель паливної системи високого тиску дослідницького одноциліндрового дизеля Ч12/14 [3].

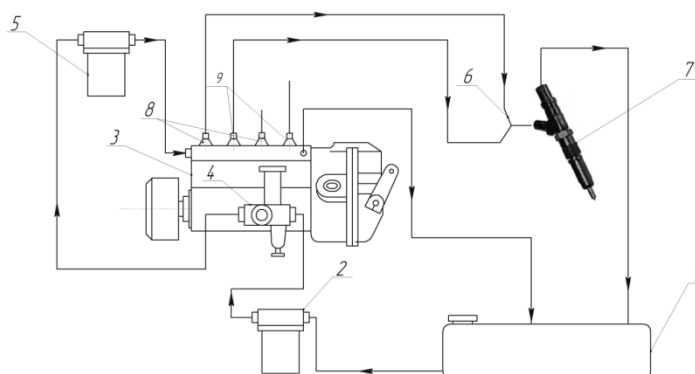


Рисунок 1 – Структурна схема гідромеханічної ПА двостадійного впорскування

1 – паливний бак, 2,5 – фільтр грубого та тонкого очищення палива, 3 – паливний насос високого тиску зі збільшеним число секцій високого тиску, 4 – паливопідкачувальний насос, 6 – трійник паливопроводу високого тиску, 7 – гідромеханічні форсунки

Результати розрахунків за даною математичною моделлю для режиму роботи системи при частоті обертання кулачкового валу 650 хв^{-1} та повній подачі палива наведено на рис. 2. На цих рисунках проілюстровані основні параметри роботи системи впорскування високого тиску: зміна тиску палива у надплунжерних порожнинах основної та пілотної секцій ПНВТ; зміна тиску палива у форсунці; закони переміщення нагнітальних клапанів (НК) основної та пілотної секцій ПНВТ; закон переміщення голки форсунки; диференціальна та інтегральна характеристики впорскування.

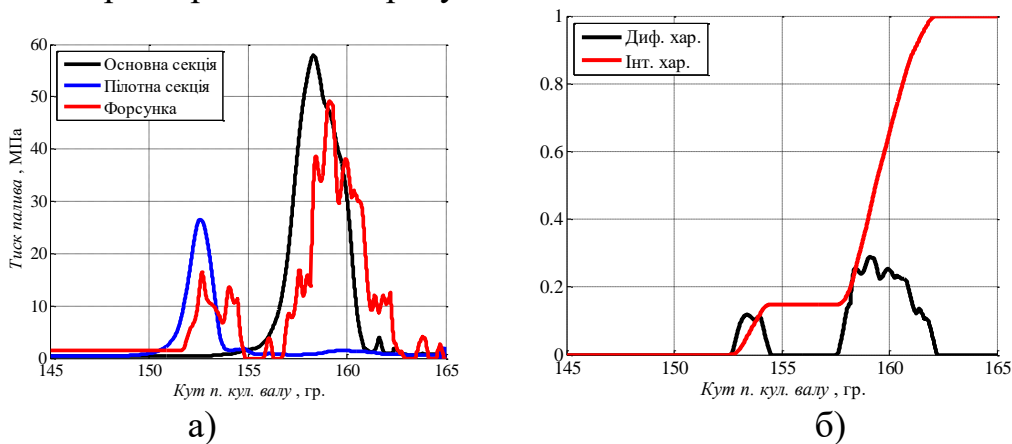


Рисунок 2 – Результати розрахунку процесу паливopодачі в досліджуваній паливній апаратурі: а) тиск палива у надплунжерних порожнинах та в кармані розпилювача форсунки; б) Відносні диференціальна та інтегральна характеристики впорскування.

В результаті було визначено що запропонована система на розрахунковому режимі з двостадійним впорскуванням буде забезпечувати наступні показники: загальна циклова подача палива $64 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, пілотна доза – $9 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ (що складає 16% від загальної циклової подачі); максимальний тиск впорскування 49 МПа при максимальному тиску 58 МПа у надплунжерній порожнині; максимальний тиск впорскування пілотної дози – 16,5 МПа при тиску, досягнутому у надплунжерній порожнині – 26,5 МПа; тривалість впорскування пілотної дози близько 2 град. п.кул.в., основної – 4,7 град. п.кул.в.

За результатами виконаного дослідження можна зробити наступні висновки:

1. В роботі запропонований альтернативний спосіб реалізації двофазного впорскування в дизелі обладнаному гідромеханічною паливною системою.
2. Розрахункові дослідження довели що при частоті обертання кулачкового валу 650 хв^{-1} та повній подачі палива система високого тиску забезпечує двостадійне впорскування з такими показниками: загальна

циклова подача палива 64 мм³/цикл, пілотна доза – 9 мм³/цикл; максимальний тиск впорскування 49 МПа при максимальному тиску 58 МПа у надплунжерній порожнині; максимальний тиск впорскування пілотної дози – 16,5 МПа при тиску, досягнутому у надплунжерній порожнині – 26,5 МПа; тривалість впорскування пілотної дози близько 2 град. п.кул.в., основної – 4,7 град. п.кул.в.

3. Застосування запропонованої модифікації паливної системи транспортних дизелів дозволить суттєво покращити експлуатаційні характеристики (а саме економічні та екологічні) без суттєвих технічних змін двигуна.

Література

1. Handbook of Diesel Engines. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. – Springer, 2010. – 636 p. ISBN 978-3-540-89082-9, DOI 10.1007/978-3-540-89083-6
2. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с.
3. Прохоренко А.О. Розробка універсального електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля / А.О. Прохоренко, С.С. Кравченко, І.М. Карягін, Є.Г. Вовк, П.І. Думенко // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – №2 с.35-39.
4. Пат. 150726 Україна, МПК (2022.01) F02D 41/10, F02D 1/00 (2006.01), F02M 45/02 (2006.01). Система двостадійного впорскування палива за допомогою гідромеханічної паливної апаратури / Прохоренко А.О., Кравченко С.С., Солодкий Є.І., Кожушко А.П., Шуба І.В.; власник Прохоренко А.О.. - № u 2021 06729; заявл. 29.11.2021; опубл. 30.03.2022, Бюл. № 13. —3 с. : іл.

Криворот Анатолій Ігорович, к.т.н., доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», anatoliikryvorot@gmail.com
Тараненко Дмитро Валерійович, магістрант, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

МЕТОДИ ОТРИМАННЯ ВОДНЮ ЯК ПАЛИВА ДЛЯ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Воднева енергетика та економіка нагальне питання перед людством сьогодення. Основні проблеми які виникають при виготовленні сучасної енергії є проблеми екології. Водень є гарним в першу чергу екологічним та прогресивним рішенням оскільки єдиним його продуктом згорання є вода. Також він є самим легким та самим енергомістким елементом який можливо використовувати [1].

Перша задача в реалізації водню в автомобілях це його отримання. Можна виділити декілька способів його отримання – це реформінг (паро-газова конверсія), газифікація вугілля, піроліз, часткове окислення, біотехнологічне

отримання водню та електроліз. Важливо приділити цьому пункту особливої уваги оскільки занадто дороге отримання палива унеможливить отримання позитивного ККД.

Розпочати розгляд можливих методів отримання водню потрібно з парової конверсії, як з найдешевшого і найпопулярнішого. Принцип такої технології будується на каталітичному паровому перетворенні вуглеводнів, наприклад таких як метану або пропан-бутанові фракцій з використанням водяної пари. Сам процес відбувається в два етапи, перший це реформінг вуглеводнів в баці з алюмінієвою підставкою покритий нікелевим каталізатором. Другий етап це отримання необхідної кількості тепла на зовнішні стінки баку, шляхом спалювання частини газу. Але оскільки метод будується на конверсії вуглеводнів, даний метод не є вирішенням глобальних проблем і можна вважати прохідною ланкою для переходу до технологій водневої енергетики.

Також залишаються технічні недоліки пов'язані з збільшенням вартості кінцевого продукту від отримання перегрітої водяної пари, утворення надлишкових кількостей CO_2 при кожному переході метану і пропано-бутанової сумішей та синтез-газу приблизне співвідношення в якому $\text{CO}/\text{H}_2=1/3$, який придатний лише для відтворення аміаку. До незначних переваг в порівнянні з недоліками можна віднести, що даний метод є найменш енергетично затратним для отримання одиниці паливної суміші з затратами на споживану енергію.

Наступний метод це газифікація вугілля. Що представляє з себе видобуток синтез-газу (H_2 , CO , CH_4) з допомогою високих температури і взаємодії вуглецю з окисником. В ролі окисника виступає кисень або водяна пара. Сам процес для отримання природнього газу будується на вуглепідготовці, що включає в себе подрібнення та сушіння вугілля, напівкоксування поєднання отриманої твердої маси з киснем під тиском з високою температурою, сіркоочистка і декарбонізація метанолом при мінімальних температурах, вилучення зі сірки, отримання синтезованого газу. До недоліків, як і минулий метод, можна віднести вичерпність і прийняття що вугілля має перенасичений склад вуглецю із всіх видів викопного палива.

Розберемо метод теплової деградації, або піролізу, що в прямому сенсі означає розчинення компонентів вогнем. Це реакція хімічних складників вуглеводнів, в час якої йде розклад органічних сполук. Проводиться під надвисоким або наднизькими тисками високотемпературною без кисневою реакцією в чотири етапи, сушіння сировини, піроліз, вигорання твердих компонентів, отримання вуглеводневого залишку. Даний метод є перспективним з точки зору, що до навколишнього середовища не потрапляють продукти згоряння, не відбувається викидів до атмосфери. Сировиною служить побутові відходи, при цьому варто зазначити що даний метод підходить для переробки складно утилізаційного матеріалу наприклад автомобільних шин. Сам метод здійснюється на високотехнологічному обладнанні піролізних пічок температурний режим роботи яких складає від $600\text{ }^\circ\text{C}$ до $1000\text{ }^\circ\text{C}$, щоб підвищити ефективність роботи даних приладів необхідне швидке охолодження та нагрів камери реакцій, що змушує використовувати в самих пічках дорогі матеріали і величезну кількість робітників які би стежили за процесом і

підтримували процес піролізу.

І підсумувати методи отримання водню хочеться найкомпактнішим і найперспективнішим методом електролізом води. Цей метод являє собою електрохімічний розклад води на кисень і водень. Особливість електролізу – просторовий поділ процесів окиснення та відновлення: електрохімічне окиснення відбувається на аноді, відновлення – на катоді. Переваги електролізу перед хімічними методами отримання цільових продуктів полягають у можливості порівняно просто (регулюючи струм) керувати швидкістю та селективною спрямованістю реакцій. Умови електролізу легко контролювати, завдяки чому можна здійснювати процеси як у «м'яких», так і в найбільш «жорстких» умовах окиснення або відновлення, отримувати найсильніші окиснювачі та відновники, що використовуються в науці та техніці.

Але хоч всі ці методи отримання водню виглядають складними для вирішення, передові автомобілебудівні компанії світу, вже представили перші інноваційні лінійки автомобілів, такі як Toyota Mirai, Honda Clarity, Ford Airstream, Mercedes-Benz GLC F-CELL, BMW Hydrogen 7, Hyundai Nexa [2]. Це дозволяє нам прогнозувати великий попит на даний вид енергії в недалекому майбутньому та можливості удосконалення подібних систем під особливості українського ринку автомобілебудування.

Література

1. James Heffel, Andre Lanze, and Colin Messer 2001, "Hydrogen use in internal combustion engine", College of the Desert, Palm Desert, CA.

2 "Kawasaki Heavy Industries, Subaru, Toyota, Mazda, and Yamaha Take on Challenge to Expand Options for Producing, Transporting, and Using Fuel Toward Achieving Carbon Neutrality" (Press release). Toyota. 2021-11-13. Retrieved 12 December 2021.

Ліньков Олег Юрійович, к.т.н., доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», oleh.linkov@khpі.edu.ua

Пильов Вячеслав Володимирович, к.т.н., доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», viacheslav.pylov@khpі.edu.ua

Ликов Сергій Валентинович, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант, serhii.lykov@ieee.khpі.edu.ua

Пильов Володимир Олександрович, д.т.н., проф., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», volodymyr.pylov@khpі.edu.ua

УДОСКОНАЛЕННЯ ПІДХОДІВ ДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНОЇ НАДІЙНОСТІ БІЧНОЇ ПОВЕРХНІ ПОРШНІВ ФОРСОВАНИХ ДВЗ

В роботі здійснено аналіз відомих випадків втрати параметричної надійності бічної поверхні поршня та запропоновано додаткові підходи до забезпечення надійності роботи пари тертя поршень – гільза циліндрів в процесі проектування двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) високих і перспективних рівнів форсування.

Загально відомо, що параметрична надійність бічної поверхні поршня визначається рівнем зазору в парі тертя поршень – гільза циліндрів. При цьому мають місце два протилежні варіанти втрати параметричної надійності конструкції. Це збільшення вказаного зазору в процесі експлуатації двигуна внаслідок зношення поверхонь тертя та зменшення зазору внаслідок несправності систем охолодження та (або) змащення, а також внаслідок помилок персоналу при виконанні ремонтних робіт. Важливо, що зменшення зазору в означеній парі тертя може приводити до появи натирів і задирів, тобто втрати фізичної надійності конструкції. При цьому поява натирів і задирів на юбці поршня при форсуванні двигунів за потужністю може спостерігатися навіть в процесі доводки конструкції. Цим визначається актуальність розвитку теоретичних основ та практичне унеможливлення неприпустимого зменшення зазору в парі тертя поршень – гільза циліндрів в процесі проектування ДВЗ.

В роботі розглянуто найбільш складний випадок зменшення зазору, характерними ознаками якого є: натирі та задири мають місце як на навантаженому, так і не навантаженому боці юбки поршня; задири розміщені в зоні бобишкового отвору під поршневий палець, основна частина задиру на поршні розташована в місці спряження бобишки поршня та юбки поршня; задири мають певну поверхню з переходом до незначних місць стирання; в зоні поршневих кілець пошкодження відсутні.

Окрім відомого нерівномірного температурного нагріву та розширення поршня в зоні бобишки, що визначає профіль бічної поверхні, запропоновано здійснювати аналіз та унеможливлення перевищення за параметрами температури і напруження порогу повзучості матеріалу юбки. Урахування фактору порогу повзучості матеріалу унеможливорює втрату параметричної надійності конструкції вже на початку роботи двигуна високих та надвисоких рівнів форсування.

Нікітченко Ігор Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, igor.nikitchenko@gmail.com
Гончаров Сергій Володимирович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ПАЛИВНОГО ФАКЕЛА В КАМЕРІ ЗГОРАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

З розвитком комп'ютерної техніки та більш широким використанням спеціалізованого програмного забезпечення, наприклад, MatLab, натурні випробування поступаються місцем комп'ютерному моделюванню, яке не вимагає наявності дорогої апаратури.

На підставі моделей сумішоутворення, запропонованих в роботах [1-6], була прийнята фізична модель факела розпиленого палива в дизелі, яка досить повно описана в роботі [7]. У даному дослідженні застосовується метод критеріальних залежностей проф. Лишевського А. С.

В основу пропонованого опису покладений метод оцінки розвитку паливного факела в камері згорання дизеля по траєкторії руху еквівалентної одиничної краплі. Траєкторія руху еквівалентної одиничної краплі описується за допомогою рівнянь балістики переміщення твердого тіла в поле дії змінних сил. Під дією спрямованого руху повітряного заряду, що має швидкість, відбувається відхилення траєкторії краплі від прямолінійної. Приймаючи за основу руху факела рух еквівалентної краплі, що рухається по його вісі, припускаємо також, що краплі палива не взаємодіють одна з одною і рухаються зі швидкістю, що дорівнює швидкості голівки паливного факела.

Математичне моделювання руху повітряного заряду в циліндрі дизеля для конкретної форми камери згорання було реалізовано за допомогою програмного середовища MatLab, яке дозволяє проводити розрахунки і моделювання не тільки статичних процесів, а і процесів у динаміці.

Була прийнята наступна теорія. Вважається, що траєкторія еквівалентної краплі задана в параметричному вигляді:

$$\bar{r}(t) = \begin{cases} x = x(t) \\ y = y(t) \\ z = z(t) \end{cases}, \quad (1)$$

де $x(t)$ – координата еквівалентної краплі по вісі X ;

$y(t)$ – координата еквівалентної краплі по вісі Y ;

$z(t)$ – координата еквівалентної краплі по вісі Z .

Для дуги довжиною ℓ , зображеної на рис. 1, можна записати

$$\ell(t) = \int_0^t |\bar{r}(t)| dt; \quad (2)$$

$$|\bar{r}(t)| = \sqrt{[x'(t)]^2 + [y'(t)]^2 + [z'(t)]^2}. \quad (3)$$

Відповідно:

$$\bar{\rho}(t) = \ell(t) \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4)$$

Тоді рівняння поверхні факела може бути описане залежністю:

$$\bar{R}(t) = \bar{r}(t) + \bar{\rho}(t)(\bar{n} \cos \psi + \bar{\beta} \sin \psi), \quad (5)$$

$$0 \leq \psi \leq 2\pi \quad (6)$$

де α – половинний кут при вершині паливного факела;

ψ – кут зміни вектора $\bar{\rho}(t)$ в нормальній площині;

\bar{n} – вектор нормалі;

β – вектор бінормалі;

$R(t)$ – вектор, що описує поверхню паливного факела.

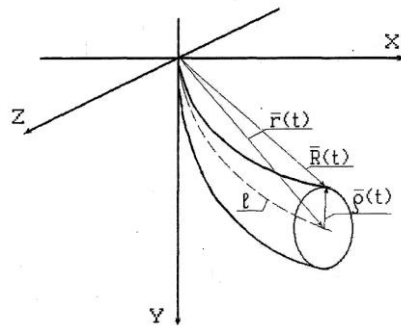


Рисунок 1 – Позначення векторів у паливному факелі

Повний запис площі конуса факела виглядає так:

$$S_k = \int_0^{2\pi} d\psi \int_0^t \sqrt{[(1 - k_1(t)\ell(t)\cos\psi\text{tg}\alpha)^2 + \text{tg}^2\alpha] \ell(t)} dt. \quad (7)$$

Площа поверхні можна виразити як площу нескінченного вигнутого циліндра:

$$S_y = \rho \int_0^\pi d\psi \int_0^t \sqrt{1 + \rho k_1(t)\cos\psi} \ell(t) dt. \quad (8)$$

Розроблена математична модель скомпонована в програму розрахунку процесу сумішоутворення в дизелі із камерою згорання у поршні. Для наочності виконаний «рух» факелів у камері з рівним кроком. Час разової анімації становить 11-14 секунд. Вид вікна додатка в кінцевий момент «руху» факела показано на рис. 2 при різних інтенсивностях повітряного вихора.

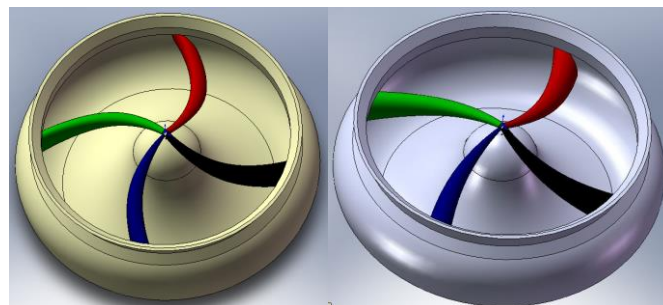


Рисунок 2 – Вид вікна програми в кінцевий момент «руху» факелів з різною інтенсивністю вихора

Висновки. Метод розрахунку динаміки паливного факела, який взаємодіє із спрямованим повітряним потоком і запропонований на підставі аналізу

основних процесів у камері згорання, був реалізований у програмному середовищі MatLab. Запропонована модель сумішоутворення враховує вплив основних конструктивних параметрів і факторів ДВЗ, через які є можливість спрямовано впливати на показники роботи дизеля.

Література

5. Парсаданов І. В. Підвищення якості та конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію - Харків: Вид. центр НТУ"ХПІ", 2003. - 244с.
6. Сучасні дизелі: підвищення паливної економічності та тривалої міцності: Під ред. А. Ф. Шеховцова / Ф. І. Абрамчук, О. П. Марченко, Н. Ф. Разлейцев, Є. І. Третяк, Н. К. Шокотов. -К.: Техніка, 1992.-272с.
7. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія : Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П.Марченка. - Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – 488 с ISBN 978-966-593-575-9.
8. Авраменко А.М. Сучасні методи дослідження економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів: монографія. – Харків: ПІМаш НАН України, 2019. 204 с. ISBN 978-966-02-9043-3.
5. Воронков О. І. Удосконалювання процесу сумішоутворення в автомобільному дизелі із циліндричною камерою згорання. Автореферат дис. канд. техн. наук. – Харків. – 1994. – 166 с.
6. Разлейцев Н.Ф. Дослідження, моделювання і оптимізація процесів згорання у форсованих дизелях. Дис. докт. техн. наук. – Харків. – 1980. – 392 с.
7. Лишевський А.С. Системи живлення дизелів. - М.: Машинобудування. 1981. - 216 с.

Нікітченко Ігор Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, igor.nikitchenko@gmail.com

Трофіменко Дмитро Олександрович, студент групи АД-31-20, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОСОБЛИВОСТІ ПІДГРІВУ СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ В ПНЕВМОДВИГУНІ

Експлуатація пневматичного двигуна у складі комбінованої енергетичної установки пов'язана з необхідністю мати запас стисненого повітря на транспортному засобі. Це призводить до зменшення вантажопід'ємності транспортного засобу через необхідність встановлення балонів. Крім того стиснене повітря має малий запас енергії і його температура при розширенні досягає значень мінус 20...35 °С [1], що призводить до обмерзання органів газорозподілу. Для покращення показників енергетичної установки можна застосовувати підігрів стисненого повітря перед подачею його в циліндри.

Підігрів можна реалізувати як за допомогою зовнішнього підводу теплоти (двигун зовнішнього згорання), так і за допомогою нагрівачів різних

конструктивних реалізацій [2,3]. Принципова схема енергетичної установки автомобіля на базі двигуна зовнішнього згорання представлена на рис. 1.

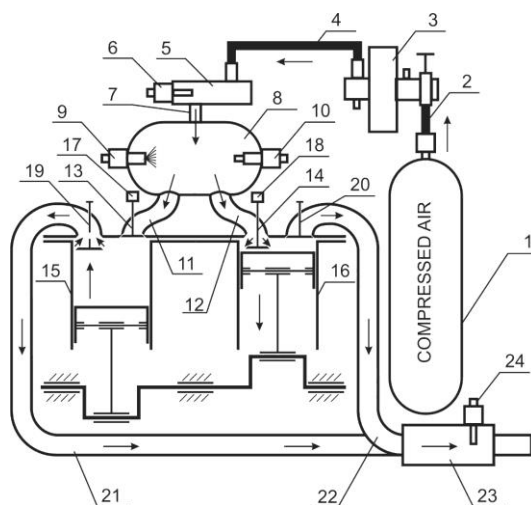


Рисунок 1 – Схема двигуна зовнішнього згорання

Повітря з балона 1 під тиском до 30-50 МПа і температурі навколишнього середовища по трубопроводу 2 надходить до редуктора 3, по трубопроводу 4 - до буферної ємності 5, що оснащена датчиком тиску 6. В ній редуктором 3 підтримується тиск 1-5 МПа. З буферної ємності 5 повітря по трубопроводу 7 надходить в камеру згорання 8, оснащеною форсункою для подачі палива 9 і пристроєм для запалювання паливо-повітряної суміші 10. Камера згорання 8 каналами 11 і 12 з'єднана з робочими циліндрами 15 і 16. Привід впускних клапанів 13 і 14 здійснюється за допомогою електрогідравлических пристроїв 17 і 18. Відпрацьовані гази через випускні клапани 19 і 20 і випускні канали 21 і 22 відводяться в випускний колектор 23, а потім в навколишнє середовище. Температура продуктів згорання контролюється датчиком температури 24.

Варіанти підігріву стисненого повітря за допомогою нагрівачів різних конструкцій досить змістовно викладені в патентах, отриманих групою фахівців ХНАДУ. Ці конструкції представлені на рис. 2 і 3 [2, 3].

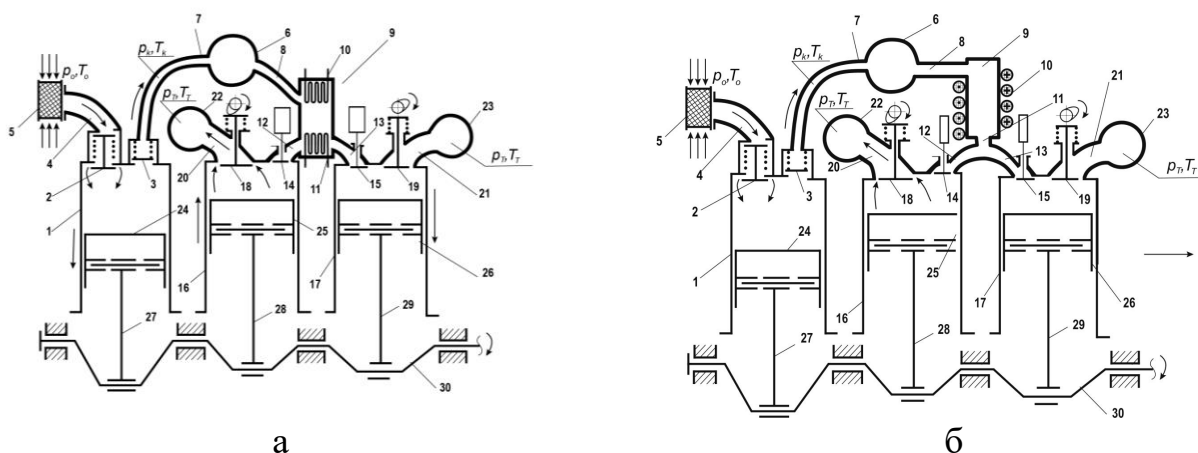


Рисунок 2 – Варіанти підігріву розширювальної камери пневмодвигуна за допомогою нагрівачів (а) і індукційного нагріву (б)

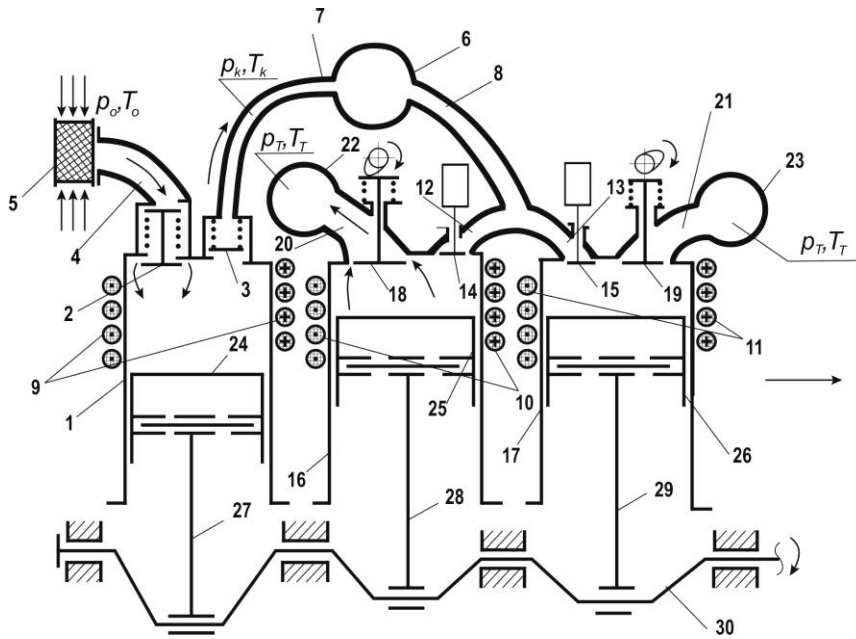


Рисунок 3 – Варіант підігріву циліндрів пневмодвигуна за допомогою індукційного нагріву

Література

1. Концепция создания пневматического двигателя для автомобиля: монография / А.И. Воронков, Д.Б. Глушкова, В.А. Карпенко и др. – Харьков : ХНАДУ, 2019. – 256 с.
2. Патент на корисну модель 151743 Україна, МПК F02В 47/10. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна з індукційним підігрівом повітря у вхідному каналі / Гнатов А. В.; Аргун Щ. В.; Воронков О. І.; Гнатова Г. А.; Нікітченко І. М. – № u202107638; заяв. 28.12.2021; опубл. 07.09.2022, бюл. № 36.
3. Патент на корисну модель 151744 Україна, МПК F02В 47/00. Спосіб роботи поршневого теплового двигуна з індукційним підігрівом повітря у циліндрах / Гнатов А. В.; Аргун Щ. В.; Воронков О. І.; Гнатова Г. А.; Нікітченко І. М. – № u202107641; заяв. 28.12.2021; опубл. 07.09.2022, бюл. № 36.

Петухов Ілля Іванович, к.т.н., доцент, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» ilya2950@gmail.com
 Лисиця Олексій Юрійович, к.т.н., доцент, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» a.lisitsa@khai.edu

CFD-МОДЕЛЮВАННЯ ПОТОКОРОЗПОДІЛУ ТА ТЕПЛООБМІНУ В ЕЛЕМЕНТАХ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ВОДНЮ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

На сьогоднішній день можливості підвищення енергетичної та екологічної ефективності двигунів на вуглеводневих паливах практично

вичерпані. Серед альтернативних палив, особливо для двигунів внутрішнього згорання, беззаперечним лідером є водень. Він має найвищу масову теплоту згорання, не утворює вуглецевих викидів, однак відрізняється дуже низькою густиною та високим коефіцієнтом дифузії, а у рідкому стані ще й низькою температурою зберігання. Усе це суттєво ускладнює реалізацію потенціалу водню як палива. Тому методи накопичення водню поряд з технологіями його виробництва та транспортування активно удосконалюються з урахуванням енерго-економічних показників.

Стиснення та зрідження є основними способами ефективного накопичення водню на транспортних засобах. Для використання в газотурбінних двигунах ефективним рішенням є зберігання водню у рідкому стані. Кріогенні компоненти доцільно заправляти у паливні баки в переохолодженому (нижче температури насичення при атмосферному тиску) стані. Це зменшує втрати на випаровування, збільшує кавітаційний запас, густину та холодоресурс рідини. Однак низькі температури компонентів та вибухонебезпечність водню значно ускладнюють реалізацію охолодження, а отже – ці питання також потребують детального вивчення.

Використання рідкого водню додатково ускладнюється реалізацією парорідинного стану потоку на окремих етапах технологічного циклу. Такі парорідинні стани сильно змінюють характер течії і теплообміну, а також умови реалізації критичних явищ в потоці. Достовірний опис теплофізичних властивостей водню і врахування режимів течії у всьому діапазоні робочих та геометричних параметрів є обов'язковими умовами при математичному моделюванні процесів транспортування від бака до камери згорання, а також в усіх елементах системи подачі палива.

Ступінь деталізації процесів в потоці, а також рівень розрахункової моделі визначаються задачею, що необхідно вирішити. Так, для швидкоплинних перехідних процесів у трубопроводах та інших елементах системи подачі водню використовується CFD-моделювання потоку в тривимірній нестационарній постановці. Для окремих елементів системи подачі палива раціонально розглядати двовимірну чи одновимірну моделі з відповідними картами режимів течії киплячого водню.

Для математичного моделювання течії водню використовуються моделі механіки однофазних і гетерогенних середовищ з відповідними граничними умовами. Для розрахунку теплообмінного апарату чи трубопроводу без теплоізоляції задача зовнішнього теплообміну вирішується з урахуванням осідання на зовнішній стінці конденсованої фази (водяного льоду і компонентів повітря).

При CFD-моделюванні теплогідралічних процесів у водневому двигуні використовується RANS-підхід, оскільки він вважається для даного класу задач найбільш надійним та потребує відносно небагато комп'ютерних ресурсів у порівнянні з іншими підходами. Проте для деяких процесів, зокрема з можливими вираженими зонами інтенсивної турбулентності, доцільно використовувати LES-підхід.

З урахуванням того, що на сьогоднішній день питання моделювання

однофазних течій вивчені достатньо, найбільший інтерес представляють питання опису саме багатозфазних течій. Для цього при CFD-моделюванні використовуються моделі багатозфазного потоку «VOF» і «Euler». Незважаючи на те, що Ейлерова модель є гетерогенною, а отже більш точною, для ряду задач доцільніше використовувати гомогенну модель «VOF». Такий спрощений підхід виправданий у випадках моделювання складної геометрії і використання розрахункових сіток з великою кількістю елементів, а також – коли швидкості рідкої і газоподібної фаз водневого потоку є близькими.

Для моделювання більшості теплогідравлічних процесів в системі подачі водневого палива застосовується модель турбулентності «Realizable k- ϵ ». Для описання течії в теплообмінному апараті та деяких елементах з можливим інтенсивними локальними вихровими зонами альтернативою може виступити модель турбулентності «k- ω ». Задача може розглядатися як у стаціонарній, так і у нестаціонарній постановці, для чого використовуються «Steady» і «Transient» вирішувачі, відповідно.

При моделюванні процесів в окремих елементах необхідне врахування теплоізоляції, без якої внаслідок великого градієнту температури між внутрішнім контуром та зовнішнім середовищем фактично неможливе транспортування водню в рідкому стані. Вакуумно-порошкова теплоізоляція забезпечує ефективний коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{эф}}=(1\dots 8)\times 10^{-3}$ Вт/(м К), режими теплообміну в розрідженому газі реалізуються вже при тисках 1...10 Па. При багатосаровій екрано-вакуумній теплоізоляції коефіцієнт ефективної теплопровідності становить $\lambda_{\text{эф}}=(0,04\dots 0,8)\times 10^{-3}$ Вт/(м К), але необхідно для цього вакуумувати до 0,01 Па.

Таким чином, детальне CFD-моделювання потокорозподілу та теплообміну в елементах системи подачі водню дозволить проектувати та виготовляти ефективніші елементи двигуна та паливної системи. Це дасть можливість підвищити ефективність використання холодоресурсу рідкого водню, уникнути нерозрахункових та критичних режимів роботи систем, покращити безпеку зберігання та подачі палива, забезпечити більш контрольований процес подачі водню в камеру згоряння. Зазначене, зрештою, призведе до зниження витрати рідкого водню та маси паливної системи, зменшення забруднення навколишнього середовища, підвищення безпеки використання водню в якості палива.

Погорлецький Дмитро Сергійович, к.т.н. Херсонська державна морська академія, dimon150582@gmail.com.

Гришук Ігор Валерійович, д.т.н. проф. Херсонська державна морська академія, gritsuk_iv@ukr.net.

Худяков Ігор Валентинович, к.т.н. Херсонська державна морська академія, igor.khudiakov563@gmail.com.

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

Головащенко Олексій Володимирович, аспірант Національний транспортний університет, venger.a79@gmail.com

ОСОБЛИВОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ДЛЯ РОБОТИ НА НАФТОВОМУ І ЗРІДЖЕНОМУ ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Вирішення задач в частині розробки методу дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортних засобів з двигунами, переобладнаними для роботи на газовому паливі, оснащених системою теплової підготовки на основі теплового акумулятора фазового переходу, базується на реалізації системної взаємодії трьох взаємопов'язаних її складових: інформаційної, аналітичної та енергетичної.

Функціональна схема формування теплової підготовки двигуна ТЗ для роботи на рідкому нафтовому і зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації представлена на (рис. 1). Для реалізації енергетичної та аналітичної складових системи інформаційна складова передбачає забезпечення ідентифікації, моніторингу й діагностування технічного стану та забезпечення інформації про теплову підготовку транспортного двигуна від системи дистанційного моніторингу (СДМ) в умовах ITS [1].

Енергетична складова забезпечує формування процесів теплової підготовки транспортного двигуна в процесах передпускової і післяпускової теплової підготовки завдяки тепловій енергії відпрацьованих газів (ВГ) двигуна. Теплова енергія відпрацьованих газів може утилізуватися та акумулюватися в ТАФП СТП. Аналітична складова системи призначена для розрахунково-аналітичного забезпечення (супроводу) виконання передпускової і післяпускової теплової підготовки транспортного двигуна в процесах роботи на рідкому нафтовому і зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації.

Вибір способу формування теплової підготовки транспортного двигуна ТЗ в умовах експлуатації можна виразити як вибір та використання того чи іншого способу удосконалення двигуна ТЗ. Процес формування теплової підготовки двигуна ТЗ для роботи на рідкому нафтовому газовому і зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації передбачає уточнення інформації про фактичний технічний стан ТЗ, методи й засоби її реалізації та забезпечення підвищення ефективності паливовикористання та екологічної безпеки транспортних засобів в умовах експлуатації.

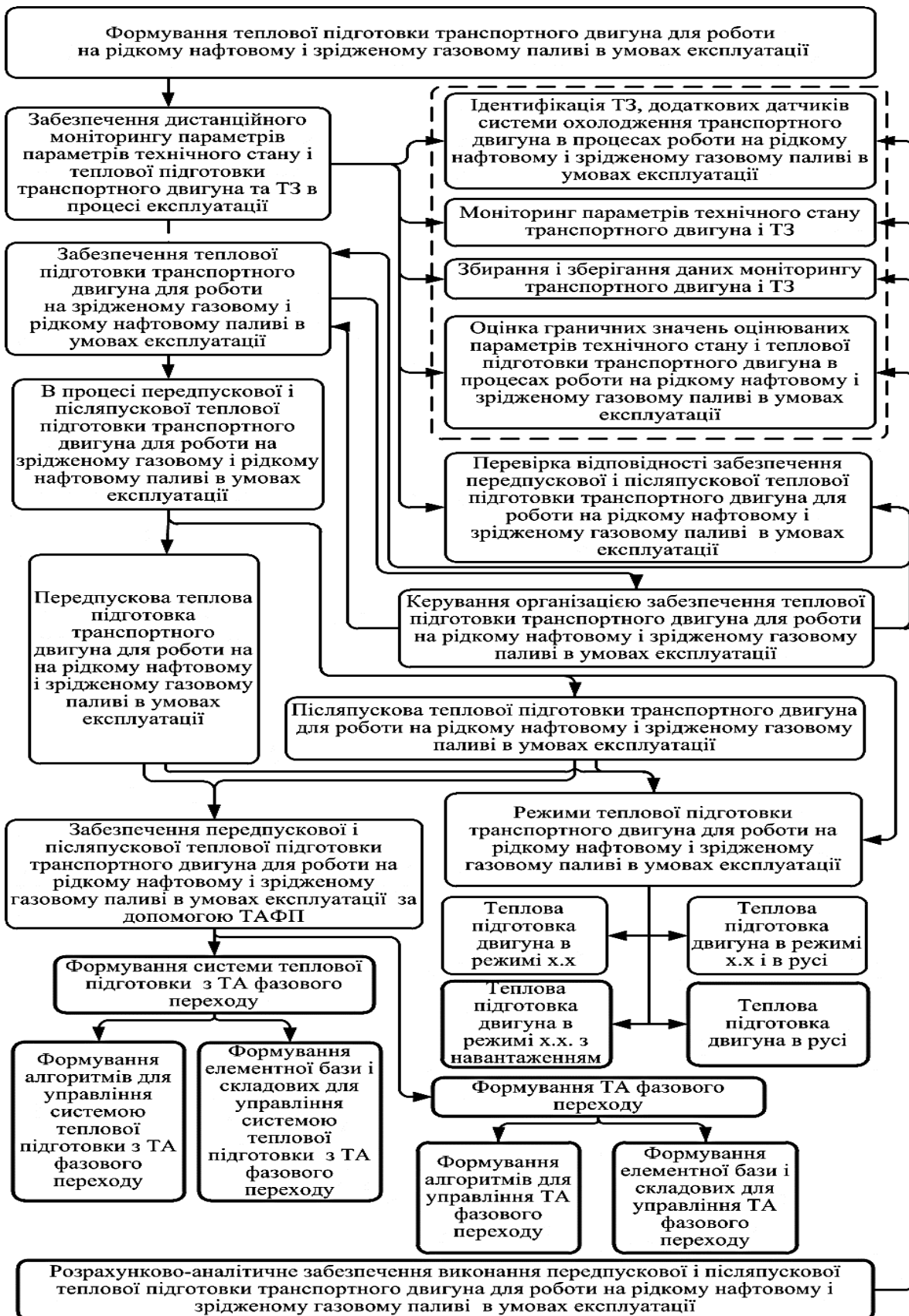


Рисунок 1 – Функціональна схема формування теплової підготовки двигуна ТЗ для роботи на рідкому нафтовому і зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації

Рішення про використання одного або іншого способу теплової підготовки у відповідних умовах експлуатації приймається на основі запропонованого підходу забезпечення теплової підготовки в процесах її формування. Остаточне рішення щодо забезпечення теплової підготовки двигунів ТЗ не є однозначним, тому що у кожному конкретному випадку визначається завдяки чому та за допомогою якого з варіантів підходу буде отримано найкращий результат і спосіб її реалізації.

Висновок. Із представленої схеми видно, що в процесі керування організацією забезпечення теплової підготовки транспортного двигуна з використанням СТП на основі ТАФП реалізуються два напрями, а саме передпускова тепла підготовка двигуна ТЗ та післяпускова. Особливості забезпечення теплової підготовки двигуна ТЗ, що працює на рідкому нафтовому та зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації, здійснюються на основі формування алгоритмів керування системою і елементної бази та складових для керування системою.

Література

1. Погорлецький Д.С. Особливості застосування систем теплової підготовки для полегшення пуску транспортних двигунів, працюючих на зрідженому газовому паливі / Науковий вісник Херсонської державної морської академії № 2 (17), 2017. – 181-186 с. ISSN 2313-4763, Херсон.

2. Погорлецький Д.С. Структура вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива, в умовах експлуатації засобами ITS / 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. – 442 с. : іл., табл. (укр., рос., англ. мовами) ISBN 978-966-2245-53-0, Херсон, р. 383-394.

3. 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.

4. Грицук І.В., Погорлецький Д.С., Адров Д.С., Білай А.В.. Особливості визначення витрати палива та викидів шкідливих речовин двигунів транспортних засобів, що працюють на газовому паливі. Двигуни внутрішнього згоряння // Науково-технічний журнал. Харків: НТУ “ХПІ”. – 2021. – №1. С. 102.

Погорлецький Дмитро Сергійович, к.т.н. доц. Херсонська державна морська академія, dimon150582@gmail.com.

Гришук Ігор Валерійович, д.т.н. проф. Херсонська державна морська академія, gritsuk_iv@ukr.net.

Худяков Ігор Валентинович, к.т.н. Херсонська державна морська академія, igor.khudiakov563@gmail.com.

Головащенко Олексій Володимирович, аспірант Національний транспортний університет, venger.a79@gmail.com

ОСОБЛИВОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ДЛЯ РОБОТИ НА РІДКОМУ НАФТОВОМУ І ЗРІДЖЕНОМУ ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ОСНОВІ ІНФОРМАЦІЙНОЇ СКЛАДОВОЇ В МЕЖАХ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ

Вирішення задач в частині розробки методу дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортних засобів з двигунами, переобладнаними для роботи на газовому паливі, оснащених системою теплової підготовки на основі теплового акумулятора фазового переходу, базується на реалізації системної взаємодії трьох взаємопов'язаних її складових: інформаційної, аналітичної та енергетичної.

Функціональна схема формування теплової підготовки двигуна ТЗ для роботи на рідкому нафтовому і зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації представлена на (рис. 1). Для реалізації енергетичної та аналітичної складових системи інформаційна складова передбачає забезпечення ідентифікації, моніторингу й діагностування технічного стану та забезпечення інформації про теплову підготовку транспортного двигуна від системи дистанційного моніторингу (СДМ) в умовах ITS [1].

Енергетична складова забезпечує формування процесів теплової підготовки транспортного двигуна в процесах передпускової і післяпускової теплової підготовки завдяки тепловій енергії відпрацьованих газів (ВГ) двигуна. Теплова енергія відпрацьованих газів може утилізуватися та акумулюватися в ТАФП СТП. Аналітична складова системи призначена для розрахунково-аналітичного забезпечення (супроводу) виконання передпускової і післяпускової теплової підготовки транспортного двигуна в процесах роботи на рідкому нафтовому і зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації.

Вибір способу формування теплової підготовки транспортного двигуна ТЗ в умовах експлуатації можна виразити як вибір та використання того чи іншого способу удосконалення двигуна ТЗ. Процес формування теплової підготовки двигуна ТЗ для роботи на рідкому нафтовому газовому і зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації передбачає уточнення інформації про фактичний технічний стан ТЗ, методи й засоби її реалізації та забезпечення підвищення ефективності паливовикористання та екологічної безпеки транспортних засобів в умовах експлуатації.

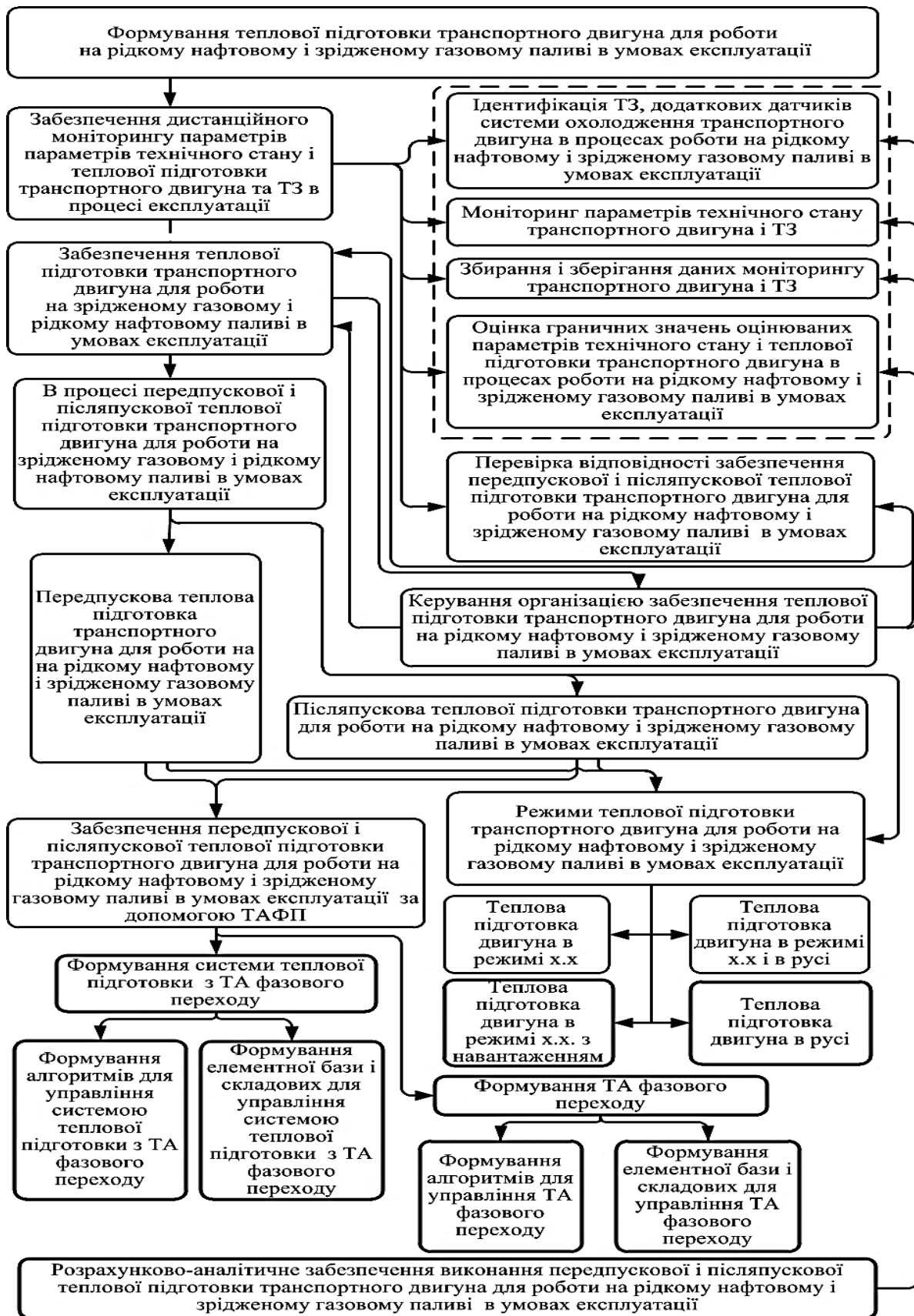


Рисунок 1 – Функціональна схема формування теплової підготовки двигуна ТЗ для роботи на рідкому нафтовому і зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації

Рішення про використання одного або іншого способу теплової підготовки у відповідних умовах експлуатації приймається на основі запропонованого підходу забезпечення теплової підготовки в процесах її формування. Остаточне рішення щодо забезпечення теплової підготовки двигунів ТЗ не є однозначним, тому що у кожному конкретному випадку визначається завдяки чому та за допомогою якого з варіантів підходу буде отримано найкращий результат і спосіб її реалізації.

Висновок. Із представленої схеми видно, що в процесі керування організацією забезпечення теплової підготовки транспортного двигуна з використанням СТП на основі ТАФП реалізуються два напрями, а саме передпускова тепла підготовка двигуна ТЗ та післяпускова. Особливості забезпечення теплової підготовки двигуна ТЗ, що працює на рідкому нафтовому та зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації, здійснюються на основі формування алгоритмів керування системою і елементної бази та складових для керування системою.

Література

5. Погорлецький Д.С. Особливості застосування систем теплової підготовки для полегшення пуску транспортних двигунів, працюючих на зрідженому газовому паливі / Науковий вісник Херсонської державної морської академії № 2 (17), 2017. – 181-186 с. ISSN 2313-4763, Херсон.

6. Погорлецький Д.С. Структура вимірjuвального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива, в умовах експлуатації засобами ITS / 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. – 442 с. : іл., табл. (укр., рос., англ. мовами) ISBN 978-966-2245-53-0, Херсон, р. 383-394.

7. 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.

8. Грицук І.В., Погорлецький Д.С., Адров Д.С., Білай А.В.. Особливості визначення витрати палива та викидів шкідливих речовин двигунів транспортних засобів, що працюють на газовому паливі. Двигуни внутрішнього згорання // Науково-технічний журнал. Харків: НТУ “ХПІ”. – 2021. – №1. С. 102.

Авершин Андрій Геннадійови, к.т.н., асистент каф. деталей машин і теорії механізмів і машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, avershin.andrey@gmail.com, +380506472696

АЕРОДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ТИПУ «МИНИВЭН» ПІД ЧАС ЗБЛИЖЕННЯ НА ОДНІЙ ПОЛОСІ

Питаннями дослідження й удосконалювання аеродинамічних характеристик гоночних автомобілів почали займатися ще на зорі автомобільної ери. Спочатку це було сліпе копіювання форм із суміжних галузей таких як кораблебудування та дирижаблебудування. Реальні комплексні дослідження в галузі аеродинаміки автомобіля, в тому числі гоночного, стали розвиватися з 50-х років ХХ століття.

З 90-х років минулого століття спостерігається бурхливий ріст досліджень у галузі аеродинаміки гоночних автомобілів, пов'язаних із чисельними методами.

Однак аналіз публікацій вказує на те що, аеродинамічна оптимізація дорожнього транспорту часто проводиться в повномасштабних автомобільних аеродинамічних трубах без урахування реальних умов дорожнього руху, які можуть суттєво змінити аеродинамічні характеристики ізолюваного транспортного засобу. Отже спостережувані явища не завжди репрезентативні для дійсності. Особливо це стосується транспортних засобів різного розміру та форми, де ефекти маневру при обгоні можуть призвести до можливих проблем зі стійкістю, а також до зміни напрямку руху. Це демонструє необхідність певної обережності при проектуванні транспортних засобів і що стратегія оптимізації форм автомобіля все ще необхідна [1, 2].

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, відпрацьовування методів математичного моделювання аеродинамічних характеристик є актуальним завданням і визначає напрямок дослідження

Постановка задачі

Чисельне моделювання [1,3] стаціонарного та нестаціонарного обтікання виконане за допомогою програмного комплексу OpenFOAM. 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.

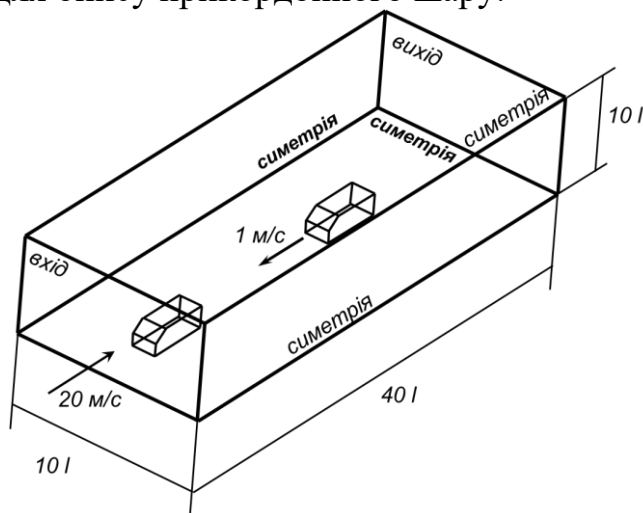


Рисунок 1 – Схема розрахункової області навколо автомобілів

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].

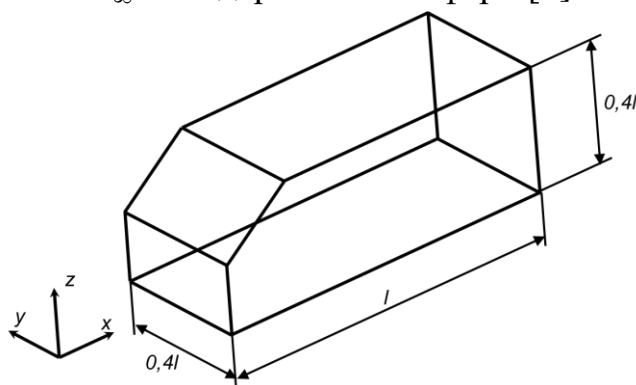


Рисунок 2 – Тривимірний модель

Транспортний засіб Рис. 2 являє собою «мінівен» з зазначеними на рисунку відносними розмірами.

Питання обгону одного транспортного засобу іншим вирішувалось як відносний рух одно транспортного засобу відносно нерухомого іншого транспортного засобу, які обдувалися зустрічним потоком повітря (Рис. 3) [5,6].

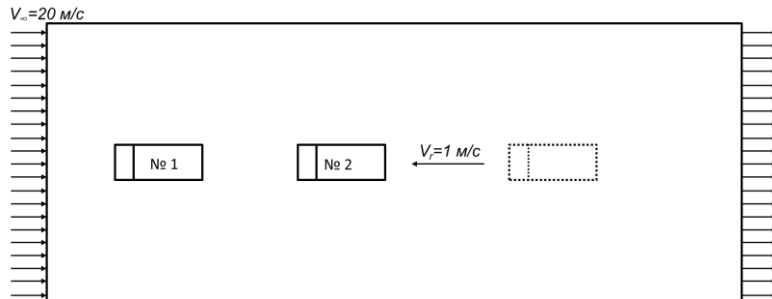


Рисунок 3 – Постановка задачі

Дослідження аеродинамічних характеристик транспортних засобі під час зближення на одній полосі

Результати нестационарного розрахунку представлено на рисунках 4 –9

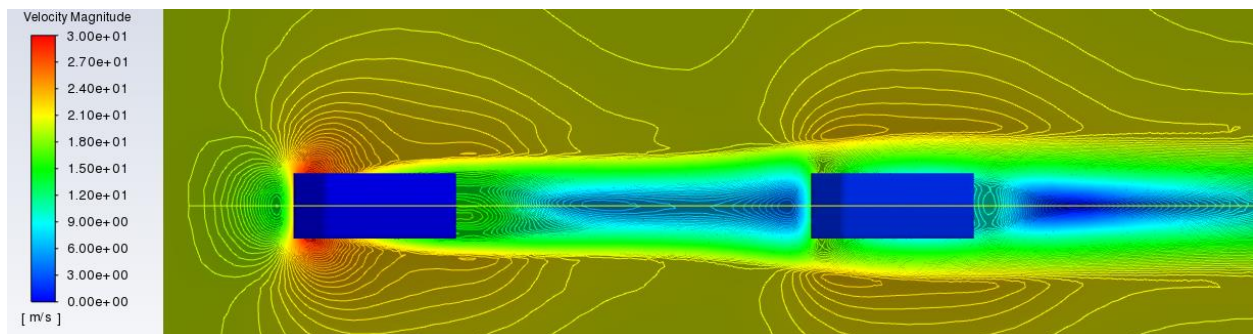


Рисунок 2.4 Поля швидкостей навколо транспортних засобів (відстань 10м)

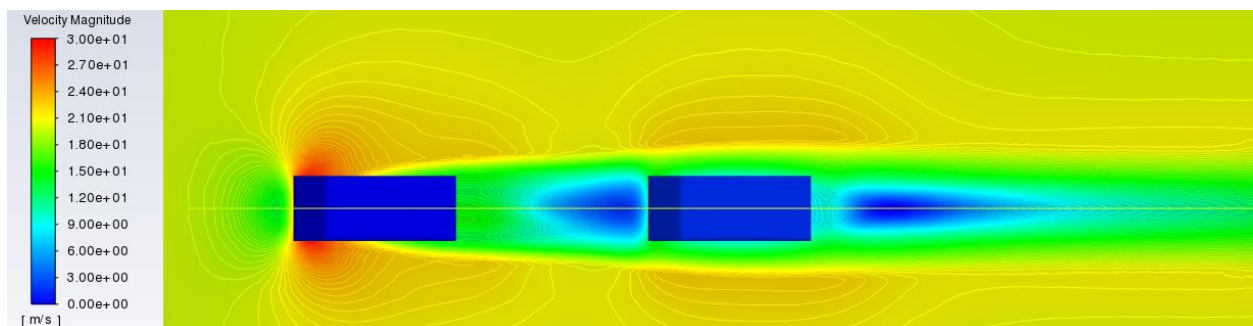


Рисунок 2.5 Поля швидкостей навколо транспортних засобів (відстань 5м)

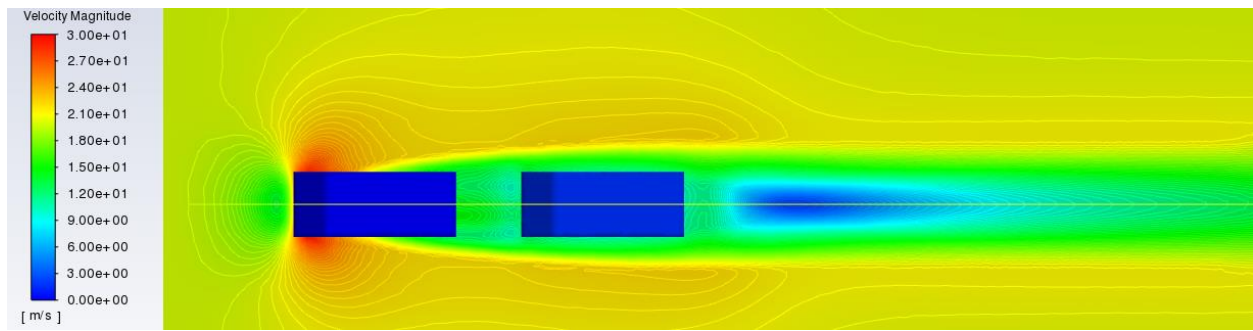


Рисунок 2.6 Поля швидкостей навколо транспортних засобів (відстань 2м)

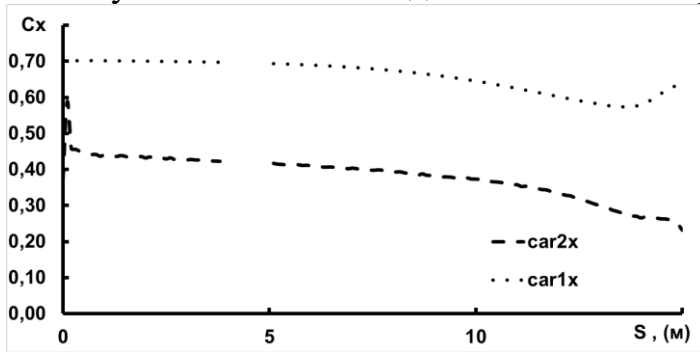


Рисунок 2.7 Коефіцієнт аеродинамічного опору транспортних засобів

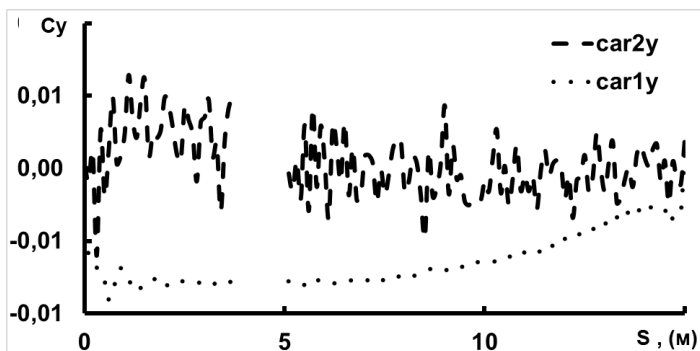


Рисунок 2.8 Коефіцієнт бічного опору транспортних засобів

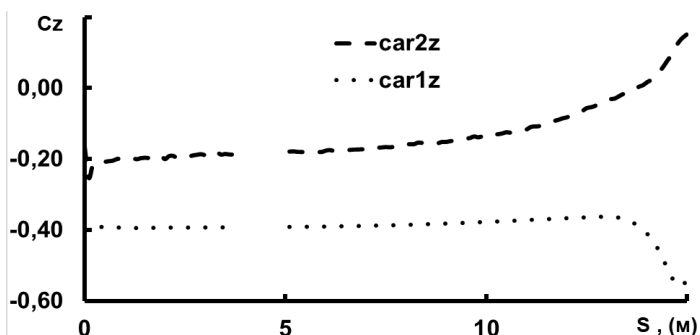


Рисунок 2.9 Коефіцієнт підйимальної сили транспортних засобів

Аналіз нестационарного розрахунку дає нам уявлення про аеродинамічну взаємодію двох транспортних засобів. Завдяки чому можна оцінити вплив аеродинамічних сил, що діють на транспортні засоби під час обгону. Уявлення

про цей вплив дозволяє проектувати інтелектуальні системи керування транспортних засобів.

2.4 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.

Біловол О.В., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВНУТРІШНІЙ ЧАС МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ

Розглянемо класичну молекулярну модель тіла у вигляді системи матеріальних точок. Руху такої системи відповідає рух фазової рідини у багатовимірному просторі.

Невизначеність процедури осереднення для частки фазової рідини передбачає необхідність розглядати кілька траєкторій частки. Одну з них можна вважати основною, а інші результатом її збурення. Канонічні рівняння мають вигляд рівнянь автономної динамічної системи, тобто

$$\dot{\mathbf{r}} = \mathbf{F}(\mathbf{r}) = \mathbf{B} \frac{\partial H}{\partial \mathbf{r}},$$

де H - є функцією Гамільтона, а матриця \mathbf{B} - є антисиметричною і складена з нульових і одиничних матриць

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} \mathbf{O} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{I} & \mathbf{O} \end{pmatrix}.$$

Слід зауважити, що макроскопічність системи не пов'язана на пряму з якимось певним фізичним масштабом, а є результатом неможливості точного визначення стану системи. Навіть, якщо системою є одна матеріальна точка, її образ займає певну частину фазового простору, тобто є у певному розумінні макроскопічним. Іншими словами, канонічні рівняння описують середній (макроскопічний) рух точки. У зв'язку з цим виникає нова якість: система в середньому повинна рухатись по гіперповерхні, на якій залишається сталою механічна енергія. Це один з прикладів дії діалектичного закону переходу кількісних змін у якісні, тобто завдяки осередненню породжується новий вид руху – колективний рух, який характеризується макроскопічним параметром – механічною енергією.

Позначимо основне рішення \mathbf{r}_0 , а його збурення $\mathbf{y} = \mathbf{r} - \mathbf{r}_0$. Відповідне ліанеризоване рівняння будуть мати вигляд

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{A}\mathbf{y},$$

де матриця ліанеризації

$$\mathbf{A} = \left. \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{r}} \right|_{\mathbf{r}_0}.$$

Матриця \mathbf{A} характеризується власними векторами \mathbf{e}_i і власними значеннями ρ_i :

$$\mathbf{A}\mathbf{e}_i = \rho_i \mathbf{e}_i.$$

Початкове збурення буде змінюватися у часі відповідно до формули

$$\mathbf{y} = \mathbf{y}(t_0) \exp(\mathbf{p}(t - t_0)),$$

де \mathbf{p} - стовпчик складений з власних значень.

Для загальної характеристики стійкості траєкторії по відношенню до збурень вздовж напрямків власних векторів використовують характеристичні показники Ляпунова, що складають стовпчик

$$\lambda = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t - t_0} \int_{t_0}^t \operatorname{Re}[\mathbf{p}(t')] dt'.$$

Від'ємні ляпуновські показники відповідають напрямкам, в яких відбувається стиснення частки фазової рідини, а додатні напрямкам, в яких відбувається її розширення. Середня вздовж траєкторії дивергенція швидкості фазового потоку і, відповідно, еволюція фазового об'єму частки фазової рідини визначається сумою ляпуновських показників.

Для консервативних систем, з якими ми в даному випадку маємо справу, фазовий об'єм часток не змінюється і сума ляпуновських показників дорівнює нулю. Тобто, $\sum \lambda_i = 0$.

Наявність одночасно додатних і від'ємних показників вказує на існування множини у фазовому просторі дрібної розмірності з хаотичною динамікою (*хаотичного атратора*). Важливою характеристикою геометричної структури такого атратора є розмірність, яка залежить від метричних властивостей атратора. Таку розмірність називають фрактальною:

$$d = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{\ln(M(\varepsilon))}{\ln(\frac{1}{\varepsilon})},$$

де $M(\varepsilon)$ - мінімальна кількість кубів зі стороною ε необхідна для покриття всієї множини.

Залежно від сигнатури коефіцієнтів Ляпунова може утворюватись певна ієрархія хаотичних атраторів, верньою ланкою якої безумовно є гіперповерхня, що відповідає енергії системи і щільно заповнює доступну область фазового простору.

Моделювання і аналіз поведінки об'єму частки у фазовому просторі показує, що має місце її розтягування вздовж атрактора і стиснення у поперечному напрямку. Згодом точки фазової рідини поширюються на весь простір зайнятий атрактором. Відбувається релаксація системи, тобто перехід у врівноважений стан.

Виникає необхідність розглядати інший ансамбль, який відрізняється від ансамблю Гіббса тим, що зосереджений на цьому атракторі.

Позначимо густину фазової рідини на атракторі $\rho' = \rho'(\mathbf{r}')$, де \mathbf{r}' - радіус-вектор на гіперповерхні, який в загальному випадку може бути введений тільки локально. Тоді з урахуванням рівнянь нерозривності

$$\frac{d}{dt}(\ln \rho - \ln \rho') = \frac{\partial}{\partial \mathbf{r}'} \mathbf{F}' - \frac{\partial}{\partial \mathbf{r}} \mathbf{F},$$

де \mathbf{F}' - проекція вектора \mathbf{F} на гіперповерхню.

Вочевидь, середнє значення вздовж траєкторії

$$\begin{aligned} & \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t - t_0} \int_{t_0}^t \left(\frac{\partial}{\partial \mathbf{r}'} \mathbf{F}' - \frac{\partial}{\partial \mathbf{r}} \mathbf{F} \right) dt' = \\ & = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t - t_0} \int_{t_0}^t \frac{\partial}{\partial \mathbf{r}'} \mathbf{F}' dt' - \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t - t_0} \int_{t_0}^t \frac{\partial}{\partial \mathbf{r}} \mathbf{F} dt' = \\ & = \sum \lambda'_i - \sum \lambda_i = \sum_{\lambda' < 0} \lambda'_i + \sum_{\lambda' > 0} \lambda'_i - \sum \lambda_i = \\ & = \sum_{\lambda < 0} (d_i - 1) \lambda_i > 0, \end{aligned}$$

де d_i - фрактальні розмірності у напрямках скорочення фазового об'єму .

Розглянемо величини, пропорційні середнім значенням логарифмів фазової густини $\rho(\mathbf{q}, \mathbf{p})$:

$$S = -\int \rho \ln \rho dV, S' = -\int \rho' \ln \rho' dV'.$$

Їх різниця

$$\Delta S = S' - S = \int \rho \ln \rho dV - \int \rho' \ln \rho' dV'$$

вздовж кожної траєкторії в межах частки фазової рідини не зменшується,

$$\frac{d}{dt} \Delta S = - \int \rho \left(\frac{\partial}{\partial \mathbf{r}} \mathbf{F} \right) dV + \int \rho' \left(\frac{\partial}{\partial \mathbf{r}'} \mathbf{F}' \right) dV' \geq 0,$$

якщо вважати, що система є *ергодичною*, тобто, середнє значення дивергенції по ансамблю можна замінити середнім за часом. Можна скласти ці нерівності по всім траєкторіям, одержимо відповідну нерівність для частки фазової рідини.

Величину ΔS можна вважати внутрішнім часом. Її зростання обумовлює відмінність майбутніх подій від минулих, що є невід'ємною властивістю суб'єктивного часу. Виходячи з попередніх міркувань, незалежно від напрямку відрахування фізичного часу, внутрішній час буде завжди спрямований від минулого до майбутнього. При наближенні до стану рівноваги внутрішній час уповільнюється, а фізичний час, відповідно, прискорюється по відношенню до внутрішнього. Внутрішній час ΔS є також універсальним, як і фізичний, з тієї причини, що визначається для кожної системи за однією формулою.

Література

1. Сучасна фізика як новітня натуральна філософія/ О.В. Біловол, Харків: ФОП Панов А,М., 2019. 116 с.

Богдан Дмитро Іванович, к.т.н., доц., ХНАДУ, phd.bogdan@gmail.com,
Єгоров Павло Анатолійович, к.т.н., доц., ХНАДУ, phd.egpavel@gmail.com

ГАЛТУВАННЯ ЯК НЕВІД'ЄМНА ЧАСТИНА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЦИКЛУ ВИРОБНИЦТВА ДЕТАЛЕЙ ЗА ДОПОМОГОЮ ЛАЗЕРНОЇ РІЗКИ

Останнім часом набули поширення вібраційні методи обробки. Їх застосування сприяє інтенсифікації різних процесів, підвищує якість обробки, рівень механізації та автоматизації багатьох трудомістких робіт, економічну ефективність і продуктивність праці.

Широкі технологічні можливості цього методу у поєднанні з високою продуктивністю на очисних, шліфувально-полірувальних і зміцнювальних операціях ставлять його до найбільш актуальних та перспективних способів обробки та зміцнення деталей машин та приладів. Висока інтенсивність і

економічність вібраційних процесів обумовлюються можливістю одночасної обробки великої кількості деталей по всій їх поверхні.

Особливої актуальності галтування набуло при обробці після штамповки деталей з листового матеріалу, яка часто застосовується при виробництві кузовів автомобіля.

Широкого поширення набула технологія лазерного розкроювання листового матеріалу. Це обумовлено насамперед низьким співвідношенням вартості робіт з обробки до вартості матеріалу, що сприятливо позначається на собівартості кінцевого виробу, оскільки частіше за все вартість механічної обробки перевищує вартість самого матеріалу. За рахунок високого ступеня автоматизації технологічного процесу різання в деяких випадках вартість робіт може наближатися до вартості матеріалів і навіть поступатися їй. Це пояснюється використанням автоматизованого проектування в сучасних САПР, що мають вбудований модуль роботи з листовим матеріалом, використанням САПР з оптимізації розкрою, що мінімізують витрати і довжину різки, розкромом на автоматизованих верстатах.

Як основний недолік одержуваних за допомогою лазерної різки деталей можна виділити оплавлення торцевої поверхні деталі, що особливим чином проявляється при обробці деталей з матеріалів з високою теплопровідністю (нержавіюча сталь, мідь, латунь і т. д.).

У разі ручної зачистки деталі повністю нівелюються всі переваги даного методу отримання деталей. Тому пропонується досконаліший метод обробки деталей після лазерного різання – галтування.

Сутність процесу вібраційної обробки полягає в послідовному нанесенні на поверхню оброблюваних деталей великої кількості мікроударів безліччю частинок робочого середовища при їх взаємному зіткненні і ковзанні, викликаних дією спрямованих вібрацій, що передаються робочій камері, в якій розміщені оброблювані деталі і робоче середовище. Його основою є механічне або механохімічне знімання дрібних частинок металу і його оксидів з оброблюваної поверхні, а також згладжування мікронерівностей шляхом їх пластичного деформування частинками робочого середовища, що здійснюють в процесі роботи коливальний рух [1, 3].

Процес вібраційної обробки протікає в такий спосіб. Оброблювані деталі завантажуються в робочу камеру, заповнену робочим середовищем з потрібними характеристиками. Робочій камері, що змонтована на пружинах і має можливість коливатися в різних напрямках, передається вібрація від вібратора з частотою $f = 15 - 50$ Гц і амплітудою від 0,5 до 9 мм. У процесі вібрування деталі і робоче середовище безперервно піддаються змінним по знаку прискоренням. Робоче середовище і оброблювані деталі мають інтенсивне відносне переміщення, здійснюючи два види рухів: колювання і повільне обертання (циркуляційний рух) [2]. Від стінок робочої камери вібрація передається по прилеглим шарам робочого середовища, які передають її іншій частині матеріалу і т.д.

У процесі обробки деталі займають різні положення в робочому середовищі і проходять різні зони робочої камери, що забезпечує досить рівномірну обробку всіх поверхонь деталей, що контактують з частинками робочого середовища.

Вплив на оброблювану деталь одночасно великої кількості мікроударів у різних напрямках сприяє утриманню її у зваженому стані, виключаючи, таким чином, грубі вибоїни та пошкодження [2].

Процес обробки може протікати без додавання рідини або з періодичним чи безперервним промиванням вмісту робочої камери (деталей, робочого середовища) мастильно-охолоджуючої рідиною. Остання забезпечує видалення продуктів зносу (часток металу і абразиву) з поверхні деталей і частинок робочого середовища, змочує їх, сприяє розділенню і рівномірному розподілу деталей в робочому середовищі. Шляхом зміни рівня рідини в робочій камері регулюється інтенсивність обробки. До складу рідкого розчину можуть вводитися різні хімічні добавки зі спеціальними властивостями, що дозволяє регулювати інтенсивність процесу і якість обробки.

Залежно від призначення операції можуть застосовуватися металеві та неметалеві абразивні матеріали різних характеристик.

За формою робочої камери галтування бувають лоткові (рис. 1) та тороїдальні (рис. 2).

Лоткові галтовки мають переваги у вигляді можливості завантаження деталей великих габаритів, але разом з тим інтенсивність обробки деталей нижче в 1,5 рази, ніж у галтовок з тороподібною формою галтувальної камери.

Таким чином, зважаючи на широке поширення лазерного різання в металообробці сьогодні особливу актуальність набула необхідність усунення оплавлення і облою торця деталі. Запропонований авторами метод обробки, а саме галтування, має незаперечні переваги у зв'язку з високою автоматизацією і одночасною обробкою великої кількості деталей по всій її поверхні. Застосування галтування не знижує ефективність технологічного ланцюжка обробки деталей (проектування, лазерне різання, згинання, галтування, покриття, складання) і дозволяє уникнути ручних слюсарних операцій із усунення зазначених дефектів під час виготовлення деталей, що веде до зниження собівартості виробу і роблячи процес виготовлення деталей більш технологічним і доступним широкому колу споживачів.

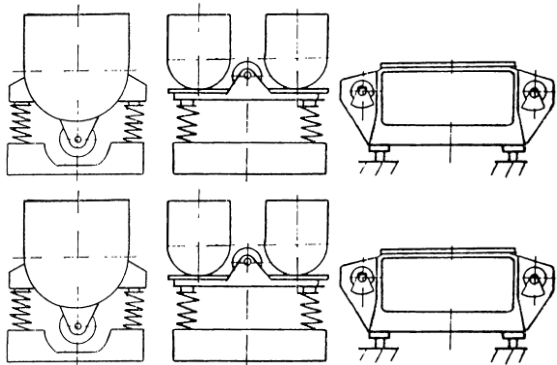


Рисунок 1. Компоновочні схеми лоткових галтовок

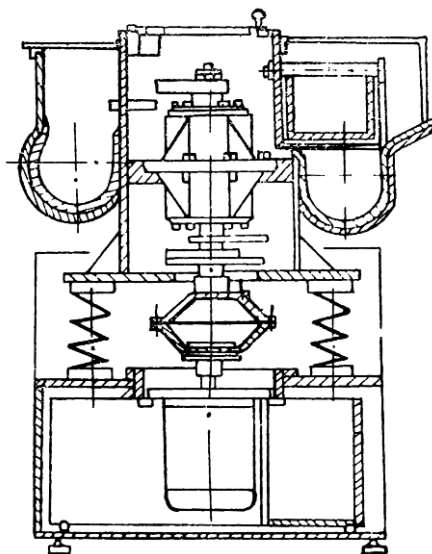


Рисунок 2. Схема галтувального станка с тороподібною робочою камерою

Застосування галтування в автомобілебудуванні також має особливу актуальність. Гострі кромки після штампування досить важко прибрати ручним способом через великі габарити деталі і невелику товщину листа. Вібраційна обробка дозволяє автоматизувати досить трудомісткий процес видалення окалини та масляного забруднення з листа перед нанесенням лакофарбового покриття. Крім того, регулярна створювана шорсткість на поверхні забезпечує хороше зчеплення з ґрунтом і, як наслідок, підвищує корозійну стійкість деталі.

Галтування деталей після термообробки має безперечну перевагу так як правильно підібраний розмір галтувальних тіл дозволяє одночасно обробити всю поверхню деталі досить складної форми. Необхідність ускладнення форм деталей найчастіше диктується необхідністю зниження матеріаломісткості при забезпеченні міцності. У свою чергу низька вага деталей забезпечує високу економічність при зниженні загальної маси автомобілів.

Література

1. Малкин Д. Д. Теория и конструирование объемных виброобработывающих устройств. – В кн.: Вибрационная техника в машиностроении. Львов, 1967.
2. Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах (Под ред. Карташова И. Н. и др.). Киев, 1975.
3. Tennakoon S. G. K., Behringer R. P. Vertical and horizontal vibration of granular materials: Coulomb friction and a novel switching state. Phys. Rev. Lett., 1998, 81. № 4, pp. 794-798.

Воропай Олексій Валерійович, д.т.н., зав. каф. деталей машин і теорії механізмів і машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, voropay.alexey@gmail.com, +380505249254

Гнатенко Григорій Олександрович, к.т.н., доцент каф. підйомно-транспортних машин і обладнання Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, gmatenko.kpi@gmail.com

ОПТИМІЗАЦІЯ 3D МОДЕЛІ ВАЛ-ШЕСТЕРНІ ДЛЯ ЇЇ ВИГОТОВЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ АДДИТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

В даний час існує безліч адитивних технологій, що дозволяють у порівняно короткі терміни отримати прототип виробу, що виготовлюється, а в ряді випадків і робочу деталь. Серед різноманітності адитивних технологій (Fused deposition modeling, Stereolithography, Selective laser sintering, Laminated object manufacturing, Multi-jet modeling, PolyJet, 3DP, Liquid interface production, Direct metal deposition and others) [1-4], деякі доступні широкому колу користувачів через їхню простоту і дешевизну. Серед таких доступних технологій Fused deposition modeling (FDM) та Stereolithography (STL або SLA).

Зазначені технології дозволяють отримати вироби з достатньою деталізацією та механічною міцністю для використання їх як кінцевих продуктів.

Експериментально встановлено, що для друку деталей обертання геометрична вісь симетрії моделі повинна бути вертикально. Дослідження показали, що практично неможливо надрукувати вали з номінальними розмірами (без припусків). При спробі надрукувати одразу реальну конструкцію валу завжди виникають проблеми з відхиленням геометричної форми та її розмірів (і навіть дефекти) на початковій ділянці (рис. 1). Тому необхідно в конструкції деталі передбачати додаткові циліндричні ділянки, які друкуються найпершими. Для подальшої механічної обробки поверхонь деталей обертання на токарному верстаті, ці циліндричні ділянки допоможуть: уникнути спотворень наступних ділянок деталі, підвищити міцність закріплення деталі у 3-х кулачковому патроні та забезпечити необхідну точність центрування. Після токарної механічної обробки ці додаткові ділянки відрізаються.

Зауважимо, що використання додаткових масивних початкових ділянок також дозволяє уникнути відомої проблеми відриву заготовки під час друку (рис. 2).

Для забезпечення якісного друку зубчастих коліс при створенні або підготовці 3D моделі до друку повинні бути передбачені додаткові напливи або опори під зубці та виступи. Як правило, сучасні "слайсери" пропонують створення додаткових підкріплень/підпірок на неробочій поверхні (рис. 3) в автоматичному режимі.

Проте вирішити зазначену проблему можна ще на стадії проектування шляхом незначної зміни конструктивних форм. Так конструкцією передбачаються спеціальні розширення та ухили (рис. 4), які потім видаляються наступною механічною обробкою (наприклад, на токарному верстаті).



Рисунок 1 – Надрукована вал-шестерня

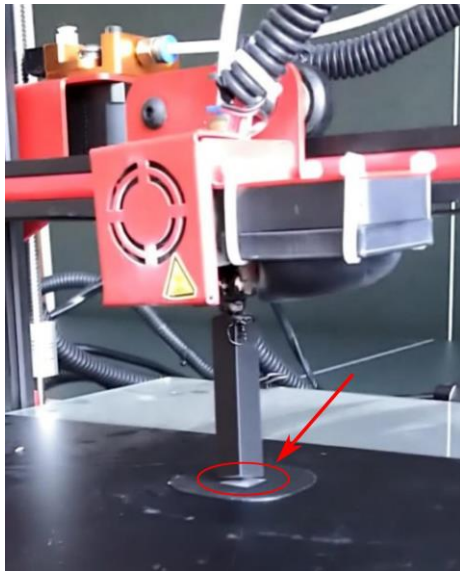


Рисунок 2 – Відрив заготовки

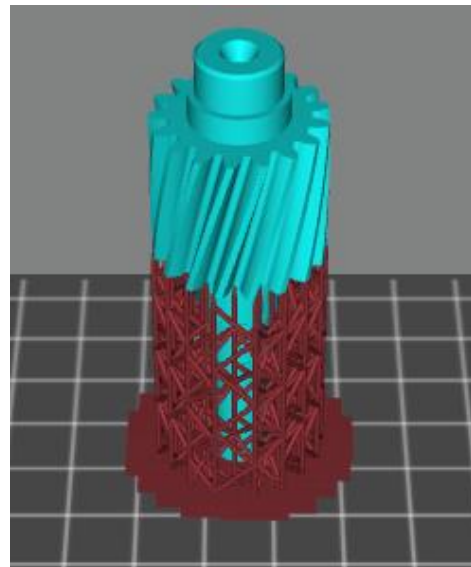


Рисунок 3 – Опорні конструкції для 3D друку зубчастих коліс

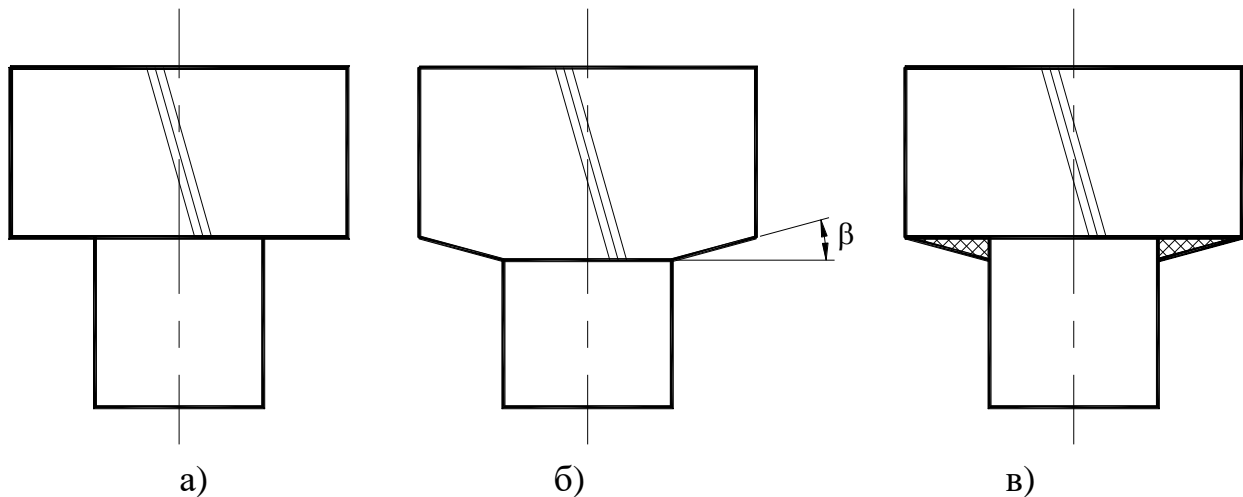
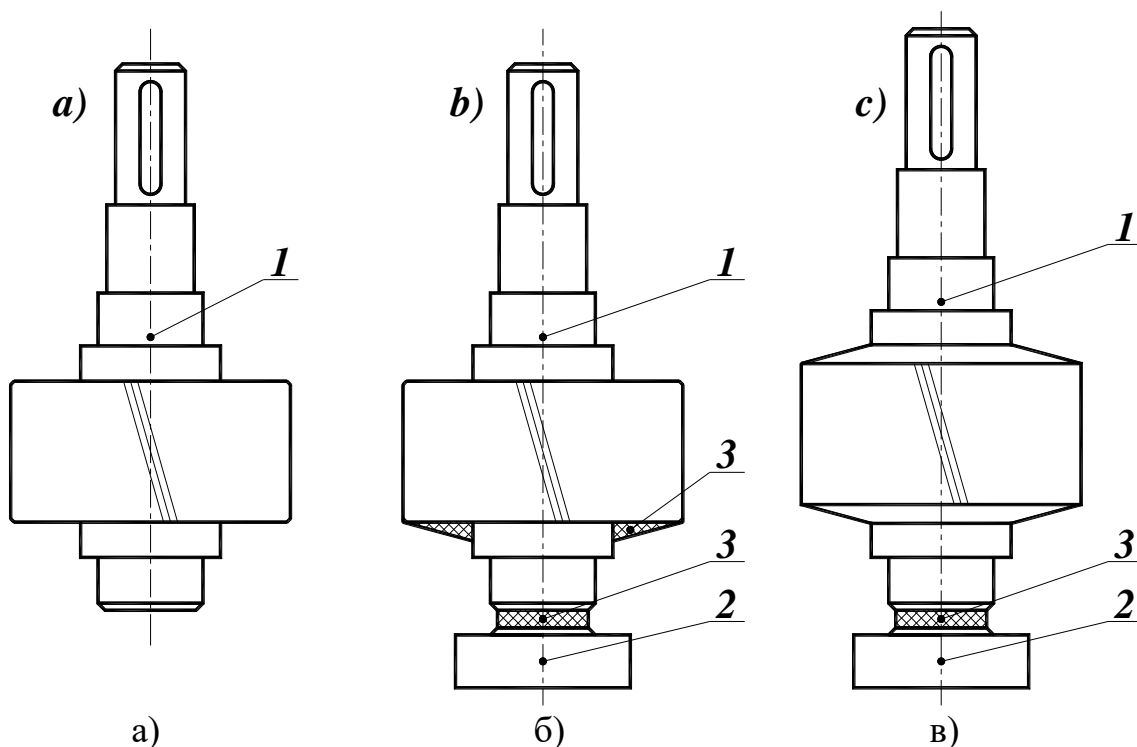


Рис. 4. Особливості конструкції 3D друку зубчастих коліс
a – необхідне зубчасте колесо; *б* – надруковане зубчасте колесо;
в – видалення матеріалу з надрукованої моделі

Дослідження показали, що якісне зубчасте колесо можна отримати без додаткових підпірок при оптимізації моделі, а саме введення додаткової конусності (див. рис. 4). Встановлено, що кут залежить від вибраної технології (FDM та SLA), вибору матеріалу та режиму друку. Для технології SLA вже при куті підйому 15 градусів забезпечується прийнятна якість друку моделі, показаної на рис. 5.



а) вихідна модель; б) оптимізація I; в) оптимізація II

Рисунок 5 – Особливості конструкції 3D друку вал-шестерень:

- 1) базова деталь; 2) додаткова циліндрична ділянка для подальшої механічної обробки поверхонь деталей обертання на токарному верстаті;
- 3) зона, яку потрібно механічно видалити за допомогою механічної обробки (зона зрізу)

Зазначимо, що:

- на рис. 5 а показано вихідну модель (неоптимізовану) вал-шестірни.
- на рис. 5 б показано модель, оптимізовану для 3D друку з подальшою токарною обробкою (з одним ухилом).
- на рис. 5 в показано оптимізовану модель з двома ухилами для збільшення жорсткості зубчастого вінця.

Доцільно виділити такі завдання, які можна поставити під час створення 3D моделей деталей машин:

- оптимізація процесу друку за часом;
- оптимізація з геометрії (точності);
- оптимізація за міцністю;
- оптимізація за вартістю.

Оптимізація за часом друку та за геометрією (точністю). Можна сказати, що ці два критерії оптимізації частково суперечать один одному. Конструктору в залежності від завдання доводиться вибирати деяку золоту середину. Оптимальне значення цих параметрів забезпечить необхідну якість геометрії (точності) та прийнятну тривалість процесу виготовлення деталі.

Для оптимізації процесу 3D друку за часом або за геометрією (точністю) використовуються такі шляхи:

– вибір режиму/параметрів друку (для збільшення швидкості друку – збільшення товщини шару).

– додавання внутрішніх порожнин (уникнення суцільності / зменшення щільності, за рахунок використання спеціальних внутрішніх заповнень [5]).

Для SLA технології є обмеження максимальної швидкості друку, зумовлені технологією (близько 50 мм на годину). У разі застосування FDM технології швидкість друку може бути як більше так і менше, оскільки залежить від перерізу і вказується в метрах покладеної нитки в годину.

Першим і найпростішим шляхом прискорення процесу друку є збільшення товщини шару, що спричиняє погіршення геометрії, за практично незмінної міцності (іноді може спостерігатися навіть незначне збільшення міцності, залежно від міжшарової адгезії).

Крім швидкості друку, на час виготовлення кінцевого продукту при технології SLA впливає також тривалість проведення додаткових операцій, таких як промивання, засвітлення та інші додаткові операції.

При 3D друку також не обов'язково намагатися отримати готовий виріб із номінальними розмірами.

Точність деталей залежить від позиціонування принтера та температурних змін матеріалу. Залежно від розмірів та форми конкретного виробу, коефіцієнтів об'ємного/лінійного розширення, відбувається зміна розмірів при охолодженні або остаточної полімеризації, найчастіше виникає усадка матеріалу.

Конструктору необхідно керуватись базовими поняттями технології машинобудування (допуски, посадки, розмірні ланцюги). У багатьох деталях відповідальними є лише певні «робочі» поверхні. Потрібних характеристик «робочих» поверхонь можна домогтися за допомогою вибору відповідної технології друку. Критично важливі параметри робочих поверхонь, такі як розмір, точність та шорсткість, можна забезпечити наступною механічною обробкою, заздалегідь забезпечивши необхідні припуски на шліфування/полірування. При цьому неробочі поверхні залишивши (наприклад, бічні грані) без додаткової обробки.

Оптимізація по міцності є забезпеченням необхідних параметрів міцності матеріалу деталі. Загалом залежить від вибору між повним/неповним заповненням, додатковими покращеннями/зміцненнями моделі та оптимізацією внутрішньої структури [5].

Введення порожнин, а також спеціальних заповнень (навіть оптимальних) спричиняє зниження міцності надрукованої деталі. Тому, при оптимізації з урахуванням параметрів міцності для робочих виробів (не повнорозмірних прототипів) бажано не "довіряти" автоматичній зміні внутрішніх об'ємів "слайсером", а робити це виключно конструкторам на стадії проектування, з урахуванням навантаженості зони виробу, наприклад, залежно від ділянки валу.

Основні шляхи збереження мінімально необхідної міцності деталей: збереження мінімальної товщини поверхонь (для маленьких деталей не менше 1 мм); використання оптимальних заповнень та внутрішньої структури. Серед раціональних видів заповнень порожнин пропонуються наступні:

- класична квадратна сітка;
- стільникові (гексагональні) структури;
- гіроїдні структури;
- трикутні плоскі структури;
- тетраедрична просторова структура;
- радіально-дужева структура (для тіл обертання).

Зазначимо, що робота [5] присвячена детальному вивченню питань заповнення. У цій статті порівнюються різні схеми заповнення та об'ємні відсотки заповнення з використанням технології FDM. Для дослідження було проведено нестандартні випробування на вигин із двома напрямками навантаження. За результатами можна чітко встановити зв'язок між масою виробу та часом виготовлення, закономірність та відсоткове співвідношення, а також зниження міцності при використанні порожнистих ділянок у виробках.

Оптимізацію за вартістю в жодному разі не варто плутати з мінімізацією вартості. Вартість виготовлення деталей за допомогою 3D друку також залежить від безлічі факторів. Насамперед від вибору самої технології друку. Для FDM і SLA технологій, що розглядаються тут, ціна залежатиме не тільки від точності та габаритів моделі, а й від можливості використання високотемпературних матеріалів. Формування кінцевої вартості готової деталі буде компромісом усіх параметрів: вибір матеріалу; вибір режиму/параметрів друку; оптимізація 3D моделі тощо.

Література

1. Полимерные аддитивные технологии: учебное пособие / А.А. Ляпков; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2016. – 114 с.
2. <https://formlabs.com>
3. <https://3dprinter.ua>
4. <https://3dmanufacture.com.ua>
5. Birosz, Márton & Dániel, Ledenyák & Ando, Matyas. (2022). Effect of FDM infill patterns on mechanical properties. *Polymer Testing*. 113. 107654. 10.1016/j.polymertesting.2022.107654.

Карпенко Володимир Олександрович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, karpenko4dm@gmail.com
 Нескреба Едуард Євгенійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, eeneskreba12@ukr.net

ОСОБЛИВОСТІ СТАНУ І ПОВЕДІНКИ АВТОМОБІЛЬНОЇ ШИНИ В ПЕРІОД СТАРТОВОГО РУХУ АВТОМОБІЛЯ

Цілком зрозуміло, що процес взаємодії автомобільної шини з опорною поверхнею є досить складним та потребує детального вивчення. Від стану і поведінки автомобільних шин залежать основні експлуатаційні характеристики

автомобіля та перш за все безпека руху. Наразі існує досить велика кількість наукових праць, що присвячені дослідженню процесу взаємодії автомобільної шини з дорогою. Варто зазначити, що у всіх роботах приймається припущення, що шина вже є «розігрітою». Тобто вважається, що шина завжди має оптимальне значення внутрішнього тиску і температури, але ж звісно це зовсім не так. Шина на початку руху буде мати значення тиску і температури, що відрізняються від оптимальних, які рекомендовані виробниками. Особливо це актуально якщо автомобіль перед початком руху тривалий час знаходився на вулиці, тобто в умовах навколишнього середовища. Період від початку руху автомобіля на «холодних» шинах і до стабілізації основних експлуатаційних характеристик автомобільної шини прийнято називати «стартовим» [1]. Наявність вищевказаного періоду руху цілком підтверджується експериментальними дослідженнями, що проводилися на різних автомобілях та при різних умовах навколишнього середовища [1-2]. В даній роботі виконаємо короткий аналіз експлуатаційних характеристик автомобільних шин при русі в стартовому режимі. Дослідження даного періоду є надважливим з точки зору забезпечення безпеки руху автомобіля, адже в цей час поведінка шини є непрогнозованою.

В роботі [2] приведені результати експериментальних досліджень зміни внутрішнього тиску і температури автомобільної шини в режимі стартового руху. Дослідження зміни внутрішнього тиску та температури шини проводилися на технічно справних автомобілях Lexus RX 300 та Lexus RX 450h, оснащеними літніми шинами 235/60R18 та 235/55R20 відповідно. Всі експериментальні заїзди відбувалися на трасі загального призначення, яка має дві смуги руху в кожному з напрямків, розділених острівцем безпеки. Таким чином, випробування здійснювалися не створюючи перешкод для руху іншого транспорту, але при цьому у звичайних умовах і з можливістю підтримки стабільного швидкісного режиму в межах міста. Зважаючи на те, що експерименти потрібно проводити на «холодних» шинах, тиск у досліджуваних шинах було виставлено до нормативного значення ввечері, при температурі 20°C (у приміщенні). Для автомобіля Lexus RX 300 нормативний тиск відповідає – 0.21 МПа, для автомобіля Lexus RX 450h – 0.24 МПа. Далі автомобілі залишили на вулиці. Сам експеримент виконувався вранці, після 10-ти годинної стоянки досліджуваних автомобілів. Спочатку проводилися дослідження з автомобілем Lexus RX 300. Експеримент здійснювався при температурі повітря навколишнього середовища – 1°C, вологість становила – 81%. Перед проведенням досліджень було виміряно температуру та внутрішній тиск у всіх шинах. Тиск у всіх шинах автомобіля становив - 0.18 МПа, температура шин -1°C. Негативне значення температури можна пояснити тим, що вночі температура повітря на вулиці знаходилася в межах від -2 до 1°C. Зміна тиску повітря в шині та середньої температури газового наповнювача фіксувалася за допомогою зовнішніх датчиків, встановлених на колесах. А також для контролю кожні 20 хвилин вимірювалися значення внутрішнього тиску і температури шин. Тиск фіксувався за допомогою електронного манометра, температура всіх шин визначався в протекторній, плечовій зонах та

бічній частині, точки А, В, С (рис. 1). Тиск у шинах досягнув значення 0,21 МПа приблизно через 25-30 хв.

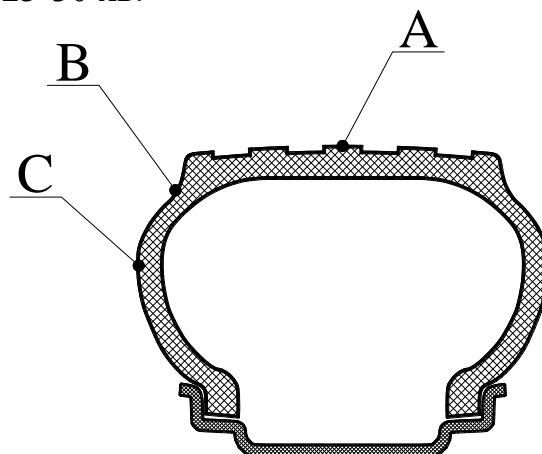


Рисунок 1 – Точки, в яких проводилися вимірювання температури поверхневого шару шини

Експеримент на автомобілі Lexus RX 300 було виконано також і за інших умов навколишнього середовища: температура становила 5°C, вологість 75%. Важливо також відзначити, що початкова температура і тиск шин були відмінними від показників при проведенні першого експерименту. Температура шин становила 5°C, внутрішній тиск 0,2 МПа. Далі дослідження здійснювалися на автомобілі Lexus RX 450h, що оснащений літніми шинами – 235/55R20. Під час експерименту температура навколишнього середовища становила 6°C, вологість 78%. Після нічної стоянки тиск у всіх шинах становив 0,22 МПа, температура шин 3°C. Контрольні виміри внутрішнього тиску та температури шин також здійснювалися кожні 20 хвилин. Тиск в шинах досяг стабільного значення 0,24 МПа через 25-30 хв. Результати вимірювання температури наведено у таблиці 1.

Таблиця 1. Результати вимірювання температури шин (°C)

Час, хв	Lexus RX300									Lexus RX 450h		
	235/60R18 (літні шини) при температурі 1°C			235/60R18 (літні шини) при температурі 7°C			235/55R18 (зимові шини)			235/55R20 (літні шини)		
	А	В	С	А	В	С	А	В	С	А	В	С
початок	-1	-1	-1	7	8	9	0	-1	-1	3	3	3
20	16	22	14	21	22	19	9	15	10	20	21	15
40	17	20	16	22	23	20	13	14	13	21	23	17
60	17	20	17	21	23	18	12	13	11	22	23	28

В осінньо-весняний період, коли температура навколишнього середовища може коливатися в межах від -5°C до +10°C, автомобілі, як правило, оснащені різними шинами (літніми або зимовими). Все залежить від автовласників, деякі роблять заміну літніх шин раніше, деякі водії тоді, коли середньодобова

температура стає нижче 0. Для того, щоб результати, отримані в даній роботі, були корисними як для водіїв, чії автомобілі оснащені зимовими шинами, так і для тих, хто використовує літні шини, експеримент ще раз проводився на автомобілі Lexus RX300, який уже оснащений зимовими шинами. Температура навколишнього середовища під час проведення експерименту становила 0°C, вологість – 79%.

З таблиці 1 можна видно, що найбільш висока температура спостерігається в плечовій зоні шини. Внаслідок проведення експериментальних досліджень було встановлено, що температура поверхневого шару літніх шин при експлуатації в осінньо-весняний період стабілізується приблизно через 30-40 хвилин руху.

Як можна побачити з результатів експериментальних досліджень, температура та внутрішній тиск повітря в шині стабілізуються приблизно через 20-35 хв. В цей період також змінюються і експлуатаційні характеристики шини. Наприклад, опір коченню суттєво залежить від температури шини в плечовій зоні [3] та від внутрішнього тиску повітря в шині. Опір коченню в стартовий період може змінюватися приблизно на 15% [2]. Також температура шини впливає на зчепні властивості шини. При інших рівних умовах, коефіцієнт зчеплення шини з дорогою має найнижчі значення при температурі близькій до 0°C [4]. Слід зазначити, що температура від -5 до +5°C є найбільш несприятливою для автомобільної шини, адже за таких умов властивості шини будуть найгіршими. В Україні згідно [5] температура в межах від -5 до +5°C спостерігається приблизно з жовтня до квітня. Можна сказати, що близько 180 днів на рік середньодобова температура коливається в даному діапазоні температур.

Отже, дослідження стартового періоду руху є надважливим питанням. В стартовий період, що може тривати приблизно від 20 до 35 хв., шина має властивості відмінні від оптимальних. Тож важливо в цей період бути більш пильним та дотримуватися значень внутрішнього тиску в шині, що рекомендують виробники для «розігрітих» шин.

Література

1. Karpenko V.O, Kaps'kyu D.V., Rudenko N.V., Neskreba E. Ye. (2021). Determining the starting time of car movement to stabilize the internal pressure and the temperature in the tires. *Avtomobil'nyy transport*. (48) P. 38-44.
2. Karpenko V., Voropay O., Neskreba E. (2022). Indirect assessment of the rolling resistance of a car tire in the starting mode of motion. *Avtomobil'nyy transport*. (50) P. 5-13.
3. Heavy Truck Modeling for Fuel Consumption Simulations and Measurements (2001) / Linköping Studies in Science and Technology. – Sweden: Tony Sandberg, 102
4. Ботвінева Н.Ю., Буракова И.С., Стрельцова Т.Н., Нестерчук А.В. (2013) Исследование влияния погодных условий на величину коэффициента

сцепления шин с дорожным покрытием. Фундаментальные исследования. №11, С. 407-411.

5. Клімат України URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Клімат_України (дата звернення 20.12.2021)

Колісник Микола Прокопович, канд. техн. наук, професор, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», kolisnyk.mykola@pdaba.edu.ua

Шевченко Андрій Федорович, канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», Sevcenkoandrej600@gmail.com

Заяць Георгій Володимирович, канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», zaiats.heorgihii@pdaba.edu.ua

Червоноштан Андрій Леонідович, інженер ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», andrew.chervonoshtan@pdaba.edu.ua

Кріпак Микита Сергійович, магістрант ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» 17250.KRIPAK@pdaba.edu.ua

ДИНАМІЧНІ ТА МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ТРАНСМІСІЇ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ КЛАСИЧНОЇ КОМПОНОВКИ З ЧОТИРИСТУПІНЧАТОЮ МЕХАНІЧНОЮ КОРОБКОЮ ПЕРЕДАЧ

Незважаючи на популярність конкуруючого переднепривідного автомобіля, класичної компоновки досі залишається актуальним, оскільки має такі переваги:

- найкраще розважування за осями, оскільки він має поздовжнє компонування розташування ДВС;
- менший радіус розвороту (краща маневреність);
- відсутня дія реактивних моментів на кермо при розгоні, так як передні колеса не є привідними;
- знижено вплив вібрацій, який передається від двигуна на кермо;
- більш динамічний розгін на покриттях завдяки більшому коефіцієнту зчеплення. Під час розгону автомобіль «присідає», переносячи цим навантаження на задню вісь;
- краща прохідність тому що привідні колеса йдуть по утрамбованій колії прокладеної передніми веденими.

З метою розгляду динамічних процесів, що протікають у механічній системі, прийнята кінематична схема «двигун-коробка зміни швидкостей-головна передача-колеса», як багатомасова динамічна модель [1 - 4].

Крутний момент від колінчастого валу двигуна, маховик, кожух та натискний диск передається на фрикційні накладки та ведений диск, а далі через демпферні пружини на маточину та первинний вал коробки передач, яка передає крутний момент на карданний вал та до заднього мосту.

На автомобілі застосована багатоступінчаста коробка передач з чотирма передачами для руху вперед і однієї для заднього ходу.

Первинний ведучий вал коробки встановлюється на двох кулькових підшипниках. Передній підшипник встановлений в гнізді колінчастого валу двигуна, а задній встановлений у передній стінці картера коробки.

Вторинний (відомий) вал коробки встановлюється в її картері на двох підшипниках, а проміжний вал встановлений також на двох підшипниках.

Первинний ведучий вал виготовлений як одне ціле з ведучою косозубою шестернею, що входить у постійне зачеплення з косозубою шестернею проміжного валу.

Проміжний вал коробки є блоком чотирьох косозубих шестерень, виготовлений як одне ціле з валом.

Вторинний вал передає крутний момент через включені пари шестерень на задній ведучий міст, через карданну передачу. На вторинному валу жорстко встановлені на трьох шліцях зубчасті маточини синхронізаторів III-IV і I-II передач, ці муфти синхронізаторів включають одну з пар шестерень. Шестерні (III та II передач) зі своїми зубчастими маточинами вільно встановлюються на вторинному валу.

Карданна передача складається з проміжного та основного карданних валів та проміжної опори.

Крутний момент передається через еластичну муфту, проміжний карданний вал, проміжну еластичну опору, передній карданний шарнір, основний карданний вал, задній карданний шарнір, основний карданний вал, задній карданний шарнір, на головну передачу заднього ведучого мосту і далі через піввісі на ведучі колеса.

Виходячи з розглянутої кінематичної схеми складено 9-ти масову динамічну модель, яка перетворена в 6-ти масову при русі автомобіля на першій, другій та третій передачах, а на четвертій-прямій у 5-ти масову.

Розроблено чотири наведені динамічні моделі еквівалентних трансмісії для чотирьох передач. У першій, починаючи зліва, знаходиться маховик жорстко прикріплений до заднього торця колінчастого валу; у другій наведені маси шестерень постійного зачеплення первинного і проміжного валів; у третій зубчаста маточина муфти синхронізатора III і IV передач; у четвертій шестерня першої передачі та II передачі; у п'ятій наведені маси конічних шестерень головної передачі та у шостій задні привідні колеса автомобіля.

Точкою приведення моментів інерції є маховик двигуна.

Кожна з чотирьох динамічних моделей еквівалентна трансмісії легкового автомобіля для відповідних чотирьох передач вперед.

Математичні моделі у вигляді системи диференціальних рівнянь другого порядку складені для чотирьох приведених динамічних моделей як рівняння Лагранжа другого роду.

При цьому кінетична енергія T системи дорівнює сумі кінетичних енергій мас, що входять до системи, а кінетична енергія кожної з мас знайдено за теоремою Кеніга. Потенційна енергія $П$ системи, накопичуваної внаслідок закручування валів уздовж поздовжньої осі, визначалася за теоремою Клапейрона. В результаті отримано три групи систем рівнянь у кожній з яких

по чотири системи з 6 рівнянь (крім четвертої представленої п'ятьма рівняннями).

Перша група рівнянь для дослідження, власних вільних крутильних коливань валів трансмісії на всіх чотирьох передачах представлена чотирма системами з шести однорідних диференціальних рівняннями руху другого порядку.

Друга група неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку для дослідження амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) відрізняється від першої наявністю змущеної сили $P(t)$ у першому рівнянні системи.

Третя група неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку відрізняється від двох попередніх наявністю рушійного моменту M_p у першому рівнянні системи та моментів опору M_o у шостому, а також дисипативних функцій.

Запропоновані математичні моделі дозволяють проводити теоретичні дослідження динамічних процесів, що протікають як у перехідних, так і в сталих режимах руху механічної системи «двигун-коробка зміни швидкостей-головна передача-колеса».

Література

1. Кожушко А.П. Коливання механічних систем в автомобіле- та тракторобудуванні: навчальний посібник / А.П. Кожушко. – Харків: ФОП Панов А.М. – 316 с.: іл. – На укр. мові.
2. Бидерман В.Л. Теория механических систем. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
3. Василенко Н.В. Теория колебаний. Киев: Вища школа, 1992. – 430 с.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 256 с.

Коряк Олександр Олексійович, к.т.н., доц., ХНАДУ,
alexanderalexkor@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ХРЕСТОВИНИ ШАРНІРА ГУКА

Вступ

Шарнір нерівних кутових швидкостей (універсальний шарнір Гука) використовується для передачі обертового руху в приводах різноманітних механізмів, вали яких розташовані під деяким кутом, а також, якщо міжосьовий кут передачі α змінюється в процесі роботи. Даний шарнір одержав широке розповсюдження завдяки простоті і надійності конструкції, а також високих експлуатаційних показників.

Актуальність, мета і задачі дослідження

Одинарний шарнір Гука має суттєвий недолік, який полягає в перетворенні рівномірного обертального руху вхідної ланки на нерівномірний періодичний обертальний рух вихідної ланки [1, 2]. Вказана нерівномірність обертання різко збільшується зі збільшенням міжосьового кута передачі α .

Використання подвійного шарніра Гука дозволяє усунути відзначений недолік. Але деяка нерівномірність кутової швидкості і крутного моменту все ж залишається, що обумовлено рядом факторів: похибками виготовлення і монтажу карданної передачі; динамічним моментом проміжного вала, викликаним нерівномірністю його обертання; змінним характером ККД карданної передачі; можливим виникненням згинальних і крутильних коливань проміжного вала тощо. Крім того, при точних розрахунках слід враховувати масово-геометричні параметри хрестовин карданної передачі, зважаючи на їх складний обертальний рух. Проте, як показав аналіз літературних джерел, цьому питанню приділяється недостатньо уваги.

Метою даної роботи є оцінка кінетичної енергії хрестовини шарніра Гука. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі.

1. Отримати розрахункове співвідношення для визначення величини кінетичної енергії хрестовини карданного шарніра.
2. Оцінити вплив міжосьового кута передачі на величину кінетичної енергії хрестовини.

Визначення кінетичної енергії хрестовини карданного шарніра

На рис. 1 представлена схема універсального шарніра Гука. Прямокутні декартові системи координат – нерухомі $OX_1Y_1Z_1$ і $OX_3Y_3Z_3$, в яких напрямки осей ординат OY_1 OY_3 збігаються з напрямками відповідних векторів кутових швидкостей $\bar{\omega}_1$ і $\bar{\omega}_3$ ланок 1 і 3, а також рухома $OX_2Y_2Z_2$, пов'язана з хрестовиною 2, мають загальний початок координат (т. O), розташований в центрі хрестовини. Нехай в початковому положенні, від якого буде вестися відлік кута повороту φ_1 ланки 1, осі систем координат $OX_1Y_1Z_1$ і $OX_2Y_2Z_2$ співпадають.

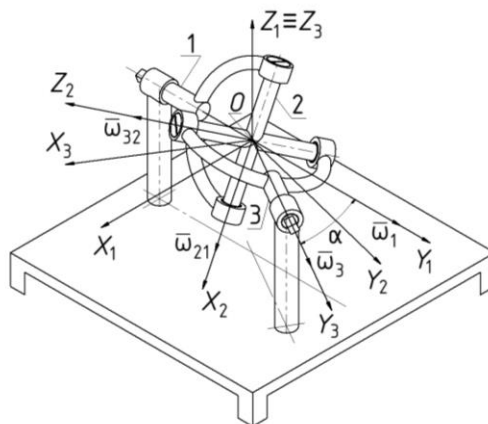


Рисунок 1 – Схема шарніра Гука

За умови $\alpha \neq 0$, хрестовина 2 здійснює сферичний рух навколо нерухомої точки O . Цей рух можна розглядати як неперервний ряд послідовних елементарних поворотів хрестовини з абсолютною кутовою швидкістю $\bar{\omega}_2$ навколо миттєвої осі обертання, яка співпадає з вектором $\bar{\omega}_2$, а її орієнтація і в просторі, і відносно самої хрестовини весь час змінюється. В даній роботі отримані вирази для напрямних косинусів вектора $\bar{\omega}_2$ в рухомій системі координат $OX_2Y_2Z_2$:

$$\cos(\bar{\omega}_2; \bar{i}_2) = \frac{\omega_{2X2}}{\omega_2} = \frac{\cos \alpha \sin \alpha \cos \varphi_1}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 (1 + \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1)}}; \quad (1)$$

$$\cos(\bar{\omega}_2; \bar{j}_2) = \frac{\omega_{2Y2}}{\omega_2} = \frac{\cos \alpha \sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 (1 + \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1)}}; \quad (2)$$

$$\cos(\bar{\omega}_2; \bar{k}_2) = \frac{\omega_{2Z2}}{\omega_2} = -\frac{\sin \alpha \sin \varphi_1 \sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 (1 + \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1)}}, \quad (3)$$

де $\bar{i}_2, \bar{j}_2, \bar{k}_2$ – орти додатних напрямків координатних осей OX_2, OY_2, OZ_2 відповідно.

Як відомо [3], диференційні рівняння сферичного руху твердого тіла і вирази для визначення його моменту інерції відносно довільної осі значно спрощуються, якщо в якості координатних осей взяти головні осі інерції. В хрестовині 2, зображеної на рис. 1, осі рухомої системи координат $OX_2Y_2Z_2$ співпадають з її головними центральними осями інерції, моменти інерції відносно яких позначимо I_{X2}, I_{Y2} і I_{Z2} відповідно.

Можна вважати, що для переважної більшості хрестовин реальних карданних шарнірів $I_{X2}=I_{Z2} < I_{Y2}$. Позначимо коефіцієнт, який пов'язує моменти інерції хрестовини відносно різних осей

$$k_I = I_{X2} / I_{Y2} = I_{Z2} / I_{Y2}. \quad (4)$$

В результаті дослідження отримано формулу для визначення кінетичної енергії хрестовини карданного шарніра

$$E_2 = \frac{I_{2Y2} \omega_1^2}{2} \left[k_I \frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} + \frac{\cos^2 \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} + k_I \frac{\sin^2 \alpha \sin^2 \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \right]. \quad (5)$$

Як випливає з формули (5), кінетична енергія хрестовини карданного шарніра періодично змінюється в залежності від кута φ_1 , що неминуче

позначається на кутовій швидкості вхідного і вихідного валів. Очевидно, що цей вплив досить незначний, і ним зазвичай нехтують, враховуючи відносно невелику масу хрестовини. Але при точних розрахунках слід брати до уваги цю особливість шарніра Гука. Також слід зауважити, що амплітуда значень E_2 збільшується зі збільшенням міжосьового кута передачі α .

Висновки

1. В результаті проведеного дослідження отримані розрахункові співвідношення для визначення напрямних косинусів вектора $\bar{\omega}_2$ в рухомій системі координат, а також величини кінетичної енергії хрестовини карданного шарніра у вигляді періодичної функції кута повороту φ_1 вхідної ланки.

2. Непостійність величини кінетичної енергії хрестовини додатково впливає на характер зміни кутової швидкості валів карданного шарніра. Цей вплив досить незначний, враховуючи відносно невелику масу хрестовини. Але при точних розрахунках високошвидкісних карданних передач його слід враховувати.

3. Зі збільшенням міжосьового кута передачі α збільшується амплітуда значень кінетичної енергії хрестовини карданного шарніра.

Література

1. Фролов К. В. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов, Г. А. Тимофеев, В. А. Никоноров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 664 с.

2. Кожевников С. Н. Карданные передачи / С. Н. Кожевников, П. Д. Перфильев. – Киев "Техника", 1978. – 263 с.

3. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСНИХ ФОРМ КОЛИВАНЬ МОСТУ ВАНТОВОГО ТИПУ

Україна має велику кількість автомобільних магістралей значної протяжності. Ці магістралі мають у себе в складі 5845 мостів, ще 10310 мостів припадає на шляхи немагістрального типу. За офіційними даними на кінець 2020 року в експлуатації перебували лише 12064 мости. Загалом лише 60% мостів мають переважно працездатний стан, інші 40% потребують ремонту різної складності. У 2020 році за державною програмою відновлення мостів з безпосередньою участю Президента України було виділено 3 млрд. гривень. Проте загальні потреби щодо ремонту мостів на 2020 рік складали щонайменше

біля 30 млрд. гривень, про що було складено план з фінансування до 2025 року. Недостатнє фінансування зазначеної проблеми призвело до масової зупинки будівництва мостів, порушення міжремонтних нормативних строків, неналежного експлуатаційного стану мостів, зменшення проектних та дослідницьких робіт щодо мостів, зупинок та затримання строків обстеження сучасного стану мостів. Середній вік мостів складає 50-60 років. Більше 80% мостів побудовані до 1980 року та декілька десятиліть витримували навантаження пограничне за проектне. Оновлення мостів (побудова нових та капітальний ремонт існуючих) на 2020 рік у порівнянні з 1980 роком зменшилося у 6,5 разів. На жаль є незавершені об'єкти будівництва мостів, що були заплановані ще у 1980-90-х роках. Все це призвело до того, що кількість непрацездатних мостів за 5 років (2015-2020) збільшилось вдвічі. Значно гірша ситуація у поточному році виникла після початку бойових дій. Проте завантаженість магістральних доріг попри всю ситуацію в Україні має великий рівень, тому питанням з аналізу поточного стану та забезпечення працездатності мостів потрібно приділяти значну увагу.

Північний міст у м. Києві є типовим прикладом використання мостів на Україні. Він експлуатується у граничних режимах тому, що навантаження основних магістралей столиці нашої країни значно збільшилось. Цей міст введено в експлуатацію ще у 1976 році. Міст поєднує правобережну частину житлових районів м. Київ з потойбічними житловими масивами [Троєщина](#), [Райдужний](#), [Воскресенка](#). Північний міст є складовою дорожнього комплексу, що завдовжки є понад 9 км. Цей комплекс складається з виходів до мостів через р. Дніпро, дороги [Труханового острова](#), виїздів на базу з відпочинку «Дніпрові хвилі» та допоміжні розбудови. Північний міст є однією з найаварійніших ділянок магістралей м. Києва. Там постійно трапляються дорожньо-транспортні пригоди. Однією з версій їх появи є неналежний вібраційний стан мосту, що постійно призводить до появи резонансів. Тому дослідження власних форм коливань Північного мосту є важливою актуальною задачею.

Було поставлено задачу з моделювання Північного мосту, розрахунку та дослідження його власних форм коливань з урахуванням різної комбінації зв'язків та обмежень (жорстка опора, відсутність опор, шарнір). Об'єктом дослідження є один з найбільш відомих в нашій країні та Європі міст вантового типу. Північний міст має типові елементи: один пілон, групи вантів, прольот. Предмет дослідження - власні форми коливань.

За методологією методу скінчених елементів (МСЕ) основний функціонал (1) можна зазначити у вигляді:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = R, \quad (1)$$

де M – матриця з загальних інерційних характеристик,
 C – матриця з загальних характеристик зміни енергетичного стану,
 K – матриця з загальних характеристик жорсткості,
 R – зовнішній вплив.

Власні частоти (p_j) можна обчислити наступним чином:

$$\det[K - p_j^2 M] = 0. \quad (2)$$

Частоти можна знайти за допомогою використання методу Якобі. Для знаходження власних форм коливань можна використати наступне рівняння:

$$[C_D + C(\{S\}) - p_j^2 M(\{S\})]\{V_j\} = 0, \quad (3)$$

Розрахункові моделі для вантового мосту мають зовнішньо однаковий вигляд. Так, на рис. 1 показано тип 4 з розрахункових моделей. Різниця моделей у типах в'язів. Загальна кількість місць розташування в'язів – чотири.

Модель типу 1 має виключно жорстке кріплення пілону. У моделях 2 та 3 жорсткий зв'язок мають обидва кінця прольотів. У моделі типу 4 всі в'язі є жорсткими.

Розмір моделей є наведеним за таблицею 1. Більш детальний опис моделей мосту наведено в таблиці 2.

Таблиця 1. Розмір розрахункових моделей

модель	кількість		
	вузлів	скінчених елементів	ступенів волі
1	10797	30748	32313
2	10797	30748	32235
3	10930	31121	32619
4	10930	31121	32604
4-2	13850	44320	54109

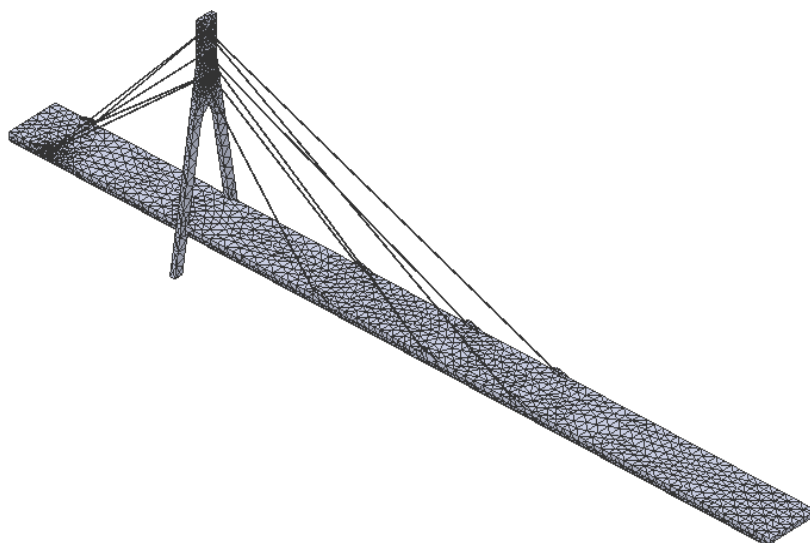


Рисунок 1 - Скінчено-елементна модель

Таблиця 2. Опір в розрахункових моделях

модель	кількість		
	вільних опор	шарнірів	жорстких опор
1	1	2	1
2	1	0	3
3	0	1	3
4	0	0	4
4-2	0	0	4

З таблиць 1 та 2 видно, що для моделі за типом 4 зроблено модель типу 4-2 з підвищенням за кількістю ступенів волі. Середня різниця по значенням власних частот 6%. Це свідчить про математичну збіжність розрахунків за дискретизацією моделі 4.

Були розраховані форми власних коливань у діапазоні 0 – 10 Гц для всіх типів моделей. Результати представлені на рисунках. За формами власних коливань видно збіжність між моделями 1 та 2, 3 та 4.

З рисунків можна побачити велику частку з кількості місць, де рух транспорту буде значно залежним від форм власних коливань мосту. Це може бути причиною приведення до втрати керування транспортним засобом та виникнення аварійних ситуацій. Це в першу чергу стосується руху різних типів автотранспорту за невеликою швидкістю (першою передачею). Таким чином рух транспортних засобів з швидкостями меншими зі 20 км/г може привести до появи резонансу, що є негативним явищем. Додатково цей негативний ефект є посиленням тим фактом, що початкові резонанси мають більші значення з амплітуд коливань.

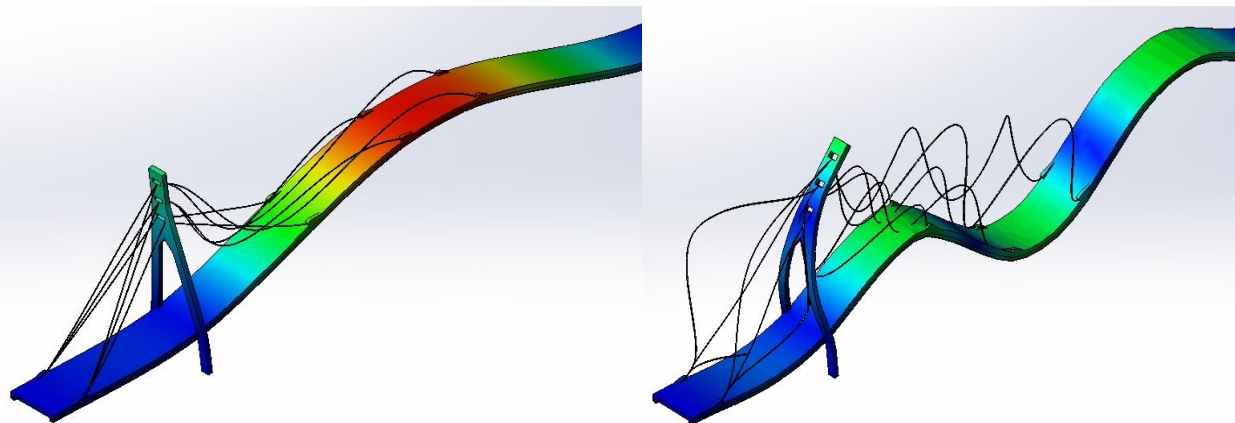


Рисунок 2 – Власні форми коливань 1 та 2 моделі 2

Взагалі з рис. 2 видно, що ванти мають найбільші коливання. З цього можна дійти висновку, що місця кріплення вантів до прольоту є аварійно-небезпечними місцями. Це також підтверджується статистикою з дорожньо-транспортних пригод.

З рисунків власних коливань видно де є аварійно небезпечні місця при невеликій швидкості автотранспортних засобів.

За результатами роботи отримано форми власних коливань для моста вантового типу.

Дослідження щодо власних частот показало високу щільність їх спектру. Дослідження форм власних коливань показало, що в діапазоні від 0 до 10 Гц є щонайменше п'ять глобальних форм коливань. Зміна жорсткості у вигляді додаткової в'язі моста як шарнір майже у два рази збільшує кількість глобальних форм коливань. Зміна типу в'язей без урахування додаткової опори майже не змінює характеристики власних коливань.

Література

1. Казакевич М. И. Причины глобальных и локальных отказов вантовых мостов. Мосты и тоннели: теория, исследования, практика. 2012. №1. С. 3-8.
2. Красников С.В. Моделирование вантового моста стилия арфы и анализ прочностных характеристик. Автомобильный транспорт. 2017. №41. С.188-195.
3. Zavyalova N.V., Kadisov G.M. [Analysis of three-dimensional thin-walled systems at local load. International Journal for Computational Civil and Structural Engineering](#). 2007. Т. 3. № 2. С. 57-60.
4. Schlaich M. Erection of Cable-Stayed Bridges Having Composite Decks with Precast Concrete Slabs. Journal of Bridge Engineering. 2001.
5. Shi Jingxian Ran Zhihong. Effect of Concrete shrinkage and creep effect on the Cable Force of Extradosed Cable-stayed Bridge. Highway engineering. 2014. № 1. С.7
6. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. Харьков: Основа. 1991. 271 с.
7. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М.: Мир. 1984. 428 с.

Кубіч Вадим Іванович, к.т.н., доцент, Національний університет «Запорізька політехніка», schmirung@gmail.com

Мимоход Дмитро Юрійович, магістрант, Національний університет «Запорізька політехніка», hapiston123@gmail.com

Назаренко Олександр Миколайович, студент, Національний університет «Запорізька політехніка», alexnazarenkozp@gmail.com

ПРОГНОЗНА ОЦІНКА ПРОЯВУ АНТИФРИКЦІЙНОЇ ТА ПРОТИЗНОСНОЇ ВЛАСТИВОСТЕЙ МОТОРНИХ ОЛИВ ПІДДАНИХ ВЗАЄМОДІЇ З КАРТЕРНИМИ ГАЗАМИ

Розкриття взаємозв'язків між системою «моторна олива – відпрацьовуванні газу – вентиляція картера» та трибологічними системами матеріалів пар тертя при поточному погіршенні експлуатаційних властивостей моторних олив, що обумовлене втрачанням ресурсу ЦПГ ДВЗ, представляється актуальним науково-технічним завданням. Це завдання вирішується такими суміжними прикладними науками як: хімотологія, трибологія, механіка, матеріалознавство та іншими з використанням різноманітних методів та підходів. Встановлення закономірностей зміни параметрів, які характеризують

поточний та прогнозований стан наведених систем дозволить розроблювати заходи з забезпечення експлуатаційної надійності ДВЗ.

Мастильні шари, які створюються на поверхнях тертя деталей повинні надійно захищати їх від безпосередньої взаємодії та виключати знос матеріалів. Особливо це стосується деталей вузлів тертя, які лімітують ресурс ДВЗ. До таких вузлів відносяться, у тому числі, підшипники ковзання колінчастого валу. При цьому, першою особливістю їх роботи є те, що у короткочасний період пуску двигуна поверхні шийок та вкладишів контактують через попередньо створенні трибологічним станом тонкі мастильні шари з компонентів моторних олив. Ці шари навантажуються відповідними силами при зміні частоти обертання колінчастого валу. У наведений короткочасний період, наприклад, від 2 с до (5-8 с), насос, що закачує моторну оливу у головну масляну магістраль, працює асинхронно відносно динаміки створення надлишкового тиску у порожнині між шийкою та вкладишем. Тобто надлишкової оливи ще недостатньо, а навантаження шарів вже має місце. Частота обертання колінчастого валу при цьому швидко змінюється від 30-50 хв⁻¹ (наприклад для бензинового двигуна) до частоти n_i більшої частоти холостого ходу $n_{xx} + \Delta n$. Деяка частота Δn обумовлюється надійністю пуску, наприклад, наприклад $\Delta n = 100-300$ хв⁻¹. Поверхні тертя при цьому навантажуються до перших підхватів обертання силами інерції. При початку самостійної роботи двигуна та далі, поверхні тертя сприймають вже результуючі сили від сил, що створюються робочими газами у ЦПГ в залежності від навантаження на двигун.

Другою особливістю є те, що при наявності надлишкової оливи за швидкістю обертання шийки виникає гідропідйомна сила та між поверхнями настає гідродинамічний режим мащення, при якому створюється надійний проміжний мастильний шар. При цьому частота обертання колінчастого валу вже має значення від частоти холостого ходу та вище. Однак, за наявності збоїв у подачі надлишкової оливи мастильні шари під дією сил навантаження руйнуються та створюються умови для виникнення неприпустимих пошкоджень робочих поверхонь, і як наслідок, катастрофічний їх знос.

Виходячи з цього має значення:

- по-перше, можливий прояв антифрикційної властивості утворених мастильних шарів, що визначають режим мащення, який характеризується коефіцієнтом тертя;
- по-друге, можливий прояв протизносної властивості утворених мастильних шарів, яка характеризується зносом. У випадку даних досліджень це приведений знос антифрикційного шару зразка-вкладиша.

За результатами проведених триботехнічних випробувань моторних олив отримані закономірності прояву коефіцієнта тертя та зносу антифрикційного шару зразків-колодок при моделюванні навантаження мастильних утворень в умовах, які можуть бути подібними за фізичною сутністю процесам, що відбуваються при пуску двигуна, але з деякими допущеннями та обмеженнями [1]. Тобто стає можливим застосувати ці закономірності при прояві силового навантаження, яке при цьому має місце.

Для прогнозування змін визначених характеристик пропонується використати метод прямої екстраполяції.

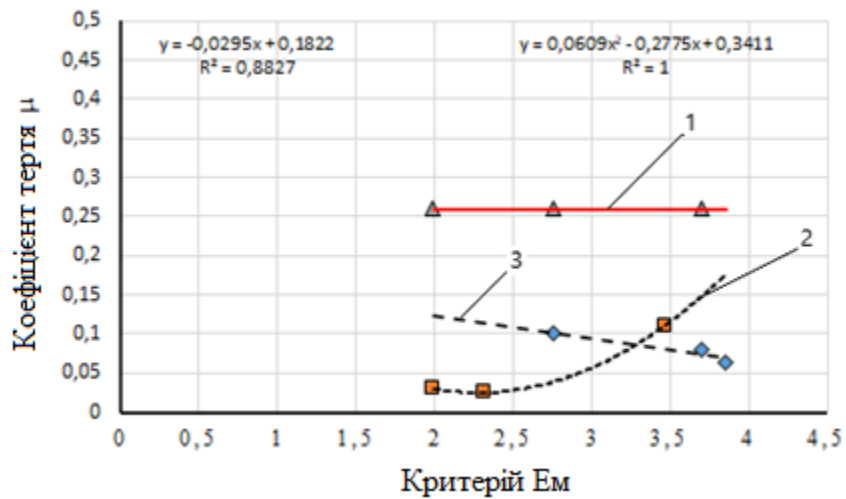
Для визначення сил навантаження підшипників ковзання використані результати теоретичних досліджень авторів, які наведено у роботах [2, 3]. В роботі [3] наведені середні значення результуючої сили, яка навантажує шатунний підшипник бензинового двигуна 4Ч7,6/8, який має діапазон робочих частот обертання колінчастого валу від 900 до 5600 хв⁻¹. При цьому для кожної частоти обертання вибирались вихідні дані для трьох навантажувальних точок: максимальне навантаження, яке відповідає повному відкриттю дросельної заслінки; середнє навантаження – тиск p_a , відповідний режиму половини максимального крутного моменту, що розвивається на даному режимі. Для спрощення розрахунків мінімальне навантаження задавалось постійним тиском $p_a = 28360$ Па, підібраним з умови нульового ефективного крутного моменту на валу двигуна на обертах холостого ходу [2]. Так при частоті обертання $n = 900$ хв⁻¹ з навантаженням в 0% результуюча сила, що діє на підшипник $R_{\text{шп}} = 553$ Н, в 25% - $R_{\text{шп}} = 951$ Н, в 50% - $R_{\text{шп}} = 1350$ Н.

Для прогнозування використано дві сили 553Н та 951Н, які навантажують шатунний підшипник при пуску двигуна. При цьому навантаження у 25% як раз і обумовить приріст частоти обертання при надійному пуску двигуна.

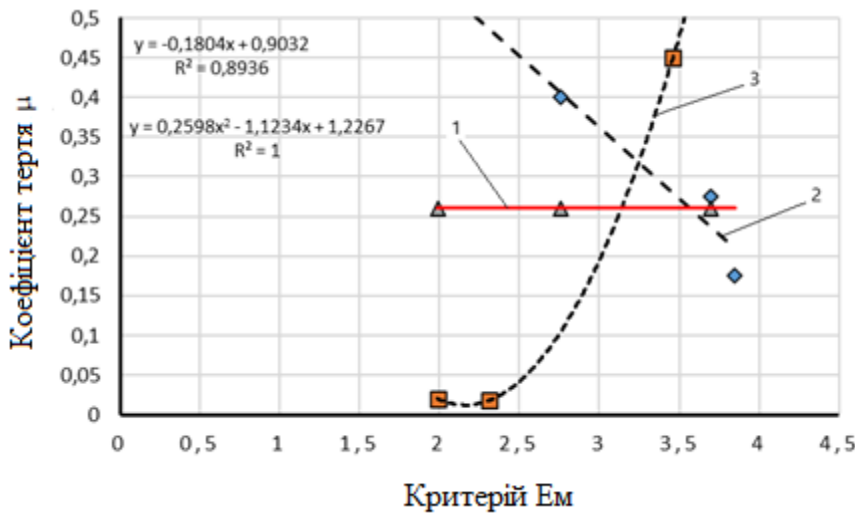
У відповідності з роботою [3] для оцінки руйнування мастильних шарів використано значення коефіцієнта сухого тертя для системи матеріалів «45ХН2МФА-АО20-1», $\mu = 0,26$.

У відповідності з встановленими у роботі [1] тенденціями зміни коефіцієнта тертя від модельованого навантаження з використанням програми Microsoft Excel Worksheet побудовані залежності зміни прогнозованого коефіцієнта тертя від поточного значення комплексного критерію оцінки експлуатаційного стану моторних олив E_M з урахуванням сил, що діють при пуску двигуна. При цьому прогнозування здійснювалось для умов відсутності подачі оливи, тобто при контакті поверхонь через мастильні утворення, які створилися попередньо з подачею оливи. Результати наведено на рисунку 1. Аналіз наведених на рисунку 1 закономірностей вказує на наступне.

По-перше. Навантаження на мастильні утворення відіграє суттєву роль, що пояснюється виходом коефіцієнта тертя за межі сухого тертя з приростом нормального навантаження $\Delta P = 400$ Н, але не однозначно для моторних олив за різними основами. Оскільки приріст навантаження здійснюється миттєво при пуску двигуна, то неминучі і процеси динамічного сприйняття навантажень на мастильні утворення, здійснення ними опору руйнуванню та безпосередньо їх руйнування. При цьому, експлуатаційний технічний стан моторних олив за запропонованим комплексним критерієм оцінки визначає запас їх поточних трибологічних властивостей забезпечувати як мінімум граничне мащення та захищати металеві поверхні від механічного впливу.



a



б

Рисунок 1 – Залежність коефіцієнта тертя від критерію E_M при моделюванні навантаження на підшипник із залишковими мастильними утвореннями:

a – навантаження $P_1=553\text{H}$; *б* – навантаження $P_2=951\text{H}$:

1 – коефіцієнт сухого тертя; 2 – моторна олива EVO 5W40; 3 – моторна олива AZMOL 15W40

По-друге. Коефіцієнт тертя відносно еталонного значення комплексного критерію (для оливи EVO 5W40 $E_M=3,46$, для оливи AZMOL 15W40 відповідно $E_M=3,85$) з його зменшенням, що викликано впливом взаємодії з картерними газами, змінюється неоднозначно. При навантаженні на двигун в 0% ($P_1=553\text{H}$), а також при стартерному обертанні колінчастого валу до початку підхватів циліндрів, можливі прояви граничного мащення та захист металевих поверхонь від патологічних зносів для обох моторних олив. При цьому більш гарні антифрикційні властивості будуть забезпечувати мастильні утворення в зоні контакту, що утворилися із синтетичної оливи EVO 5W40. Однак з приростом навантаження на двигун від 0% до 25% ($P_2=951\text{H}$) захист металевих поверхонь може бути забезпечено тільки мастильними утвореннями, які утворилися із синтетичної оливи EVO 5W40, при цьому має місце дуже низький прогнозований коефіцієнт тертя $\mu=0,025-0,03$. Мінеральна моторна олива не забезпечує захист металевих поверхонь попередньо створеними мастильними шарами, про що

свідчить збільшення прогнозованого коефіцієнта тертя більше ніж $\mu=0,25$. Останнє в свою чергу обумовить протікання патологічних процесів руйнувань поверхонь тертя. Але також, слід відмітити, що для еталонних станів моторних олив, тобто з не втраченими експлуатаційними властивостями, в аналізованих умовах відсутності подачі їх в зону тертя, більш надійний режим мащення буде забезпечувати мінеральна олива AZMOL 15W40, та взагалі – на грані руйнувань шарів, попередньо створених з її молекул, $\mu=0,16-0,18$.

Таким чином, використаний метод прямої екстраполяції дозволив теоретично виявити трибологічні стани елементів трибоз'єднань у підшипнику ковзання колінчастого валу при моделюванні дії сил механічного навантаження на мастильні утворення в умовах відсутності подачі моторних олив в зону тертя [4], тобто при мастильному голодуванні.

Література

1.Кубіч В.І., Чернета О.Г., Мимоход Д.Ю. Вплив примусово зістарених моторних олив на трибологічний стан модельного трибоз'єднання/ Проблеми тертя та зношування. №3(96), 2022. К.: НАУ. С.41-52

2. Слинько Г.І. Вплив навантаження бензинового чотиритактового двигуна на критерій мащення шатунного підшипника колінчастого валу /Г.І. Слинько, В.І. Кубіч, В.І.Бокарев// Вісник двигунобудування. Запоріжжя, АО «Мотор Січ». т.1. 2019. с.18-28

3. Кубич В.И. Коэффициент трения триад «45XH2MФА - Lukoil-Super - AO20-1», «12X2H4 - Lukoil-Super - AO20-1» в условиях ступенчатого нагружения /В.И. Кубич// Проблеми тертя та зношування №61. 2013. К.: НАУ. С.37-45

4. Термінологічний словник-довідник з трибології, надійності та нанотехнологій / [Івченко Л. Й., Черкун В. Ю., Кубіч В. І., Черкун В. В.]; за заг. ред. Л. Й. Івченка – Запоріжжя : ЗНТУ, 2016. – 116 с

Міщенко Ігор Вікторович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, : ivmishch@gmail.com

Пивовар Дмитро Олегович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧІ НАДІЙНОСТІ ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМ

Розглядається задача визначення показників надійності (імовірність безвідмовної роботи, щільність відмов і середнього часу до руйнування) трубопроводних систем з урахуванням зовнішньої випадкової кінематичної дії з метою запобігання аварійних ситуацій на промислових об'єктах, об'єктах підвищеної небезпеки тощо.

При зовнішній кінематичній дії в різних елементах конструкції відбувається накопичення пошкоджень від втомленості, що призводить до виникнення тріщин, подальшого їх розвитку та руйнування або відмови.

Випадковий характер зовнішньої кінематичної дії призводить до необхідності рішення задачі статистичної динаміки і надійності в імовірнісній постановці. Аналіз накопичених пошкоджень в трубопроводній системі важливий для визначення її працездатності і запобігання аварій на різних об'єктах (літальні апарати, транспортні засоби різного призначення, металургійні підприємства та ін.).

Розрахунок конструкцій при вібраційному навантаженні розглянуто в роботі [1], розв'язання задачі надійності для елементів конструкцій при циклічному навантаженні та різних фізичних моделях відмов на основі двовимірних марковських моделей, загальну постановку задачі надійності з урахуванням зовнішнього випадкового кінематичного впливу розглянуто в роботі [2].

Розглядається задача визначення показників надійності – імовірності безвідмовної роботи, щільності відмов та середнього часу до руйнування – трубопроводної системи, представленої на Рис. 1. Передбачається, що зовнішній кінематичний вплив становить стаціонарний нормальний випадковий процес з відомою спектральною щільністю (Рис. 2).

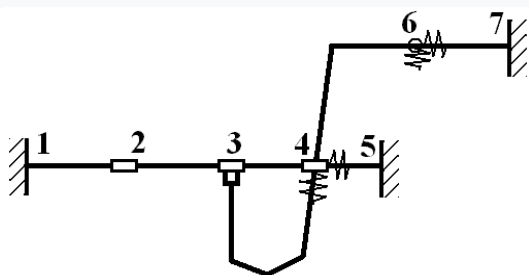


Рис. 1 – Трубопроводна система

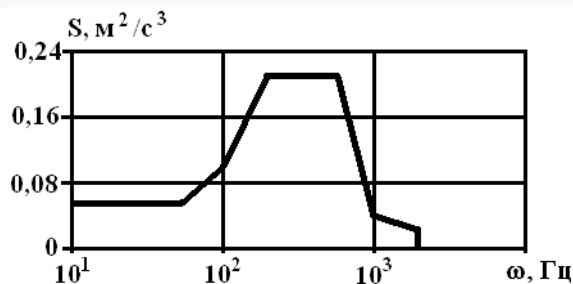


Рис. 2 – Спектральна щільність

На першому етапі у межах кореляційної теорії за допомогою методу скінчених елементів вирішується задача випадкових коливань аналізованої конструкції. Використовуючи співвідношення теорії пружності та методу скінчених елементів, отримуємо ймовірнісні характеристики напружень в окремих елементах конструкції. Визначивши найнебезпечніші з них, переходимо до другого етапу, який полягає у прогнозуванні надійності цих елементів [2]. Як правило, для даного класу конструкцій параметри напружено-деформованого стану видаються у вигляді суперпозиції квазігармонійних випадкових процесів, більше того, одна з форм коливань є домінуючою, що дозволяє для вирішення задачі надійності використовувати вузькосмуговий випадковий процес

$$y(t) = \lambda(t) \cos[\omega t + \varphi(t)],$$

(у загальному випадку необхідно за вибраним методом схематизації здійснити приведення вихідного процесу до еквівалентного за дією пошкодження вузькосмугового [1]).

На цьому етапі використовують наступні імовірнісні характеристики:

- одновимірну щільність імовірності $f(\lambda)$ кривої, що огинає, $\lambda(t)$ (амплітуди напружень);
- несучу частоту ω ;
- кореляційну функцію $K_y(\tau)$.

Задача надійності вирішується з урахуванням різних чинників, у тому числі, імовірнісному завданні кривих втомленості матеріалу. Останнє дозволяє врахувати мікроструктурну неоднорідність матеріалу і отримати точніші в порівнянні з використанням детермінованої кривої втоми показники надійності конструкцій.

Розрахунки проводилися для системи, яка після скінченоелементної дискретизації налічувала 14 елементів, 15 вузлів. У системі є трійник 3, приварений до трубок, а також два з'єднання – 2, 4. Зовнішній діаметр трубок зліва від трійника $d=0,022$ м, праворуч $d=0,02$ м, для інших $d=0,01$ м, товщина трубок $h=0,001$ м, модуль пружності $E=7 \cdot 10^4$ МПа, густина $\rho=2,8 \cdot 10^3$ кг/м³. Закріплення трубопроводу імітується за допомогою лінійних і кутових пружин кінцевої жорсткості.

Аналізуючи поведінку конструкції, оцінюючи вклад кожної з форм коливань, було розраховано середньоквадратичні відхилення напружень в елементах конструкції і визначені найбільш небезпечні з точки зору напружено-деформованого стану точки. При вказаній зовнішній дії найбільш небезпечною є 3-а і 4-а форма коливань системи, вклад інших форм в напружено-деформований стан значно (на один-два порядку) менший.

Розрахунки проводилися для різних значень дисперсії напружень σ_λ^2 (МПа)², що обумовлено введенням масштабного коефіцієнта для спектральної щільності. Для розрахунку імовірнісних характеристик міри ушкодження використовувалося кінетичне рівняння, що відповідає лінійній гіпотезі накопичення пошкоджень. Крива втомленості (шматково-постійна), що отримана експериментально на зразках конструкції, представлена на Рис. 3 (суцільна лінія) в координатах $lg\lambda - lgN$ (тут N – число циклів) і має характеристики (m – показник кривої втоми)

$$m = \begin{cases} 6, & N < 2,5 \cdot 10^5, \lambda > 161,9 \text{ МПа} \\ 10, & 2,5 \cdot 10^5 \leq N < 5 \cdot 10^6, 120 < \lambda \leq 161,9 \text{ МПа} \end{cases}$$

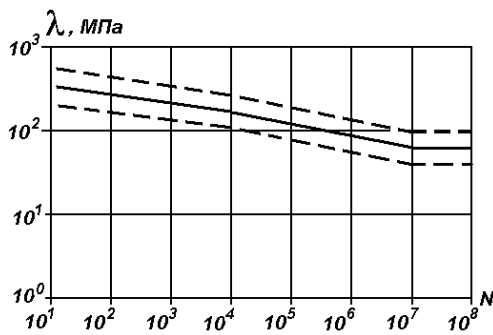


Рисунок 3 – Крива втомленості

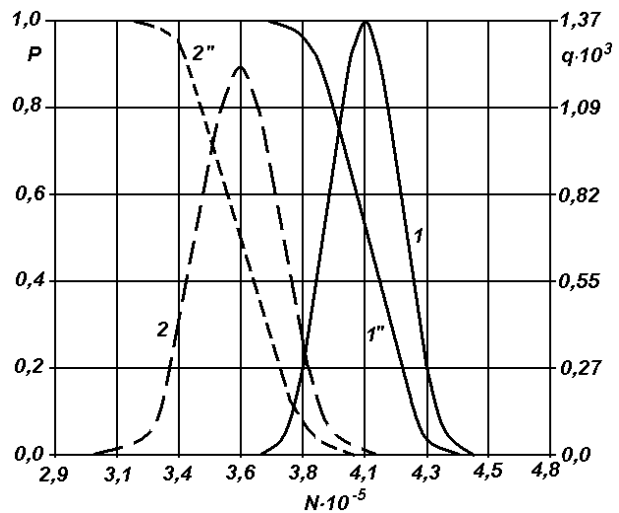


Рисунок 4 – Імовірність безвідмовної роботи та щільність імовірності відмов

Таким чином, можна визначити одновимірну щільність імовірності міри пошкоджень $f(z, t)$, за якою визначаються усі основні показники надійності для кумулятивних моделей накопичення пошкоджень: імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ і щільність імовірності відмов $q(t)$

$$P(t) = \int_0^1 f(z, t) dz ; \quad q(t) = -dP(t)/dt = -\int_0^1 df(z, t)/dt dz,$$

а також середній час m_T і дисперсія часу σ_T^2 до руйнування

$$m_T = \int_0^{\infty} tq(t)dt ; \quad \sigma_T^2 = \int_0^{\infty} t^2q(t)dt - m_T^2.$$

У елементах трубопровідної системи відбувається накопичення пошкоджень від втоми, що може привести до її руйнування і відмови. У роботі наводяться чисельні дослідження за визначенням показників надійності вказаних конструкцій при випадковій кінематичній дії. Імовірнісне завдання кривої втоми дає занижене в порівнянні з детермінованою значення середнього ресурсу, що є важливим при оцінці працездатності об'єктів.

Література

1. Гусев, А.С. Расчет конструкций при случайных воздействиях [Текст] / А.С. Гусев, В.А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
2. 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.

Поваляєв С. І., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Шарапата А. С., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МОДЕЛЮВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОЦЕДУРНИМИ МЕТОДАМИ ПРИ СТВОРЕННІ ТЕКСТУР

В умовах дистанційного навчання для викладання технічних дисциплін є проблема демонстрування більш реалістичних поверхонь елементів конструкцій, вузлів, деталей тощо.

Декілька джерел освітлення, матеріал, текстура, віддзеркалення, внутрішнє сяяння, зовнішнє середовище, шорсткість поверхні. Налаштування всіх цих параметрів практично відсутнє в сучасних інженерних програмах САПР моделювання або дуже спрощене або обмежене.

Різноманітність матеріалів, з яких виготовляються елементи конструкцій і деталі машин дуже широка, також існує багато методів і технологій виготовлення які залишають на поверхні різні візерунки, текстуру і візуальні ефекти. Це доповнює деталь різноманітними поверхневими особливостями, які не так просто буває змодельовати. Але вони більш повно формують враження і уявлення спостерігача про матеріал деталі, спосіб виготовлення її обробки.

Ця стаття – це початкова спроба з'ясувати які можливості існують для формування візерунку на поверхні об'єкта з певного матеріалу і з заданою технологією обробки для більш реалістичного сприйняття студентами елементів конструкцій при викладанні дисциплін дистанційно.

Візуальне сприйняття матеріалу складається з: матеріал і залишки наслідків від технології виготовлення (наприклад механічна обробка) або технології обробки поверхні.

Візуальні характеристики матеріалу об'єкта:

колір об'єму; колір поверхні; віддзеркалення; шорсткість; рисунок або текстура шорсткості поверхні; внутрішнє світіння.

Відрізняють колір об'єму і поверхні тому, що поверхня може бути частково прозора і за нею може бути видно матеріал середини (прикладом може бути лак на поверхні деталі).

До геометричних примітивів, як відомо, які можуть формувати візерунок текстури, відносять: точку, відрізок, квадрат, прямокутник, ромб, коло.

На першому етапі ми спробуємо навчитися створювати ці примітиви за допомогою процедурного алгоритму.

На другому етапі за допомогою примітивів ми будемо створювати більш складні рисунки.

Для цього будемо використовувати процедурні методи Blender [1] у редакторі Node Editor [2-5].

Наведемо декілька результатів реалізації процедурних алгоритмів (рис. 1).

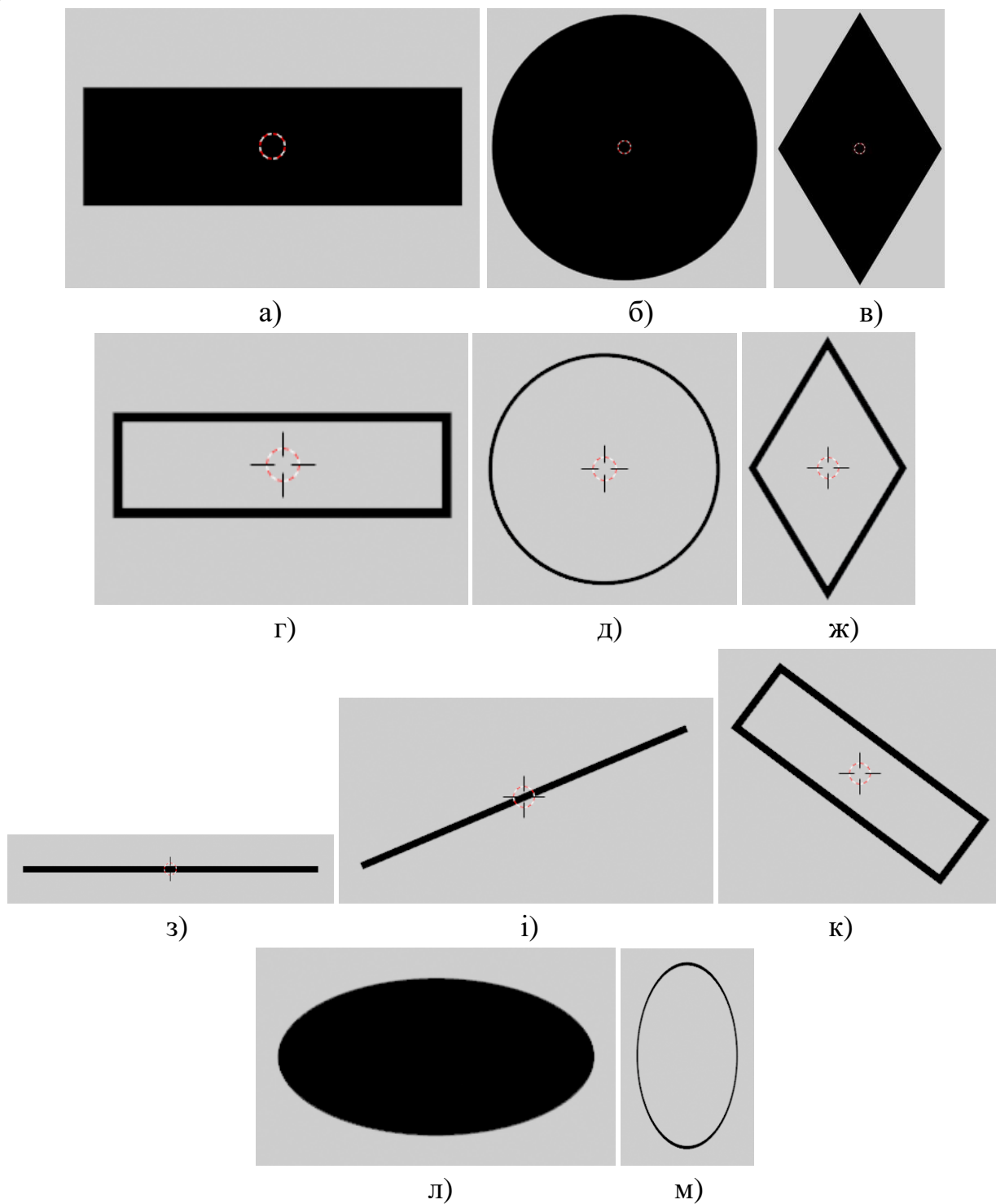


Рисунок 1 – Елементарні геометричні складові (примітиви)

Рисунки на рис. 1 наведені у чорно-сірому кольорі, але їх не складно перефарбувати в будь-який інший колір і інвертувати колір. На рис. 1,а-в,д наведені фігури заповнені кольором, а на рис. 1, г-ж,к,м в середині фігури використаний колір фону. Усі фігури можна легко масштабувати і повертати у площині.

На рис. 2 зображено результати спроб копіювання примітивів і їх об'єднання в одну загальну композицію.

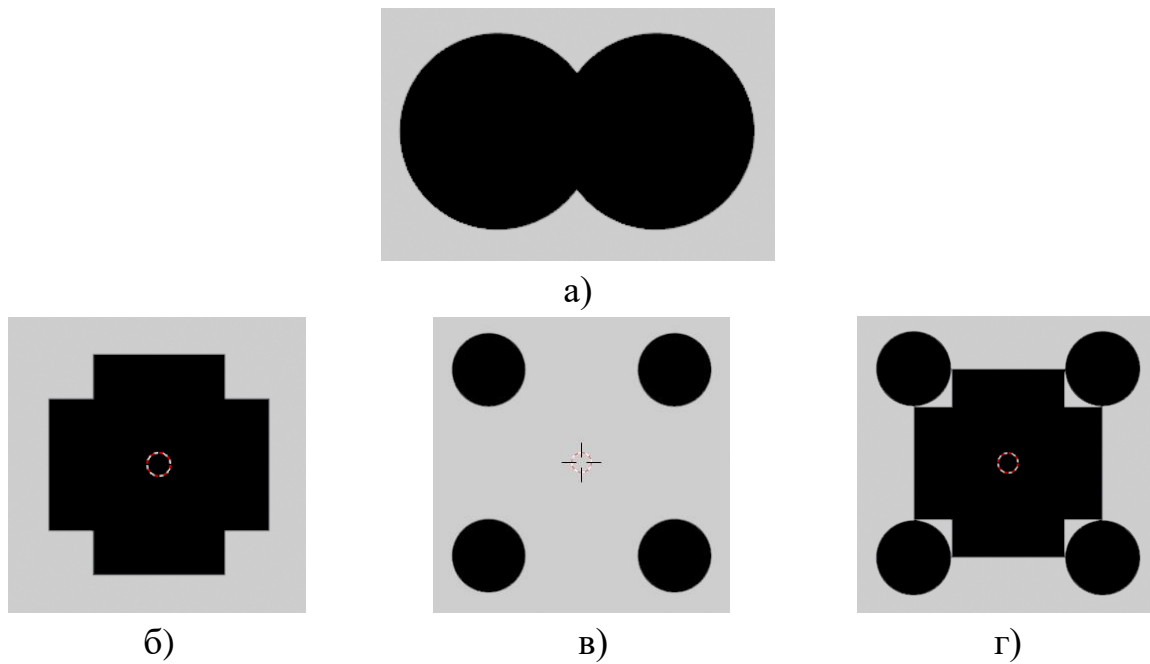


Рисунок 2 – Створення більш складних плоских об'єктів

На рис. 2,а поєднано два кола, а на рис. 2,б два прямокутники. Якщо поєднати об'єкт з рис. 2,б та з рис. 2,в, то ми отримаємо об'єкт на рис. 2,г.

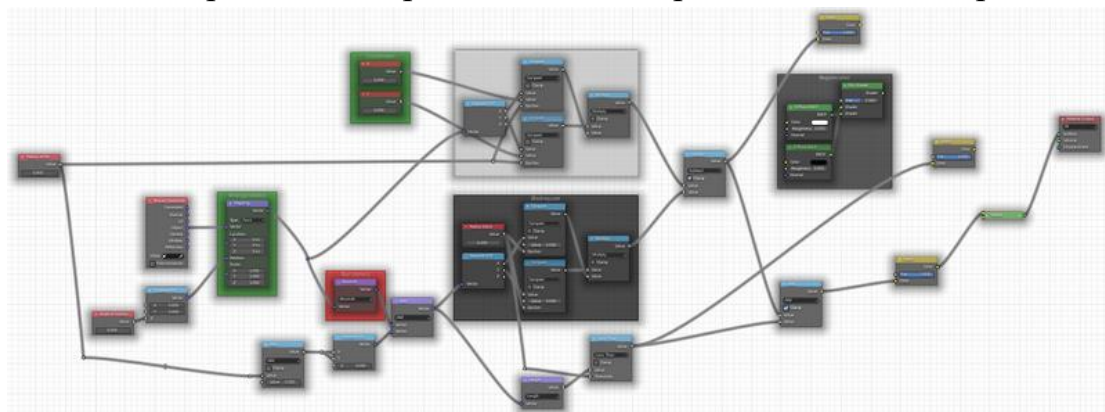


Рисунок 3 – Приклад схеми процедурного будування текстурних об'єктів на рис. 2,в

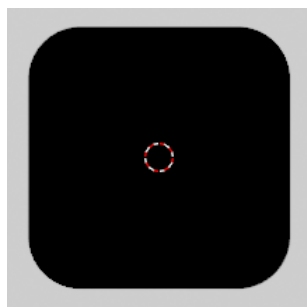


Рисунок 4 – Приклад удосконалення попереднього процедурного алгоритму (рис. 2,г)

Тут вимальовується така залежність – чим простіше геометрична форма тим складніше схема процедурного алгоритму для її створення і навпаки. Тоді чому процедурний метод нас зацікавив? Наведемо приклад текстури (рис. 5), яка на вигляд з зовні схожа на пористий матеріал. Цій текстурі відповідає блок-схема процедурного алгоритму, яка зображена на рис. 6.

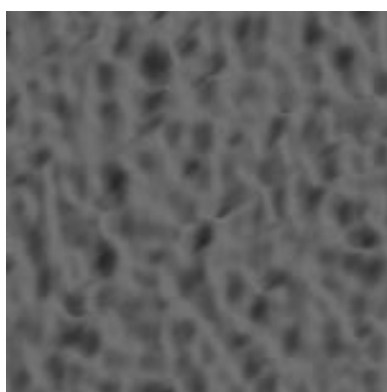


Рисунок 5 – Текстура, яка генерована процедурним методом

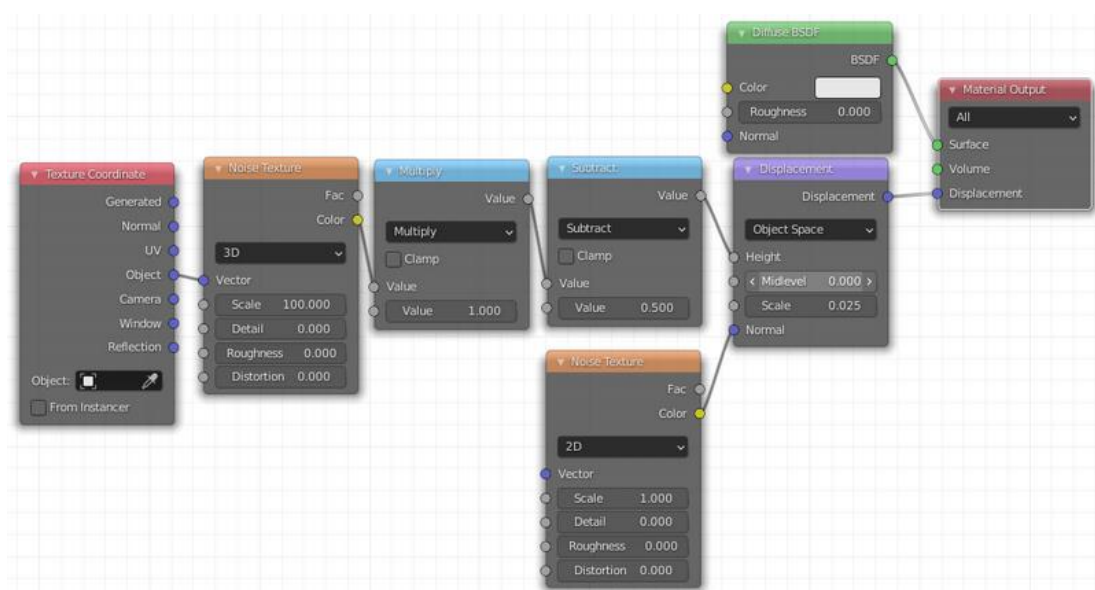


Рисунок 6 – Блок-схема процедурного методу

Тут можна зробити висновок, що досить складна текстура на рис. 5 створена достатньо простою блок-схемою процедурного методу на рис. 6.

Таким чином нам вдалося процедурним методом без використання кривих і сіток створити примітивні фігури і на їх основі більш складні. При цьому легко можемо контролювати їх колір, масштаб і кут повороту, а також координати кожного примітива окремо на загальній композиції.

Література

1. URL: <https://www.blender.org/> (дата звернення: 26.09.2022)
2. Roger D. Wickes Foundation Blender Compositing. Friends of a Designer to a Designer. An Apress company. USA. 2009. - 468 p. (ISBN-13 (pbk): 978-1-4302-1976-7)
3. Romain Caudron, Pierre-Armand Nicq, Enrico Valenza Learning Path Blender 3D: Designing Objects. BIRMINGHAM – MUMBAI. Published by Packt Publishing Ltd. 2016. – 1278 p. (ISBN 978-1-78712-719-7)
4. Enrico Valenza Blender 2.6 Cycles: Materials and Textures Cookbook. BIRMINGHAM – MUMBAI. Published by Packt Publishing Ltd. 2013. – 280 p.
5. Enrico Valenza, Christopher Kuhn, Romain Caudron, Pierre-Armand Nicq Blender 3D: Characters, Machines, and Scenes for Artists. BIRMINGHAM – MUMBAI. Published by Packt Publishing Ltd. 2016. – 1340 p.

Колісник Микола Прокопович, канд. техн. наук, професор, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», kolisnyk.mykola@pdaba.edu.ua

Лиходій Олександр Сергійович, канд. техн. наук, доцент, «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», lykhodii.oleksandr@pdaba.edu.ua

Червоноштан Андрій Леонідович, інженер ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», andrew.chervonoshtan@pdaba.edu.ua

Кріпак Микита Сергійович, магістрант ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» 17250.KRIPAK@pdaba.edu.ua

МОДЕЛЮВАННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ, ЯК ЗРАЗКА ТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ, ПРИ ПРОЇЗДІ ЗАОКРУГЛЕННЯ ДОРОГИ

У фізичному розумінні стійкість автомобіля при проїзді заокруглення дороги це спроможність системи (автомобіля) повертатись у своє попереднє

положення після того, як вона (він) була виведена із цього стану будь-якими внутрішніми або зовнішніми діючими факторами.

Так як автомобіль, як зразок технічної системи, на заокругленій дорозі є вільнорухоючим, то його стійкість проти перекидання забезпечується лише власною масою (вагою) [1].

Розглядаємо стійкість автомобіля від бічного перекидання на основі проектних рішень моделей, а саме, динамічної та математичної.

Приймаємо, що динамічна модель утворюється на основі формалізованих складових у вигляді окремої маси на яку діють відповідні силові фактори, а математична модель прийнята на основі динамічної моделі аналогічної моделюємому оригіналу, за формалізованою математичною трактовкою його сутності у вигляді диференційних рівнянь руху.

У нашому випадку об'єкт, що моделюється, прийнятий у вигляді окремої жорсткої маси на пружних опорах на які діють утримуюча сила ваги та перекидаюча сила відцентрова.

Він рухається рівномірно із швидкістю V по рівній дорозі, тому інші можливі силові фактори та ухил не враховуємо.

Автомобіль, рис. 1., знаходиться на горизонтальній площині і спирається на ліву опору, точка A з приведеною жаркістю C_n , і праву опору точка B , ЦВ – центр ваги автомобіля, I_{np} – приведений до центру ваги момент інерції системи, G_{ym} – утримуюча вага автомобіля, $F_{прк}$ – приведена до центра ваги перекидаюча сила, що являє собою дію сил пружної опори A із врахуванням відцентрової сили, ω – кутовий напрям повороту системи.

Кути: φ_{np} – пружного нахилу системи до відриву від опори A ; φ – текучий кут повороту, який може змінюватись від початкового положення до кута критичного $0 \leq \varphi \leq \varphi_{кр}$; $\varphi_{кр}$ – кут критичний, після повороту на який система буде знаходитись у стані нестійкої рівноваги; α – кут між кутом пружності та вертикальною площиною, що проходить через ребро перекидання B ; R – радіус повороту центра тяжіння системи; $R \sin(\alpha + \varphi_{np} - \varphi)$ і $R \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi)$ – плечі діючих сил; A – пружний зв'язок – опора.

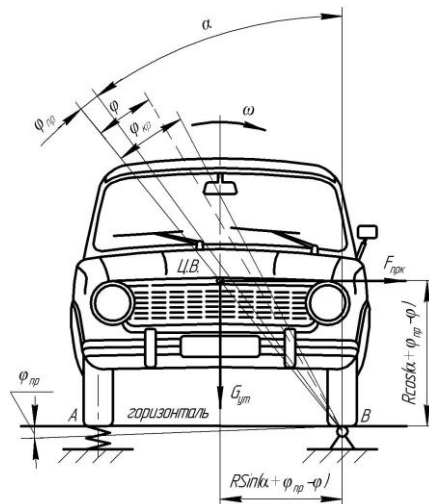


Рисунок 1 – Динамічна модель автомобіля

Математична модель та аналіз її рішення.

Для визначення математичної моделі використовуємо принцип механіки можливих переміщень, а саме, якщо система, що знаходиться у рівновазі, отримує можливе переміщення, то повна робота усіх сил на цьому переміщенні дорівнює нулю [2].

Відповідно умова стійкості при проїзді заокруглення дороги може бути у вигляді

$$A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}} \geq A_{\text{нрк.}\varphi}, \quad (1)$$

де $A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}}$ – робота сил утримуючих при нахиланні автомобіля на кут критичний (запас енергії) відносно ребра перекидання (точка B);

$A_{\text{нрк.}\varphi}$ – робота сил перекидаючих при нахиланні автомобіля на кут φ .

Робота сил утримуючих

$$A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}} = \int_0^{\varphi_{\text{кр}}} G_{\text{ym}} \cdot R \cdot \sin(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi) d\varphi = G_{\text{ym}} \cdot R [\cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{кр}}) - \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}})], \quad (2)$$

Робота сил перекидаючих при нахиланні на кут φ дорівнює роботі сил утримуючих при повороті на кут φ

$$\begin{aligned} A_{\text{нрк.}\varphi} &= \int_0^{\varphi} F_{\text{нрк}} \cdot R \cdot \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi) d\varphi = \int_0^{\varphi} G_{\text{ym}} \cdot R \cdot \sin(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi) d\varphi = \\ &= G_{\text{ym}} R [\cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi) - \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}})]. \end{aligned} \quad (3)$$

Підставивши значення (2) і (3) у (1), отримали

$$\begin{aligned} G_{\text{ym}} R [\cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{кр}}) - \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}})] &\geq G_{\text{ym}} R [\cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi) - \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}})]; \\ \text{або} \quad \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{кр}}) &\geq \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi). \end{aligned} \quad (4)$$

Отримали рішення математичної моделі у вигляді нерівності.

Проведемо аналіз рішення математичної моделі, якщо:

$$\begin{aligned} 1. \quad \varphi_{\text{кр}} &= \varphi_{\text{нр}}, \quad \varphi = \varphi_{\text{нр}} - \Delta\varphi_1, \text{ то} \\ \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}}) &\geq \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}} + \Delta\varphi_1); \\ \cos\alpha &> \cos(\alpha + \Delta\varphi_1) - \text{система стійка}; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} 2. \quad \varphi_{\text{кр}} &= \varphi_{\text{нр}}, \quad \varphi = \varphi_{\text{нр}}, \text{ то} \\ \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}}) &\geq \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}}); \\ \cos\alpha &= \cos\alpha - \text{система у стані нестійкої рівноваги}; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} 3. \quad \varphi_{\text{кр}} &= \varphi_{\text{нр}} + \Delta\varphi_2, \quad \varphi = \varphi_{\text{нр}} - \Delta\varphi_3, \text{ то} \\ \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}} - \Delta\varphi_2) &> \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}} - \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3); \\ \cos(\alpha - \Delta\varphi_2) &> \cos(\alpha - \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3) - \text{система стійка, але є зазор} \\ &\text{між опорою і основою (точка } A); \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} 4. \quad \varphi_{\text{кр}} &= \alpha + \varphi_{\text{нр}}, \quad \varphi = \alpha + \varphi_{\text{нр}}, \text{ то} \\ \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \alpha - \varphi_{\text{нр}}) &= \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \alpha - \varphi_{\text{нр}}); \text{ система знаходиться у стані нестійкої} \\ &\text{рівноваги при опорі } A \text{ із зазором.} \end{aligned} \quad (8)$$

Визначання значення кутів, що входять у рішення математичної моделі, проводимо графічно-аналітичним методом.

Висновки

1. Розглянуто питання стійкості автомобіля, як технічної системи при проїзді заокруглення дороги. Отримано залежності рівності (нерівності) тригонометричних функцій стійкості.

2. Виявлені математичні залежності які характеризують стійкість системи для положень стійких, нестійких і нестійкої рівноваги.

3. Математична модель стійкості правомірна, а її рішення зрозумілі і раціональні в залежності від складових кутів пружності, критичного, фактичного із врахуванням положення центра ваги відносно опор автомобіля.

Література

1. Волков В.П. Теорія руху автомобіля: підручник / В.П. Волков, Г.Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2015. – 320с.

2. Колісник М.П. Фізичні основи стійкості стрілових самохідних кранів із жорсткою підвіскою стріли при раптовому знятті вантажу // М.П. Колісник, А.М. Березюк, Г.В. Заєць, А.Ф. Шевченко, А.Л. Червоноштан. // Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка». – Одеса, 2020. – №1(62). – С. 70-83.

Сараєв Олексій Вікторович, доктор технічних наук, декан, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, e-mail: sarayeva9@gmail.com

Данець Сергій Віталійович, кандидат технічних наук, заступник директора Харківського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України, Харків, Україна

Сохін Андрій Андрійович, аспірант кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ АВТОТЕХНІЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПІДГОТОВКИ ФАХІВЦІВ

Сучасна автотехнічна експертиза пов'язане з застосуванням автоматизованих цифрових систем виміру й розрахунку на всіх етапах дослідження обставин дорожньо-транспортної пригоди (ДТП). У першу чергу, – це застосування лазерного вимірювання (сканування) місця ДТП, на підставі чого можливе автоматизоване складання схеми ДТП зі встановленням усіх необхідних розмірів. По-друге, це використання записів різних реєстраторів даних про події, які дозволяють фіксувати параметри руху транспортного засобу (ТЗ) в процесі ДТП, що може бути покладено в основу отримання об'єктивних вихідних даних до експертного розрахунку. По-третє, це застосування спеціальної цифрової апаратури при проведенні слідчих експериментів. І в четвертих, це широке використання прикладних програм для розрахунку механізму ДТП. Найкращій результат можна очікувати, якщо

попередньо застосувати автоматизовані цифрові системи на всіх етапах дослідження ДТП, але такий системний підхід в Україні при дослідженні ДТП поки що тільки обговорюється та розвивається.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показує, що в Україні та Європі все більш широке застосування при проведенні слідчих заходів на місці ДТП знаходить лазерне вимірювання та сканування місцевості та об'єктів, підсумком якого є цифрова схема або тривимірна модель ДТП [1]. Отримані цифрові дані зберігаються на цифровому носії і міняти чи коректувати ці дані вже не можливо. Завдяки цьому, під час проведення слідчих заходів, автотехнічної і трасологічної експертизи можна більш точно відтворити картину пригоди [2].

На даний час широке поширення отримали технічні засоби, які дозволяють фіксувати рух ТЗ у процесі ДТП. Умовно такі технічні засоби можна поділити на три групи: відеореєстратори в ТЗ, зовнішнє відеоспостереження, системи EDR – Event Data Recorder (реєстрація даних про події) [3]. Компанія Bosch виготовляє універсальні системи пошуку даних про аварію (Crash Data Retrieval, скорочено – CDR) [4]. Мережеві зв'язки датчиків все більше зв'язують активні й пасивні системи безпеки в межах єдиної системи [5]. Це збільшує перелік передаварійних параметрів автомобіля, які фіксуються EDR і, відповідно, розширює можливості з відтворення ДТП. На сьогоднішній день, отримання даних у реальному часі з EDR стало можливим завдяки поєднанню систем безпеки автомобіля з системою глобального позиціонування [6]. Інформаційні системи сьогодні – це комплекс електронної мережної системи, що поєднує бази даних, засоби і пристрої передачі, прийому, обробки, аналізу та зберігання інформації [7]. Найсучасніша інтелектуальна транспортна система поєднує в собі цілий комплекс взаємопов'язаних автоматизованих систем, що вирішують завдання керування дорожнім рухом, моніторингу і управління роботою всіх видів автомобільного транспорту, інформують про організацію технічного обслуговування [8].



Рисунок 1 – Визначення розмірів та відстаней між об'єктами на місці ДТП за допомогою лазерного вимірювання або сканування

При використуванні лазерного вимірювача або сканера усі необхідні розміри можна визначити з більш високою точністю та похибкою ± 2 мм на 25 м, а також у рази швидше ніж ручним механічним вимірюванням. Проводити лазерне вимірювання та сканування може лише одна людина, в той час, як традиційно, механічне вимірювання проводять мінімум дві людини, а за правильністю проведення вимірювань спостерігають ще двоє понять. Лазерне вимірювання та сканування можна проводити в темний час доби, що не впливає на якість та точність.

Система eSURV дозволяє виконати високоточне вимірювання на місці ДТП та в автоматизованому режимі скласти схему ДТП у привичному для експертів та поліції вигляді. Система eSURV включає певну кількість основних алгоритмів – це вимірювальний приладом тахіметр (лазерно-електронна станція), цифрова обробка вимірюваних даних за допомогою програми eSURV, та подальше цифрове складання схеми ДТП (рис. 2).

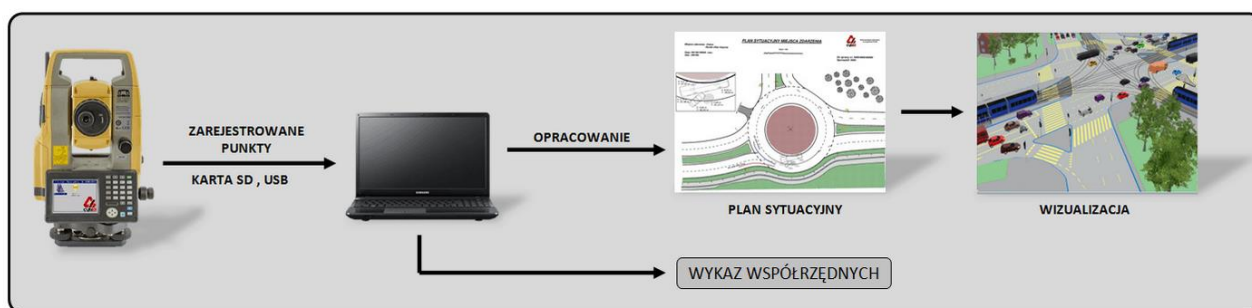


Рисунок 2 – Складові алгоритму роботи системи eSURV [9]

Після отримання первинної інформації та складання високоточної схеми ДТП потрібно здійснити наступний крок – це визначення параметрів руху транспортних засобів. Найкращі результати в визначенні параметрів руху ТЗ з точки зору об’єктивності та точності дають записи відеореєстраторів та відеоспостережень (рис. 3).

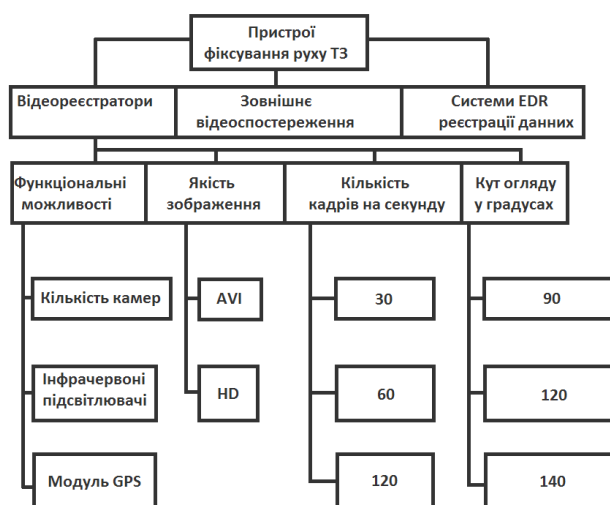
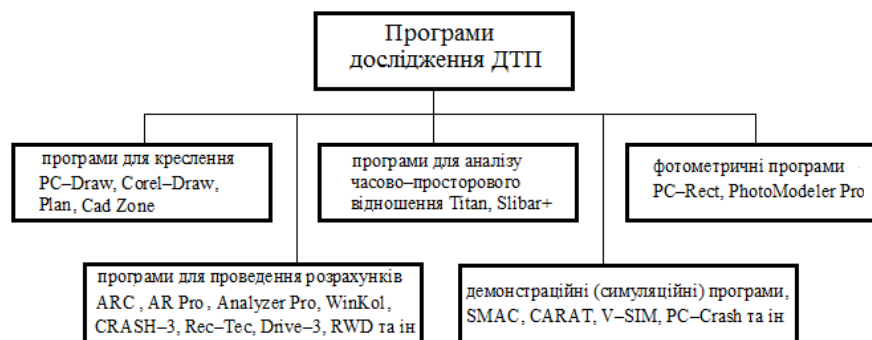


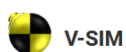
Рисунок 3 – Класифікація засобів, які дозволяють фіксувати рух ТЗ у процесі ДТП

Науковці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) та науково-дослідного експертно-криміналістичного центру (НДЕКЦ) при ГУМВС України в Харківській області розробили метод який дозволяє за даними запису с відеореєстратора оцінити основні параметри руху ТЗ – швидкість, відстань, сповільнення. Метод має певну точність і на порядок відрізняється від визначення параметрів руху ТЗ за результатами опитування свідків та учасників ДТП. Наприклад, отримані результати показали, що на ділянці запису 30–100 м у діапазоні швидкостей 40–130 км/год відносна похибка розрахункової середньої швидкості руху ТЗ складала 0,06–4,39 %, при цьому абсолютна похибка не перевищувала 0,29–5,0 км/год, що цілком допустимо. Точність визначення швидкості руху ТЗ за показниками свідків та учасників руху є набагато гіршим і має похибку 20-70 %.

Після об'єктивної оцінки параметрів руху ТЗ розпочинається етап розрахунку механізму ДТП. Найкращі результати на цьому етапі дослідження можна отримати використовуючи спеціальні програми. За напрямками застосування для потреб автотехнічної експертизи комп'ютерні програми можна поділити на декілька основних груп (рис.4): програми для накреслювання схем ДТП; фотометричні програми, завданням яких є відображення всіх об'єктів, зображених на фотознімку (сліди гальмування, осипання скла та уламків, розташування ТЗ та інших учасників, що мають відношення до ДТП), з дотриманням при цьому всіх пропорцій відстаней і розмірів як у поздовжньому, так і в поперечному напрямках; програми для проведення розрахунків параметрів руху ТЗ та інших учасників ДТП; демонстраційні (симуляційні) програми, що відображають у двовірному (2D) або в тривірному (3D) форматі рух і взаємодію учасників ДТП.



а



V-SIM

Моделирование движения и столкновений автотранспортных средств в гетерогенной среде.



ПЛАН

Подготовка планов и ситуационных зарисовок, а также 3D визуализация дорожных происшествий



СЛИБАР +

Анализ дорожно-транспортных происшествий с участием пешеходов и двухколесных транспортных средств



ТИТАН

Пространственно-временной анализ трафика

б

Рисунок 4 – Система програмного забезпечення для роботи експерта автотехніка:

- а) Класифікація програм для проблем дослідження ДТП
- б) Функціонал програм на прикладі польської фірми Cybid [10]

Таким чином, за послідовністю застосування цих методів під час дослідження ДТП можна виділити методи отримання та передачі первинної інформації про ДТП, методи виміру та фіксування об'єктів та параметрів на місці ДТП, методи моделювання розвитку процесу ДТП (рис. 5).

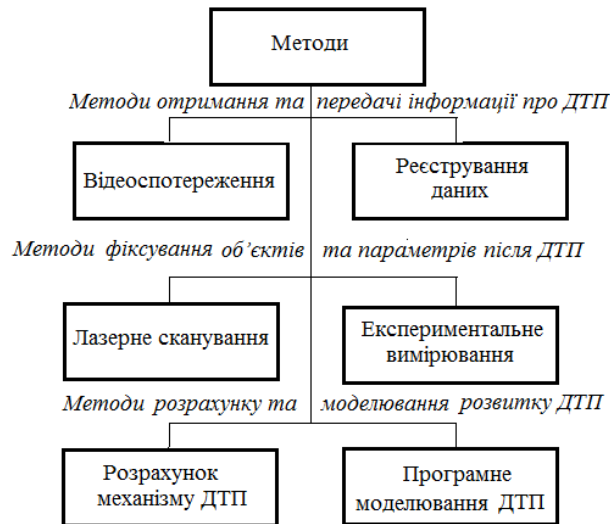


Рисунок 5 – Сучасні методи дослідження ДТП та порядок їх застосування

Що стосується експериментального вимірювання, яке застосовується дуже активно експертами автотехніками МВС України при оцінці гальмівної ефективності автомобіля, то після обробки цих даних статистичними методами вже отримані певні результати досліджень (рис. 6).

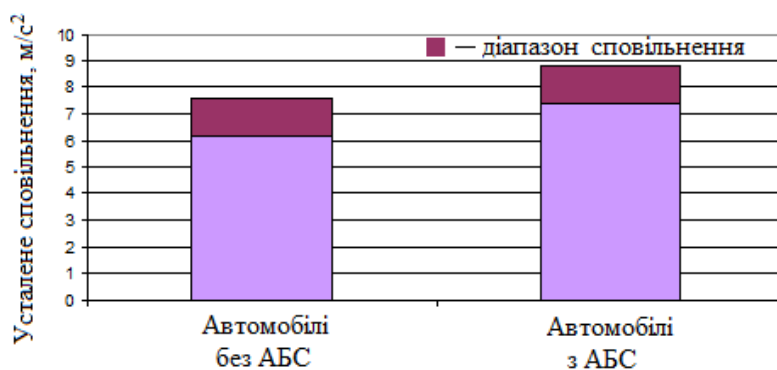


Рисунок 6 – Динаміка гальмування автомобілів

Ключовим моментом у статистичному аналізі динаміки гальмування ТЗ є встановлення діапазонів зміни випадкової величини усталеного сповільнення, які при гальмуваннях на сухому рівному асфальтобетонному покритті знаходяться в межах від 7,4 до 8,8 м/с² – у легкових автомобілів з АБС та від 6,2 до 7,6 м/с² – у легкових автомобілів без АБС.

Висновки. Підводячи підсумок, слід зазначити, що сучасні автоматизовані технології дозволяють дослідити обставини дорожньо-

транспортної пригоди на різних етапах. Відео прилади, що встановлені на автомобілі або дорозі – фіксують процес розвитку ДТП. Лазерне сканування об'єктів і місцевості – дає картину місця ДТП. Однак, під час впровадження новітніх автоматизованих технологій дослідження ДТП в Україні виникла суттєва проблема. Результати дослідження ДТП, що виконані за допомогою автоматизованих засобів і методів мають більш високу точність та інформативність і суттєво відрізняються від результатів дослідження того ж ДТП, але виконаного традиційною експертною методикою без застосування науково-технічних засобів.

Перспективи. На теперішній час виникла негайна необхідність удосконалення існуючих експертних методик дослідження ДТП з урахуванням новітніх технологій автоматизації процесу дослідження місця й механізму ДТП, вимірювання та розрахунку параметрів руху ТЗ.

Література

1. Перлін С.І. Системи лазерного сканування. Документування обставин дорожньо-транспортних пригод (інформаційний лист)/ С.І. Перлін, С.О. Шевцов, О.Б. Кучерявенко, С.А. Буряк. – Х.: НДЕКЦ при ГУМВС України в Харківській області, 2011. – 44 с.
2. Туренко А.М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП: підручник для ВНЗ / Клименко В.І., Сараєв О.В., Данець С.В.. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 320 с.
3. Ананьєв П.О. Реєстратор даних про події («Even Data Recorder») – нове джерело отримання інформації про параметри руху транспортного засобу під час дорожньо-транспортної пригоди (інформаційний лист) / П.О. Ананьєв, Ю.В. Пясецький. – К.: ДНДЕКЦ МВС України, 2011. – 40 с.
4. Автомобильный справочник BOSCH: Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с. (Rus)
5. Мельников А.А. Управление техническими объектами автомобилей и тракторов: системы электроники и автоматики: учебн. пособие для студ. высш. учеб. заведений / А.А. Мельников. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 376 с.
6. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем: монография / Под редакцией В.П. Волкова; В.П. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никонов, П.Б. Комов, И.В. Грицук, Ю.В. Волков, Е.А. Комов. – Донецк: Изд-во «Ноулидж» (донецкое отделение), 2013. – 398 с.
7. Информационные технологии на автомобильном транспорте / В.М. Власов, А.Б. Николаев, А.В. Постолит, В.М. Приходько; под общ. ред. В.М. Приходько; МАДИИ (гос. техн. ун-т). – М.:Наука, 2006. – 283 с.
8. Смагин А.А. Интеллектуальные информационные системы: учебное пособие / А.А. Смагин, С.В. Липатов, А.С. Мельниченко. – Ульяновск: УлГУ, 2010. – 136 с.

Сараєва Ірина Юріївна, канд. техн. наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Говорущенко, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: sarayeva9@gmail.com

Хрулев Олександр Едуардович, канд. техн. наук, докторант кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Рудаков Олександр Андрійович, аспірант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Говорущенко, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Суханов Михайло Юрійович, Андрійовича – аспірант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Говорущенко, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ В ЕКСПЕРТНИХ ЗАВДАННЯХ ВИЗНАЧЕННЯ ПРИЧИН НЕСПРАВНОСТЕЙ ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛЯ

Аналіз практики експертних досліджень різних несправностей [1, 2, 3] також показує, що правильне визначення їх причин і побудова яких-небудь методик неможливо без докладного опису й аналізу всіх їхніх ознак. При цьому важливо, що розв'язати пряме завдання, а саме, тільки по характеру руйнування (зламу) окремих деталей [4, 5] визначити причину, по якій вони перетворилися в уламки, неможливо, а спроба саме так підійти до розв'язку завдання є типовою помилкою експертів, що не дозволяє правильно виявити причину несправності [6].

Саме для правильного визначення причини необхідно вирішувати зворотне завдання – установити ознаки, які з'явилися на деталях внаслідок їхнього початкового ушкодження ще в той час, коли деталі зберігали працездатність [7, 8]. Тоді, якщо знати й виявити всі такі ознаки, можна встановити не тільки факт, але й причину несправності.

Із цією метою насамперед необхідно визначити місце експертних досліджень у загальному комплексі науково-дослідних і конструкторських робіт.

Саме в цьому полягає основна складність таких досліджень, причому найбільш складним виявляється визначення причин передчасних відмов двигунів у гарантійний період, установлений виробником, коли крім порушення умов експлуатації [9], необхідно розглядати й виробничі причини несправностей [10].

Аналіз опублікованих джерел [11, 12] показує, що відомі на сьогодні способи (назвемо їх умовно методиками) визначення причин несправностей і відмов двигунів в експлуатації можна розділити на 3 групи. Це: таблиці несправностей, довідники несправностей, методики діагностики технічного стану.

У результаті правильне визначення причини несправності на практиці найчастіше вдається тільки фахівцеві із серйозною підготовкою й експертним

досвідом дослідження причин несправностей [13, 14] – в інших випадках великий ризик помилитися, одержати повторну відмову й подвоїти, а іноді й потроїти власні витрати на ремонт транспортного засобу.

Проблема правильного й ефективного визначення причин несправностей залишається актуальним завданням на всіх етапах експлуатації двигунів. В експертній практиці прийнято користуватися декількома методами, до яких ставляться діагностичні, а також методи, засновані на аналізі ознак ушкодження окремих деталей.

Незважаючи на серйозні зусилля в дослідженнях, конструюванні й діагностуванні ДВЗ, застосовувані до теперішнього часу методики визначення причин несправностей мають обмежену застосовність, не мають універсальності і, як правило, не дозволяють із необхідної для практики вірогідністю знаходити причину несправності (відмови) двигунів.

Методичних матеріалів по визначенню причин несправностей ДВЗ недостатньо для розв'язку практичних завдань. У багатьох випадках пошук причини несправності припускає трудомістку роботу з аналізу численних можливих причин, яка нерідко носить суб'єктивний характер, сильно залежить від кваліфікації дослідника й може привести до помилкового визначення причини несправності.

Серйозний розвиток чисельних методів моделювання, застосовуваних для завдань проектування ДВЗ, практично не виявило впливу на методики моделювання різних несправностей, недостатньо пророблені питання застосовності відомих математичних моделей до завдань ушкодження деталей і вузлів ДВЗ. Фактично методи моделювання взагалі не застосовуються в експертних завданнях визначення причин несправностей

Література

1. MAHLE (2016) Engine Components and Filters: Damage profiles, Probable Causes and Prevention, Technical Information MS3-1109, Farmington Hills, MAHLE Aftermarket Inc., 76.
2. Missan G.S., Keswani I.P. (2016) Analysis of Causes of Engine Overheating due to Cooling System Failure Using Pareto Principle.– International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT), Volume 36, Number 5, 242–248.
3. Henning P., Walsh D., Yurko R. et. al. (2017) Predictive Equipment Maintenance. Oil Analysis Handbook. Third Edition. Chelmsford, Spectro Scientific, 120.
4. Greuter E., Zima S. (2012) Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failures and Their Causes. SAE International, 568.
5. MS Motorservice (2016) Piston damage – Recognizing and rectifying. Service tips & infos. Article No. 50003 973–02. Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH, 92.
6. Khrulev, A.E., Saraiev, O.V. (2021) Local Abrasive Wear in Automobile Internal Combustion Engines. Monograph. LAP LAMBERT Academic Publishing, Chisinau, 70.

7. Хрулев А.Э., Кочуренко Ю.В. (2017) Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях. Двигатели внутреннего сгорания, №1, 52–60. DOI: 10.20998/0419–8719.2017.1.10. Khrulev A.E., Kochurenko Yu.V. (2017) Metodika opredeleniya prichiny neispravnosti DVS pri tyajelykh ekspluatazhionnykh povrejdeniyakh. Internal combustion engines, No.1, 52-60. DOI: 10.20998/0419–8719.2017.1.10 [in Russian]
8. Хрулев А.Э. (2020) Методика составления и использования истории транспортных средств при исследовании их технического состояния в задачах определения причин неисправностей узлов и агрегатов. Криміналістика і судова експертиза, Вып. 65, 594-605. DOI: <https://doi.org/10.33994/kndise>. Khrulev A.E. (2020) Metodika sostavleniya i ispolzovaniya istorii transportnykh sredstv pri issledovanii ikh tekhnicheskogo sostoyaniya v zadachakh opredeleniya prichin neispravnostei uzlov i agregatov. [in Russian]
9. Khrulev A.E., Saraiev O.V. (2021) The method of expert assessment of the technical condition of an automobile engine after overheating. Автомобільний транспорт, 48, 5-16. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5>.
10. Dmitriev S.A., Khrulev A.E. (2020) Some aspects of influence of the connecting rod design on the output parameters of high-speed internal combustion engines. Проблеми тертя та зношування, №1(86), 23-37. DOI: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.1\(86\).144855](https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(86).144855).
11. Laskowski R. (2015) Fault Tree Analysis as a tool for modeling the marine main engine reliability structure. Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin, no.41 (113), 71-77.
12. Хрулев А.Э. (2019) Использование логико-вероятностных методов для определения причин отказов турбокомпрессоров в эксплуатации ДВС, Автомобиль и электроника. Сучасні технології, №16, 5-18. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2019.16.0.5>. Khrulev A.E., (2019) Ispolzovanie logiko-veroyatnostnykh metodov dlya opredeleniya prichin otkazov turbokompressorov v ekspluatazhii DVS. Vehicle and electronics. Innovative technologies, No.16, 5-18. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2019.16.0.5>. [in Russian]
13. MAHLE Clevite (2008) Turbocharger: Damage Profiles, Causes, and Prevention. Technical information MO-2-613. MAHLE Clevite Inc., United States, 16.
14. Miller J. (2008) Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems (S-A Design) Pa-perback, CarTech, 160.

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,
Щербак Михайло Павлович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

ІНТЕГРАЦІЯ ФОТОЕЛЕКТРИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ЕЛЕКТРОМОБІЛІ

Вугілля, нафта та природний газ є основними джерелами традиційної енергії, і в усьому світі 74 % загального споживання палива населенням залежить від цих джерел [1, 2]. Кількість традиційних викопних джерел енергії з кожним днем зменшується, а швидкість їх поширення ще доволі велика. Це призвело до дисбалансу між пропозицією та попитом на глобальну енергію [3]. Отже, є необхідність у додатковій енергії. Сонячна енергія, вітер, біомаса та геотермальна енергія є відновлюваними джерелами енергії та можуть задовольнити нинішні потреби в енергії.

Сонячна енергія доступна безкоштовно у більшості континентальних регіонів світу і може бути перетворена на корисну електричну енергію за допомогою фотоелектричної технології.

Фотоелектричні технології привертають все більше уваги до «зеленого» та «чистого» середовища. Фотоелектричні технології з електричними та гібридними транспортними засобами можна використовувати у двох різних режимах:

- встановлення сонячної фотоелектричної станції для підзарядки електромобілів та гібридних транспортних засобів;
- безпосередня інтеграція фотоелектричних панелей в електромобілі та гібридні транспортні засоби.

Прикладом інтеграції сонячної фотоелектричної технології для електричних та гібридних транспортних засобів може бути гібридний електромобіль, який використовує людські зусилля та фотоелектричну сонячну технологію для керування транспортним засобом, розроблений авторами [4]. Також аналогічним прикладом є електромобіль на сонячних батареях, призначений для подолання кризи невідновлюваних джерел енергії [5].

Авторами робіт [6, 7] пропонується можливість створення електромобіля за допомогою ефективної системи фотоелектричних батарей.

У статті [7] пропонується масив фотоелектричних модулів використовувати як джерело живлення, яке виробляє енергію для заряджання акумулятора. Свинцево-кислотна батарея використовується для зберігання енергії фотоелектричної батареї, а для її заряджання використовується понижувальний перетворювач постійного струму. Зарядний пристрій працює в одному з трьох режимів заряду:

- заряд MPPT (MPPT – the maximum power point tracking - відстеження точки максимальної потужності);

- заряд постійним струмом;
- заряд постійною напругою, що залежить як від доступної енергії від фотоелектричної батареї, так і від стану заряду в акумуляторі.

У роботі [8] представлено прототип гібридного транспортного засобу на сонячній енергії розроблений на основі звичайного автомобіля з використанням кількох електричних компонентів, таких як двигун-колесо, фотоелектричні панелі та літій-іонні батареї. Дослідницький центр управління та додатків (CARC) розробив і впровадив модель транспортного засобу, що рухається, з використанням фотоелектричної панелі для модернізації традиційних триколісних транспортних засобів та ефективного використання відновлюваних джерел енергії в Бангладеш.

Висновки

Проведені дослідження показали, що у світі активно розвиваються і розробляються способи використання сонячних панелей у якості джерела електричної енергії для електромобілів і гібридних транспортних засобів. Ці панелі використовують не тільки на стаціонарних зарядних станціях, але і вбудовують у самі транспортні засоби. Це дає можливість збільшити автономний хід автомобіля, підвищити його економічність і зменшити час зарядки на зарядних станціях.

Література

1. Kulisic, B., Dimitriou, I., Mola-Yudego, B. From preferences to concerted policy on mandated share for renewable energy in transport. *Energy Policy*. 2021. Вип. 155. С. 112355.
2. Trieb, F., Moser, M., Kern, J. Liquid Solar Fuel–Liquid hydrocarbons from solar energy and biomass. *Energy*. 2018. Вип. 153. С. 1–11.
3. Saleem, H., Jiandong, W., Zaman, K., та ін. The impact of air-railways transportation, energy demand, bilateral aid flows, and population density on environmental degradation: evidence from a panel of next-11 countries. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*. 2018. Вип. 62. С. 152–168.
4. Spina, M. A., Vega, R. J. de la, Rossi, S. R., та ін. Some Issues on the Design of a Solar Vehicle Based on Hybrid Energy System. *International Journal of Energy Engineering*. 2012. Вип. 2, № 1. С. 15–21.
5. Alphonse, I., Thilagar, H., Singh, F. B. Design of Solar Powered BLDC Motor Driven Electric Vehicle. *International Journal of Renewable Energy Research (IJRER)*. 2012. Вип. 2, № 3. С. 456–462.
6. Shariff, S. M., Alam, M. S., Ahmad, F., та ін. System design and realization of a solar-powered electric vehicle charging station. *IEEE Systems Journal*. 2019. Вип. 14, № 2. С. 2748–2758.

7. Nguyen, T.-T., Kim, H. W., Lee, G. H., та ін. Design and implementation of the low cost and fast solar charger with the rooftop PV array of the vehicle. Solar Energy. 2013. Вип. 96. С. 83–95.
8. Rizzo, G., Tiano, F. A., Mariani, V., та ін. Optimal modulation of regenerative braking in through-the-road hybridized vehicles. Energies. 2021. Вип. 14, № 20. С. 6835.

Борисенко Анна Олегівна, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, anutochka2111@gmail.com

ЕВОЛЮЦІЯ TESLA AUTOPILOT

Перша система автопілота, що використовує одну камеру, тепер неофіційно називається AP1. Починаючи з нового обладнання HW2.0, Tesla змінила назву функції на Enhanced Autopilot (EAP) з декількома додатковими функціями. У березні 2019 р. Tesla відмовилася від EAP і створила більш дешевий і менш функціональний автопілот, який просто назвав AP. У квітні 2019 р. функціональний автопілот AP став стандартом для всіх нових автомобілів, які замовляли за спеціальним замовленням. Ця нова точка доступу є підмножиною функцій EAP, при цьому інші функції EAP переміщені в набір функцій 5 рівня автономності автопілота який отримав назву Full-Self-Driving (FSD) – повністю самокерований автомобіль.

Ті власники, які придбали EAP, продовжать отримувати всі функції EAP і отримувати оновлення в майбутньому. Функції FSD не є обов'язковими і можуть бути придбані разом з новим автомобілем або придбані та активовані пізніше. У таблиці 1 зведені характеристики автопілота, який встановлювався на автомобілі, що випущені з 17 серпня 2014 р. до теперішнього часу. Більш ранні автомобілі не мали жодної з цих функцій.

Таблиця 1 - Характеристики автопілота Tesla

Характеристики автопілота	без AP	AP1	AP	EAP	FSD
Запобігання фронтального зіткнення	так	так	так	так	так
Попередження про виїзд з смуги руху	так	так	так	так	так
Уникнення з'їзду зі смуги руху	так	ні	так	так	так
Уникнення виїзду за межі аварійної смуги	так	ні	так	так	так
Запобігання бокового зіткнення	так	ні	так	так	так
Автоуправління, прискорення і гальмування	ні	так	так	так	так
Автоматичний паркінг	ні	так	ні	так	так
Автоматична зміна смуги руху	ні	так	ні	так	так
Читає знаки швидкості	ні	так	так	так	так
Навігація на автопілоті	ні	ні	ні	ні	так
Реагує на світлофори і знаки зупинки	ні	ні	ні	ні	так
Повне автономне водіння	ні	ні	ні	ні	май-бутнє

Згідно класифікації рівнів автономного водіння, що запропонований Товариством автомобільних інженерів (SAE) [1], електромобілі Tesla виконують варіант автономної автоматизації другого рівня. Мета Tesla - перейти на рівень 3 і, в кінцевому підсумку, на рівень 5, який називається Full Self-Driving (FSD).

Проведемо дослідження апаратного забезпечення автопілота, а саме дослідження процесорів, які використовуються в електронному блоку керування (ЕБК) автопілота електромобілів Tesla. В даний час існує чотири варіанти апаратного забезпечення, пов'язаного з автопілотом електромобілів:

- HW0 – рання модель апаратного забезпечення, яка встановлювалась на перші автомобілі Tesla без можливості автопілота;

- HW1 – перша модель автопілота заснована на чіпі Mobileye. Апаратне забезпечення використовує одну камеру, радар і 12 ультразвукових датчиків середнього радіусу дії. Електроніка поєднана з камерою за дзеркалом заднього виду;

- HW2.0 – автопілот Tesla 2-го покоління, що використовує 8 камер, 12 ультразвукових датчиків дальньої дії і один передній радар. Абсолютно новий процесорний модуль ECU був створений Tesla на основі системи Drive PX2 від Nvidia;

- HW2.5 – являє собою невелике оновлення HW2.0, в першу чергу для забезпечення надмірності і трохи підвищеної надійності. Ця версія також зробила можливими дві функції, не пов'язані з автопілотом - відеореєстратор і сторожовий режим з локально збереженим відео;

- HW3 – велике оновлення блоку управління автопілотом, що використовує власний чіп Tesla;

- HW4 - оновлено ЕБК автопілота з використанням мікросхеми Tesla 2-го покоління, з продуктивністю в 3 рази вище, ніж у HW3.

Окремо проведемо дослідження контролера FSD – Tesla. Full Self-Driving Chip (FSD Chip) – це контролер автономного водіння, розроблений Tesla і представлений на початку 2019 р. для власних автомобілів. Tesla стверджує, що FSD Chip призначений для автономного водіння 4 і 5 рівнів. Виготовлений Samsung за 14 нм технологічним процесом, контролер включає в себе 3 чотирьохядерних процесора Cortex-A72, що працюють на частоті 2,2 ГГц, а нейронні блоки обробки інформації працюють на частоті 2 ГГц. FSD підтримує до 128-Мб пам'яті LPDDR4-4266 (рисунок 1).

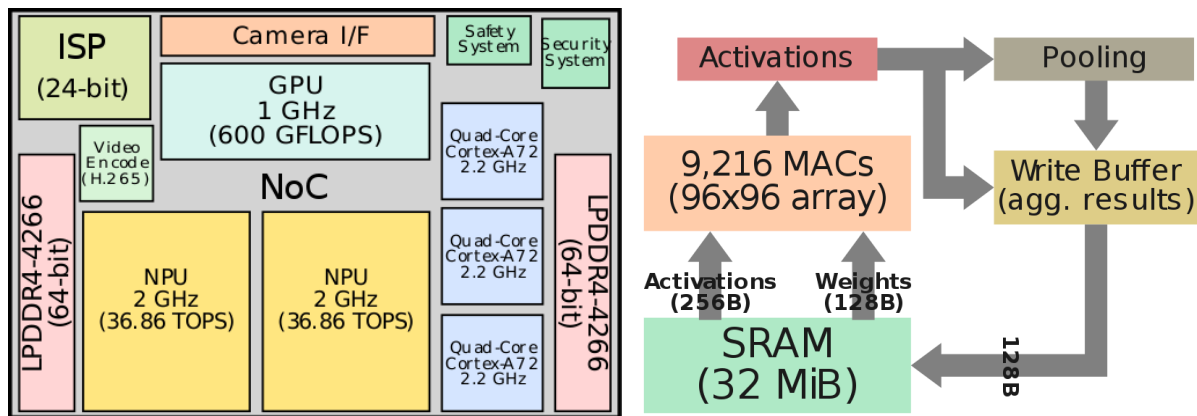


Рисунок 1 – Структура блока нейронної обробки мікросхеми FSD

Мікросхема FSD об'єднує два спеціально розроблених блоку нейронної обробки. Кожен NPU містить 32 МБ SRAM, призначеної для зберігання тимчасових мережових результатів, що скорочує переміщення даних в основну пам'ять. У кожному циклі 256 байтів даних активації і додаткові 128 байтів даних зчитуються з SRAM в масив MAC, де вони об'єднуються. Кожен NPU має блок множення-накопичення. Працюючи на частоті 2 ГГц, кожен NPU має пік продуктивності 36,86 трлн операцій за секунду (TOPS). З двома NPU на кожній мікросхемі мікросхема FSD здатна виконувати до 73,7 трлн операцій за секунду при максимальній сукупній продуктивності. Після операції скалярні дані передаються на обладнання активації.

При нормальній роботі програма нейронної мережі завантажується на початку і зберігається в пам'яті протягом всього часу, протягом якого мікросхема отримує живлення. Запуск виконується шляхом установки адреси вхідних буферів (наприклад, підключення відеокамери), установки адреси вихідного буфера, установки адреси програми і запуску. NPU буде асинхронно самостійно запускати всю модель нейронної мережі до тих пір, поки не буде досягнута інструкція зупинки, яка запускає переривання, дозволяючи процесору обробити результати.

Для обробки інформації навколо автомобіля поєднуються відеопотоки з камер, що розташовані з усіх боків автомобіля. Алгоритми працюють з зображеннями з усіх камер, який відправляється в масив нейромереж, які «склеюють» кадри з різних камер і видають двовимірну карту об'єктів і дороги, як би зняту з повітря. Причому якщо для найближчого оточення карта складається точно за тим, що безпосередньо видно на камері, то для прихованих або віддалених частин дороги нейромережі досить точно прогнозують схему. Приблизно так само мислить і людина: коли ми їдемо по парковці біля торгового центру, ми можемо не бачити наступний проїзд за великим вантажівкою, але ми розуміємо, що він там знаходиться і, відповідно, можемо пригальмувати, бо звідти може виїхати інший автомобіль.

Підхід Tesla до досягнення рівня SAE 5 полягає в навчанні нейронної мережі з використанням інформації від тисячі водіїв Tesla з використанням основної камери та інформації з компонентів, які використовуються в автомобілі для інших цілей, ультразвукові датчики, які використовуються для

паркування, тощо. Повне самостійне керування (FSD) – це пакет оновлень для Autopilot, що пропонує інші функції ADAS. На квітень 2022 р. понад 100 000 осіб мають бета-доступ до додаткових функцій, які все ще знаходяться в розробці, включаючи співробітників, учасників програми раннього доступу та підписаних користувачів, які відповідають визначеним критеріям оцінки безпеки.

Література

1. Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems for On-Road Motor Vehicles J3016_202104. https://www.sae.org/standards/content/j3016_202104/ (дата звернення 18.10.2022)
2. Tesla Model S. <https://www.tesla.com/models> (дата звернення 18.10.2022)

Бороденко Юрій Миколайович, к. ф.-м. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, docentmaster@gmail.com

СКЛАДАННЯ АЛГОРИТМІВ КЕРУВАННЯ СИЛОВОЮ УСТАНОВКОЮ ПНЕВМАТИЧНОГО ГІБРИДУ

Вступ

Застосування пневматичної тяги дозволяє вирішувати задачі, пов'язані з проблемами екологічної чистоти та енергозбереження на автомобільному транспорті, який експлуатується в умовах міста. В [1] позначено переваги і недоліки пневматичного приводу автомобіля (ППА) в порівнянні з альтернативним електричним приводом та відокремлені аспекти побудовання ППА, що пов'язані з енергетичною автономністю, конструктивною адаптивністю та кібернетичною повнотою. В [2, 3] підкреслено доцільність застосування ППА, як енергетично автономної системи «Розгін-гальмування».

Об'єкти і алгоритми керування

Синтезована система пневматичного гібрида, який не заряджається із зовні [4], дозволяє реалізувати алгоритми керування на трьох рівнях гібридизації силової установки: мікрогібрид; помірний гібрид; повний гібрид. В першому випадку, для реалізації функції «Розгін-гальмування», використовується пневматичний привід, який функціонує тільки за рахунок рекуперованої енергії гальмування. В такому разі, гібридна силова установка (ГСУ) розглядається, як паралельна конфігурація гібрида. Другий варіант, передбачає додаткове застосування енергії ДВЗ для зарядження ресиверу пневмоприводу. При цьому, схема передачі енергії ГСУ являє послідовну конфігурацію гібрида. В третьому варіанті, використовується сумісна передача енергії на колеса автомобіля від ДВЗ і пневмодвигуна. Таким чином, згідно класифікаційним атрибутам пневматичних гібридів ЕНРВ (Engine Hybrid Pneumatic Vehicle), можна записати аббревіатури трьох об'єктів керування [5]:

- незаряджувана система «Розгін-гальмування», яка працює паралельно з ДВЗ – NR-AB-P (Non-Rechargeable – Acceleration-Braking – Parallel);
- незаряджувана система «Розгін-гальмування», яка працює послідовно з ДВЗ – NR-AB-S (Non-Rechargeable – Acceleration-Braking – Serial);
- незаряджуваний повний гібрид за змішаною схемою підключення силових агрегатів – NR-FH-M (Non-Rechargeable – Full Hybrid – Mixed).

Слід додати, що розглянуті варіанти ГСУ передбачають почергову реалізацію алгоритмів керування в напівавтоматичному та автоматичному режимах. Виходячи з цього, можна побудувати декілька алгоритмів керування для наведеної в [4] композиції пневмогібриду, згідно означених конфігурацій:

- мікрогібриду АВ-Р в напівавтоматичному режимі;
- мікрогібриду АВ-Р в автоматичному режимі;
- помірного гібриду АВ-S/P в напівавтоматичному режимі;
- помірного гібриду АВ-S/P в автоматичному режимі;
- повного гібриду FH-M в автоматичному режимі.

Абревіатура S/P означає почергову роботу силових агрегатів за послідовною та паралельною схемами передачі потужності.

На першому етапі, будується алгоритм напівавтоматичного керування розгоном і гальмуванням автомобіля з метою налаштування програми і формування калібрувальної інформації автономного ППА модельного зразка. За результатами тестування, корегується структура і програмне забезпечення системи керування для реалізації автоматичного режиму функціонування паралельного мікрогібриду дослідного зразка. Далі, аналогічним чином передбачається реалізація автоматичного керування в режимі зарядження пневмоакумулятору (ПАК) від енергії ДВЗ (алгоритму послідовної передачі потужності). У випадку задовільних результатів випробувань паралельної і послідовної конфігурації пневматичної ГСУ, побудовані алгоритми поєднуються в програмі повного гібриду EHPV-NR-FH-M і відпрацьовується загальний алгоритм автоматичного керування розподілом потужності між силовими агрегатами автомобіля.

Функціонування мікрогібриду в напівавтоматичному режимі

Апаратна частина системи керування ППА включає селектор ручного вибору режиму (СВР), який забезпечує три статуси пневматичного приводу («Відключити», «Готовність» і «Включити»), та два сигналізатори ступеню готовності приводу, які індукують максимальний і мінімальний тиск повітря в пневмоакумуляторі для виконання заданого їздового циклу переміщення під світлофором. У першому положенні СВР (рух на ДВЗ) система не активована, механічна прив'язка пневматики відсутня, електричні кола знеструмлені. Такий статус обирають у разі малої ймовірності руху в пробці (траса). Друге положення селектора, забезпечує функціонування системи акумуляції енергії тиску (рекуперативна зарядка балона) за рахунок підключення пневмоагрегату в режимі компресора. Третій статус задіється водієм при русі автомобіля в пробках або на світлофорах в разі, якщо сигналізатори тиску свідчать про

готовність системи. В іншому випадку, активізація режиму автоматично виключається.

Література

1. Бороденко Ю.Н., Панасовский В.В. Аспекты построения пневматической системы разгон-торможение автомобиля. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні» 15-18 жовтня 2019 р. – Х.: ХНАДУ, 2019. – С. 321 – 322.
2. Бороденко Ю.Н. Концепции построения пневматических гибридов. // Автомобильный транспорт. Сб. Научных трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2020. – вып. № 46 – С. 19 – 26.
3. 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.
4. Бороденко Ю.Н., Панасовський В.В. Побудування схеми пневматичного мікрогібрида. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» 27-29 жовтня 2021 р. – Х.: ХНАДУ, 2021. – С. 355 – 358.
5. Бороденко Ю.Н. Мехатронные системы трансмиссии и альтернативных приводов автомобиля / Ю. Н. Бороденко, С. А. Щекотунов, Щ. В. Аргун – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2020 – 197 с.

Гнатів Андрій Вікторович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kalifus76@gmail.com, тел. (066)7430887

Аргун Щасяна Валіковна, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, shasyana@gmail.com, тел. (099)3780451

Тимошевський Дмитро Сергійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, d.timoha28@gmail.com. тел. (050)7459457

ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ З ТЕПЛОВИМ ДВИГУНОМ ТА ІНДУКЦІЙНИМ ПІДГРІВОМ ПОВІТРЯ У ВХІДНОМУ КАНАЛІ

Вступ

Розробка відноситься до галузі машинобудування, а саме, до способів роботи поршневих теплових двигунів з розділеним чотиритактним або двотактним циклом [1–3].

Відомі способи роботи поршневих чотиритактних або двотактних теплових двигунів, що мають як мінімум два циліндра, спільну камеру згоряння, в яких здійснюють такти впуску та стиску, процес згоряння палива в камері згоряння, такти розширення та випуску продуктів згоряння [2–7].

Загальними недоліками відомих способів роботи поршневих чотиритактних або двотактних теплових двигунів, в яких робочий цикл здійснюють як мінімум у двох циліндрах являється недостатня ефективність перетворення теплоти згоряння палива в механічну роботу газів та підвищені викиди з відпрацьованими газами токсичних хімічних сполук, обумовлених обмеженою тривалістю процесу згоряння та високими значеннями тиску і температури продуктів згоряння.

Спосіб роботи тилового двигуна

Запропоновано розробка направлена на вдосконалення способу роботи поршневого двигуна з розділеним двотактним циклом з метою підвищення ефективності використання енергії стиснутого повітря та підведеної до нього теплоти в механічну роботу газів та відсутності викидів з відпрацьованими газами токсичних хімічних сполук [8, 9].

Поставлена задача вирішується шляхом здійснення двотактного циклу та встановленню індукційних котушок для індукційного нагріву повітря у вхідному каналі робочих циліндрів [10 - 13].

На рис.1 показано, як приклад, загальний вид поршневого теплового двигуна з розділеним двотактним робочим циклом та з індукційним підігрівом повітря вхідного каналу та трьома циліндрами, один з яких використовується як компресорний.

Двигун, (див. рис.1), містить компресорний циліндр 1 з впускним 2 та випускним 3 клапанами, впускний канал 4, на вході якого встановлено повітряний фільтр 5, камеру стиснутого повітря 6, з'єднану каналом 7 з компресорним циліндром 1, а каналом 8 через зовнішню камеру індукційного підігріву 9, навколо якої розташовано індукційну котушку 10 та поєднано через канал 11 з каналами 12 та 13 через впускні канали 14 та 15, наприклад з електроприводами, з робочими циліндрами 16 та 17, оснащеними індукційними котушками 10 та 11, які мають випускні клапани 18 та 19, наприклад з кулачковим приводом, через які відпрацьоване повітря з робочих циліндрів 16 та 17 відводиться у випускні канали 20 та 21, що з'єднані з випускними колекторами 22 та 23. Поршень 24 компресорного циліндра та поршні 25 і 26 робочих циліндрів шатунами 27, 28 та 29 з'єднані зі спільним колінчастим валом 30.

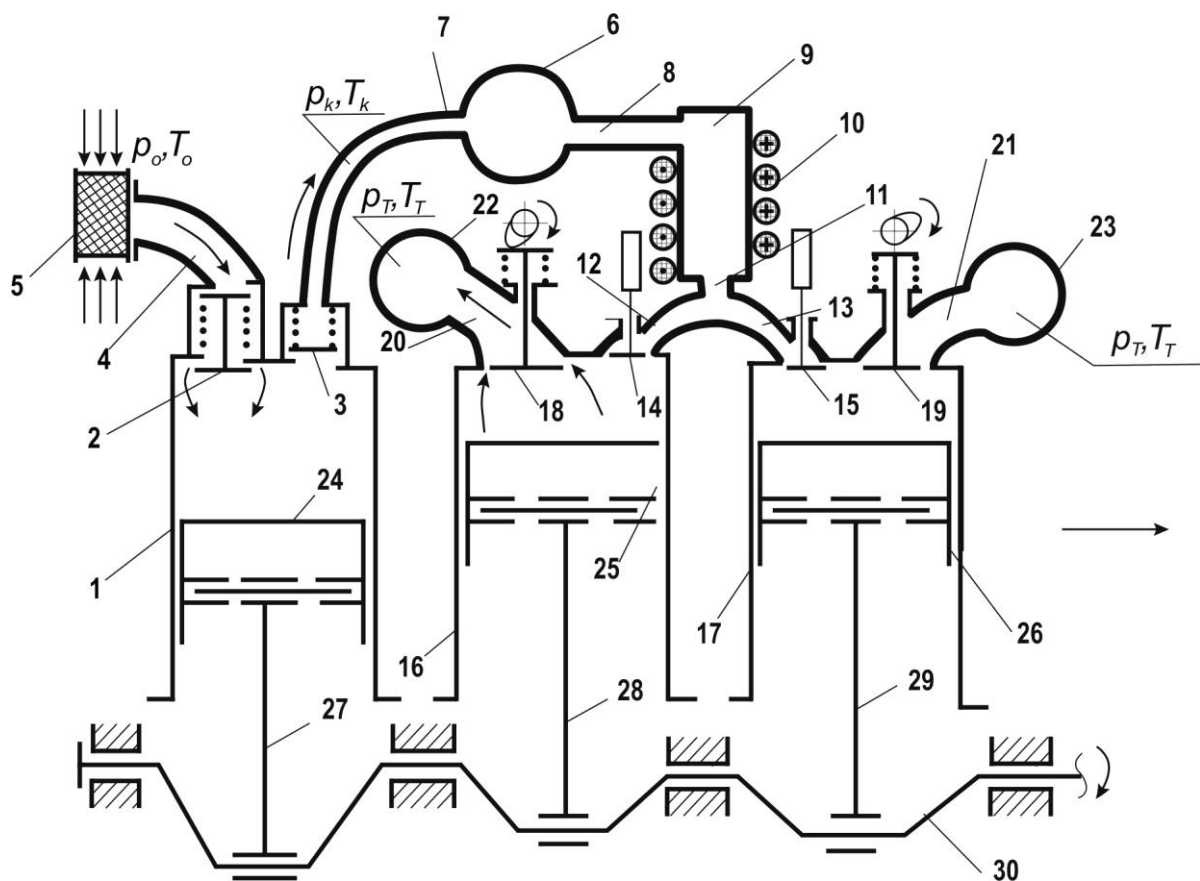


Рисунок 1. Поршневий тепловий двигун з розділеним двотактним робочим циклом та з індукційним підгрівом повітря вхідного каналу

Висновки

Використання запропонованого способу роботи теплового двигуна з індукційним підгрівом повітря вхідного каналу, наприклад, як енергетичної установки автомобіля дозволяє знизити витрату палива на 100 відсотків, знизити викиди токсичних хімічних сполук з відпрацьованими газам на 100 відсотків без використання додаткових систем їх нейтралізації, а також значно зменшує інтенсивність звукового випромінювання. Електричну енергію можна споживати, наприклад, від акумуляторних чи сонячних батарей.

Література

1. Воронков, А. И., Никитченко, И. Н., Тесленко, Э. В., & Назаров, А. А. (2020). Регулирование мощности автомобильного пневмодвигателя.
2. Kuņicina, N., Zabašta, A., Romānovs, A., Pečerska, J., Ribickis, L., Hnatov, A., Shchasiana, A., Dziubenko, O., Rudenko, N., Borodenko, Y., Danylenko, K., Morkun, N., Zavsiehdashnia, I., Sistuk, V., Monastyrskyi, Y., Ruban, S., Tron, V., Peuteman, J.: підручник/ Cyber-Physical Systems for Clean Transportation. Rīga: RTU Izdevniecība, 2021. 366 p. ISBN 978-9934-22-676-2. <https://ortus.rtu.lv/science/en/publications/33238>

3. Control methods for critical infrastructure and Internet of Things (IoT): підручник / [Leonids Ribickis, Nadezhda Kunicina, Ojars Kruminis, Anatolijs Zabasta, Andrejs Romanovs, Anastasija Zhiravecka, Igors Uteshevs, Rasa Bruzgiene, Joan Peuteman, Jelena Caiko, Kaspars Kondratjevs, Alina Galkina, Konstantins Kunicins, Jaroslavs Agofonovs, Antons Patlins, Damir Shodiev, Andrei Derushev, Andrii Hnatov]. – Рига.: РТУ, 2021 – 131 с.
4. Лурье, З. Я., Аврунин, Г. А., Воронков, А. И., Никитченко, И. Н., Тесленко, Э. В., Соловьев, В. М., ... & Мороз, И. И. (2020). Динамика объемного гидропривода впускного клапана пневмомотора. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, (90), 62-72.
5. Аргун Щ.В. Энергосберегающие технологии на автобусном транспорте: монография / Щ. В. Аргун, А. В. Гнатов., Д. В. Марченко – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2017. – 177 с.
6. Концепция создания пневматического двигателя для автомобиля: монография / А.И. Воронков, Д.Б. Глушкова, А.В. Гнатов и др. – Харьков: ХНАДУ, 2019. – 256 с.
7. Розробка комбінованої енергетичної установки на базі пневмодвигуна з використанням поновлювальних джерел енергії для міського автотранспорту. Проміжний: науково-дослідна робота / [А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун та ін.] – Харків : ХНАДУ, 12.2021. – № держреєстрації 0121U109611. – 155 с.
8. Патент на корисну модель 149466 Україна, МПК F02В 47/10 (2006.01), F02В 33/22 (2006.01), F02В 19/12 (2006.01). Спосіб роботи поршневого теплового двигуна. / Дьяченко В.Г., Воронков О.І., Нікітченко І.М., Тесленко Е.В., Назаров А.О., Гнатов А. В., Аргун Щ. В. – № u202007287; заявл. 16.11.2020; опубл. 24.11.2021, Бюл. №47.
9. Патент на корисну модель 149467 Україна, МПК F02В 47/10 (2006.01), F02В 33/22 (2006.01), F02В 19/12 (2006.01). Спосіб роботи поршневого теплового двигуна. / Дьяченко В.Г., Воронков О.І., Нікітченко І.М., Тесленко Е.В., Назаров А.О., Гнатов А. В., Аргун Щ. В. – № u202007289; заявл. 16.11.2020; опубл. 24.11.2021, Бюл. №47.
10. Gnatov A. New method of car body panel external straightening. Tools of method / A. Gnatov, Sch. Argun, // International Journal of Vehicular Technology. – New York : Hindawi Publishing Corporation. – 2015. – 1 July – P. 1–7.
11. Гнатов А. В. Индукционный нагрев ферромагнетиков плоским круговым многовитковым соленоидом / А. В. Гнатов, Щ.В. Аргун, Е.А. Чаплигин, О.С. Сабокар // Вестник ХНАДУ. – Х. : ХНАДУ. – 2015. – Вып. 70 – С. 113–118.
12. Гнатов А. В. Технічні рішення для індукційного нагріву в технологіях ремонту / А. В. Гнатов, Є.О. Чаплигін, О.С. Сабокар // Науковий вісник ХДМА. – Херсон : ХДМА. –2015. – № 2 (13). – С. 155–163.
13. Гнатов А. В., Аргун Щ. В., Ульянец О. А. Энергозберігаючі технології на транспорті //Наукові нотатки. – 2016. – №. 55. – С. 80-86.

14. Аргун Щ.В. Екологічний та енергоефективний автомобільний транспорті його інфраструктура / Щ. В. Аргун, А. В. Гнатов, О.А. Ульянець // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2016. – № 2 (77). – С. 18–27.
15. Gnatov A. Disk matching devices for methods of exterior levelling of car body panels / A. Gnatov, I. Trunova, Sch. Argun // Автомобильный транспорт. – Х. : ХНАДУ. – 2016. – Вып. 39. – С. 66-73.
16. Гнатов А. В. Теплові процеси за умов індукційного нагрівання полем плоского кругового багатовиткового соленоїда / А. В. Гнатов, Щ.В. Аргун, Є.О. Чаплигін, О.С. Сабокарь // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – Вінниця : ВНТУ. – 2015. – № 5 (121). – С. 87-92.

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

Попов Вадим Дмитрович, студент магістратури автомобільного факультету, гр. АЕ-61-21, r.t.s.1pv@gmail.com

РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОПРИВОДУ М'ЯКОГО ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ З АСИНХРОННИМ ТЯГОВИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ

Задача зниження витрат вуглеводневого палива автомобільним транспортом має не тільки економічне, а й екологічне значення, оскільки пропорційно дає змогу зменшити викиди CO₂. Цю задачу допомагають вирішувати м'які гібридні автомобілі [1]. Також, як і в класичному гібридному автомобілі, у м'якому гібридному автомобілі необхідні два джерела енергії: паливний бак та тягова акумуляторна батарея (ТАБ), а також два двигуни: ДВЗ і тяговий електродвигун. Однак на відміну від класичного гібрида в м'якому гібридному автомобілі встановлюють менш потужний електродвигун і ТАБ із меншою ємністю. Оскільки ці компоненти гібридного автомобіля найдорожчі, то ціна м'якого гібридного автомобіля виявляється істотно нижчою за ціну класичного гібрида і дозволяє м'яким гібридним автомобілям наблизитися за ціною, а значить і більш успішно конкурувати з автомобілями на основі ДВЗ.

Порівнюючи класичні гібриди та м'які гібридні автомобілі, зазначимо, що в класичних гібридних автомобілях необхідний потужний електродвигун, для старту з місця і набору швидкості до 30-40 км/год. Це потрібно для того, щоб гібридний автомобіль мав достатнє прискорення в цьому режимі. М'які гібридні автомобілі не забезпечують такий режим. Існують м'які гібридні автомобілі, які мають можливість дуже повільного руху на електроприводі [1], але цей рух через малу потужність електроприводу непридатний для нормального міського трафіку, його використовують лише для повільного

переміщення у дворах, приміщеннях або в заторах. У роботі [2] обґрунтовано можливість створення м'якого гібридного автомобіля з електроприводом порівняно невеликої потужності, який може залишатися повноцінним учасником міського руху. Це досягнуто заміною звичайного алгоритму роботи гібридного автомобіля, на алгоритм, початку руху, що відбувається з системою «старт-стоп» на ДВЗ, а потім рівномірний рух у місті здійснюється на електроприводі при вимкненому ДВЗ. Такий алгоритм ґрунтується на малій необхідній потужності для підтримки рівномірного руху в інтервалі швидкостей 40-60 км/год. [2]. У такому електричному режимі значний внесок в економію палива вносить рекуперація і зручна можливість застосування режиму «розгін-накат», за якого накопичена автомобілем кінетична і потенційна енергія безпосередньо, без перетворень використовується для транспортної роботи. Саме ці можливості найефективніше можна реалізувати застосовуючи асинхронний тяговий електродвигун із частотним керуванням. Це зумовлено тим, що в режимі електроприводу маємо більш простий і зручний для водія спосіб використання режимів накату – коли педаль акселератора та гальма відпущені; розгону - коли натиснуто педаль акселератора; рекуперативного гальмування – коли педаль гальма тільки відводиться від упору та «екстреного гальмування», коли педаль гальма натиснута сильно.

Асинхронний електродвигун найбільш простий за конструкцією і найбільш технологічний у виробництві, має порівняно низьку вартість, високу надійність і тривалий термін служби за мінімальних експлуатаційних витрат, асинхронний двигун добре працює на високих обертах у тяговому режимі, може ефективно гальмувати в режимі рекуперації та має мінімальний опір обертанню в знеструмленому стані (у режимі «накат»).

Для розрахунку параметрів тягового асинхронного електроприводу використовуємо результати дослідження короткого замикання та холостого ходу в режимі частотного керування, виміряні параметри статорної обмотки, заводські параметри електродвигуна і виміряний максимальний пусковий момент із частотним керуванням. При цьому враховуємо обмеження за струмом у режимі короткого замикання (при загальмованому роторі) і обмеження за напругою під час режиму холостого ходу. Струм, який споживає обмотка статора, запишемо через корисну потужність P_2 :

$$I_1 = P_2 / (m_1 U_1 \eta \cos \varphi_1),$$

де m_1 - число фаз статорної обмотки, U_1 - діюча напруга статорної обмотки. Мінімізуючи струм статора в робочій точці механічної характеристики отримаємо систему адаптивного скалярного керування. Таку мінімізацію можна проводити, використовуючи табличне мікроконтролерне частотне керування.

Асинхронний двигун проектується так, щоб він мав максимальний ККД і коефіцієнт потужності за номінального навантаження. Регулюючи частоту і напругу живлення статора, можна змінювати ковзання і тим самим змінювати коефіцієнт потужності, отже щоразу досягати високого ККД, а також,

використовувати принцип керування за мінімумом електричних втрат потужності в системі інвертор - двигун.

Відповідно до закону М.П. Костенка [3,4], нормована напруга дорівнює добутку нормованої частоти на нормований момент у ступені $\frac{1}{2}$, тобто.

$$\frac{U}{U_{\text{НОМ}}} = \frac{f}{f_{\text{НОМ}}} \sqrt{\frac{M}{M_{\text{НОМ}}}}.$$

При цьому має місце робота асинхронного двигуна при практично постійному коефіцієнті потужності, постійному запасі стійкості та постійному абсолютному ковзанні. Оскільки напруга і частота можуть бути задані й контролюються системою управління, залишається непередбачуваний момент навантаження, що змінюється в деяких межах. Однак, якщо запровадити керування напругою, орієнтуючись не тільки на зміну частоти (швидкості руху), а й на підтримання оптимального коефіцієнта потужності то, як впливає із закону Костенка, можна врахувати і зміну навантаження асинхронного двигуна. Отже, слідкуюча система управління ковзанням в момент тяги може бути замкнута за струмом фаз і напругою фаз з урахуванням коефіцієнта потужності, тому що коефіцієнт потужності легко вираховується спеціалізованим мікроконтролером за сигналами датчиків фазного струму і фазної напруги.

Виходячи зі сказаного вище, бачимо, що м'який гібридний автомобіль з відносно малопотужним асинхронним електроприводом і порівняно невеликою, з малою ємністю, акумуляторною тяговою батареєю може забезпечити повноцінну, зручну і економічну експлуатацію такого автомобіля в міських умовах. Таким чином можна зробити висновок про можливість створення гібридної силової установки м'якого гібридного автомобіля, що дозволяє зменшити витрату вуглеводневого палива та покращити екологічні параметри. Це також дозволить досягти низької вартості гібридного автомобіля в порівнянні з гібридними автомобілями з електродвигунами на основі синхронної електричної машини з постійними магнітами. Цей автомобіль дозволить також знизити не тільки вартість, але і вагу м'якого гібридного автомобіля.

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. Усольцев А.А. Частотное управление асинхронными двигателями / Учебное пособие. СПб: СПбГУ ИТМО, 2006, – 94 с.

4. Иванов-Смоленский А.В. Электрические машины: [Учебник для вузов. В 2-х т. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Издательство МЭИ, 2004. —. 532

Нечаус Андрій Олександрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, nechaus@ukr.net, 067-777-0224

Васильєв Владислав Юрійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vladislav899900@gmail.com, 093-905-9882

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕГОЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕКТРИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ АВТОМОБІЛІВ ШЛЯХОМ ВПРОВАДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ МІКРОМАШИН

Розвиток сучасних автомобільних систем спрямований на підвищення рівня екологічності та безпеки, а також комфорту користування автомобілем [1, 2, 4]. Зокрема рівень комфорту визначається переліком тих функцій, які виконує система автоматизації автомобіля, звільняючи водія від контролю та керування тими системами, які не потребують його уваги з точки зору однозначної логіки, та дозволяють водію зосередитись безпосередньо на безпечному керуванні автомобілем у транспортному потоці. Наприклад, система автоматичного ввімкнення склоочисників при появі крапель води на лобовому склі може без участі водія вмикати та вимикати склоочисники; система клімат-контролю здійснює вмикання та вимикання або обігрівача, або кондиціонера залежно від температури в салоні автомобіля та виставлених налаштувань; система головного освітлення автоматично вмикає ходові вогні, фари ближнього або дальнього світла. Тобто водій звільняється від операцій керування склоочисниками, перемикачем світла фар, кліматичною установкою, тощо. Крім того, є функції, які також звільняють водія від виконання певних маніпуляцій з автомобілем: система піднімання-опускання стекол дверей, відкривання-закривання багажника, налаштування та складання зовнішніх дзеркал, регулювання сидінь, тощо. Чим більше подібних автоматичних або роботизованих систем має автомобіль, тим більш привабливим він є для власника або потенційного власника. Виконання названих функцій покладається на виконавчі механізми, більшість з яких на теперішній час побудовані на основі електричних двигунів постійного струму (рис. 1).

Як показує аналіз [1, 2], виробники автомобільного транспорту традиційно використовують конструкції електродвигунів, які достатньо розроблені і зарекомендували себе з кращого боку, однак з точки зору сучасних досягнень в техніці та технології, можуть вважатися морально застарілими. Так, нерідко, використовуються колекторні двигуни (рис. 2). Крім того, також існують конструкції, у яких механічна передача забезпечує зміну напрямку або швидкості руху виконавчого механізму.

Зважаючи на відомі недоліки, які характерні для електричних машин постійного струму традиційної будови, на теперішній час все більшого

поширення набувають безколекторні машини, в яких вдається позбутися головного проблемного елемента – щітково-колекторного вузла. В такому разі, при розгляді питань щодо енегоефективності електричних двигунів, виключаються питання пов'язані з додатковими втратами на комутацію, зменшуються маса та габарити двигуна, підвищується його надійність за рахунок зменшення елементів підвищеного зносу.

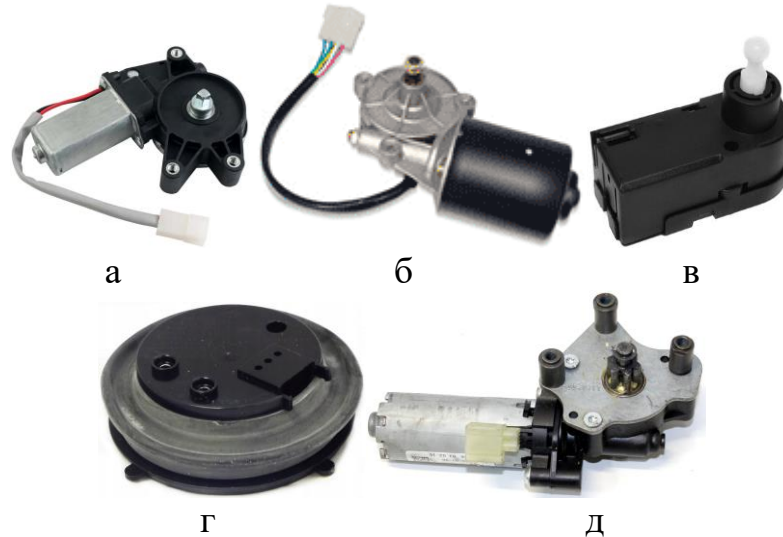


Рисунок 1 – Електричні двигуни деяких механізмів автомобілів:
 а – склопідйомника; б – склоочисника; в – регулювання положення фар;
 г – регулювання дзеркал; д – регулювання сидіння



Рисунок 2 – Елементи електричних мікромашин

Сучасні розробки та досягнення у технології виготовлення потужних постійних магнітів дозволяють також позбутися електромагнітного збудження роторів деяких видів електричних машин малої потужності, що дозволяє відмовитися від обмотки, на яку також витрачається провідниковий матеріал, а також виникають втрати електромагнітної потужності.

Вентильне керування струмом у обмотці статора двигуна дозволяє реалізовувати різноманітні алгоритми керування напрямом, швидкістю обертання, а також забезпечує точність позиціонування ротору двигуна у випадку його крокового виконання. В такому разі, одним з напрямів вдосконалення електричних двигунів можна вважати розробку систем керування (драйверів), які б забезпечували задане перетворення електричної

енергії бортової системи електропостачання на енергію живлення двигуна з заданими енергетичними та якісними характеристиками [5].

Наступною особливістю автомобільних електричних приводних двигунів слід вважати короткочасність їх роботи. Більшість механізмів, які обладнано електричним приводом, можуть працювати раз на один їздовий цикл, або навіть раз за сезон експлуатації. В такому разі можливе збільшення струмового навантаження порівняно з електричними двигунами загального призначення. Але при збільшенні струмових навантажень слід також враховувати погіршення умов охолодження двигунів, особливо у випадку їх захищеного виконання для виключення впливу пилу та вологи, а також розміщення у закритих просторах кузовних порожнин автомобіля.

Одним з перспективних типів двигунів, який на сьогоднішній день викликає зацікавленість у науковців та виробників новітнього обладнання є двигун з друкованими обмотками (PCB motor) (рис. 3) [6].

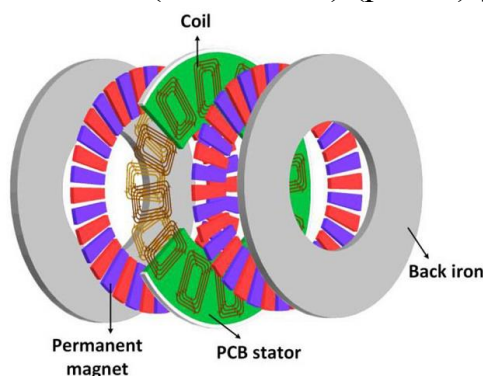


Рисунок 3 – Варіант компоновання PCB motor

Двигуни такого типу відрізняються меншими габаритами у осьовому напрямку, за рахунок дискової форми, а також меншою масою, за рахунок відсутності залізного осердя друкованої обмотки статора. Однак на теперішній час серійних зразків двигунів такого типу немає, питання їх проектування є найбільш актуальним.

Література

1. Tom Denton. Automobile mechanical and electrical systems. New York, NY : Routledge, 2018. 379 p.
2. Andreas Luescher. Urban shrinkage, industrial renewal and automotive plants. Cham, Switzerland : Springer Nature, 2019. 129 p.
3. Electric Motors and Drives: Fundamentals, Types and Applications, Fifth Edition / A. Hughes, B. Drury, 2019.
4. Аргун, Щ. В., Гнатов, А. В., Ульянец, 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).
5. Emanuele Crisostomi, Robert Shorten, Sonja Stüdli. Electric and plug-in hybrid vehicle networks : optimization and control. Boca Raton, FL : CRC Press, 2018. 261 p.

6. Omolbanin T., Seyed M.M. Design aspects, winding arrangements and applications of printed circuit board motors: a comprehensive review, IET Electr. Power Appl., 2020, Vol. 14 Iss. 9, pp. 1505-1518.

Смирнов Олег Петрович, д.т.н, професор, професор кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, smirnov1oleg@gmail.com

Борисенко Володимир Олександрович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vladimirboris88@gmail.com

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ КОМПОНЕНТІВ СИСТЕМИ АВТОНОМНОГО ВОДІННЯ АВТОМОБІЛІВ

Сучасні автомобілі неможливо уявити без різних систем допомоги, які є прототипами майбутнього автономного управління. Визначення словосполучення «автономне водіння» або «автопілот автомобіля» довгий час залишалось досить загальним. Але розвиток комп'ютерних та електромеханічних систем транспортних засобах потребує їх визначення, як на сучасному етапі розвитку автомобілебудування так і на перспективу. При чому створення автономного транспортного засобу нерозривно пов'язано зі створенням як дорожньої інтелектуальної інфраструктури, що забезпечує безпеку дорожнього руху автономного транспорту, так і з законодавчою базою, яка повинна узгодити сучасні розробки автопілота транспортних засобів з можливістю їх реального використання на автомобільних дорогах загального користування. Для визначення рівня автоматизації суспільство автомобільних інженерів (Американська асоціація автомобільних інженерів; англ. Society of Automotive Engineers, SAE) запропонувала стандарт, терміни та класифікацію рівнів автономного водіння автомобілів [1].

Проведемо аналіз основних компонентів системи автономного водіння (рисунок 1).

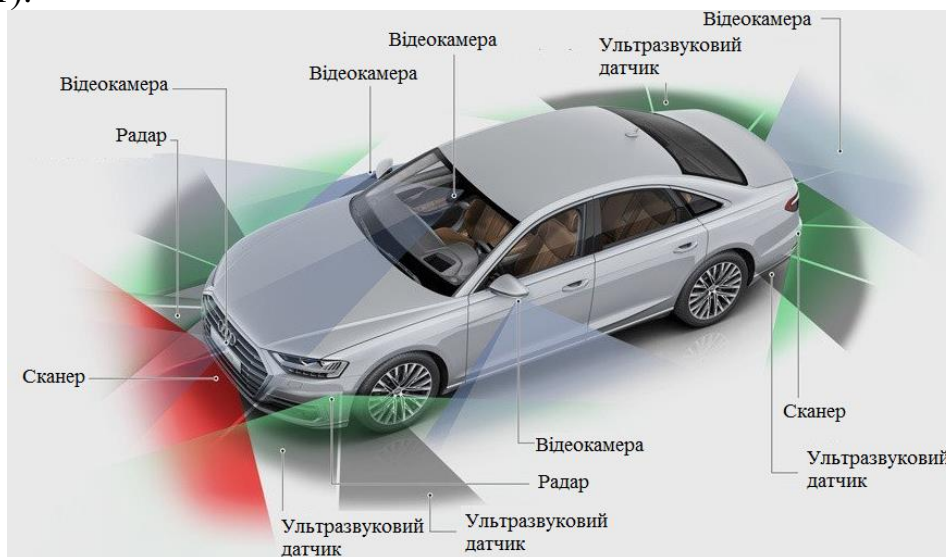


Рисунок 1 – Основні компоненти автопілота автомобіля

До складу обладнання, яке забезпечує можливість автономного пересування, входять відеокамери, ультразвукові сенсори, радар і потужний комп'ютер для обробки інформації. Відеокамери розташовані в районі салонного дзеркала заднього виду і спрямовані вперед по ходу руху автомобіля, відеокамери розміщені також на центральних стійках з кожного боку і також спрямовані вперед. Вони фіксують автомобілі, які перебудовуються в займану автомобілем смугу руху і використовуються, наприклад, при проїзді перехресть з обмеженою видимістю. Є камери, що розташовані на передніх крилах і спрямовані назад, відстежуючи мертві зони і забезпечуючи безпеку при перестроюванні. Спереду розташовується ще одна камера з широким кутом обзору.

Важливу роль також відіграють радари, які здатні розпізнавати дорожню обстановку в будь-яких дорожніх умовах, і ультразвукові сенсори, що реагують на перешкоди на відстанях до 8 м. Все це обладнання керується контролером, який інтерпретує зображення з камер і сигнали від датчиків і радара.

Важливою умовою масового впровадження автономних транспортних засобів на базі автопілота є розробка інтелектуальної транспортної інфраструктури, яка об'єднує транспортні засоби як між собою, так і узгоджує їх рух в умовах всієї транспортної системи (рисунк 2).

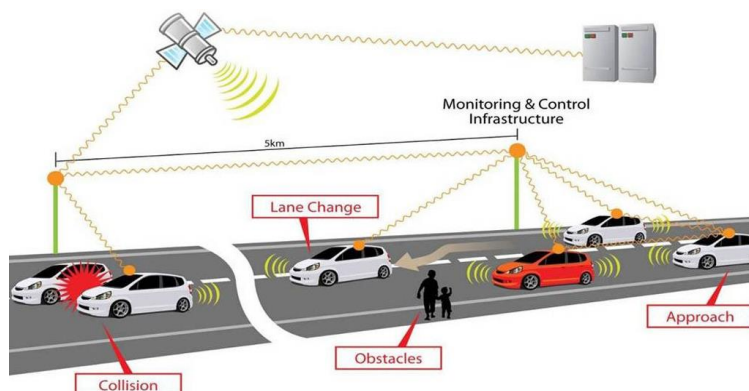


Рисунок 2 – Інтелектуальна інфраструктура транспортної системи

Датчики, радари, портативні пристрої зв'язку, GPS і камери – це компоненти, які надають важливу інформацію водієві і комп'ютерній системі автомобіля. У поєднанні з цифровими картами ті ж технології дозволять водієві дозволити автомобілю зосередитися на водінні, поки він займається чимось іншим.

Системи зв'язку між транспортними засобами та транспортними засобами з інфраструктурою збирають інформацію від інших транспортних засобів, доріг і світлофорів, щоб попереджати водіїв про можливі небезпеки попереду, в тому числі про уповільнених або зупинених транспортних засобах, різко гальмують водіїв, слизьких дорогах, крутих поворотах та наближаються знаки зупинки і перехрестя. Ці інтелектуальні системи, можуть бути вбудовані в автомобіль або додані в якості додатків до портативних пристроїв, наприклад, смартфонів, які підключаються до автомобіля по бездротовій мережі.

Концепція міської мобільності поєднує в собі GPS, зв'язок між автомобілями і технології визначення відстані для забезпечення автономного водіння. Можливості інтелектуальної системи включають виявлення пішоходів, запобігання зіткнень, автоматичну парковку, тощо (рисунок 3).



Рисунок 3 – Міська інтелектуальна система

Великим кроком до реалізації безпечних поїздок на автомобілях стало використання у їх бортових комп'ютерах допоміжних систем, які здійснюють обробку відео з камери та опрацьовують додаткову інформацію із давачів. Такі системи в сукупності реалізують машинний зір автотранспортного засобу. При цьому, бортовий комп'ютер автомобіля допомагає водію у керуванні, він може автономно керувати автомобілем, вивести нагадування про зону в якій слід зменшити швидкість, або бути уважним до “інших небезпек”.

За оцінками різних компаній та організацій, повністю автоматизований транспорт займатиме значну частку серед пересувних транспортних засобів на дорогах світу вже у 2025-2050 рр. Це означає, що автомобілі будуть не лише пересуватися самостійно, але й зможуть “спілкуватимуться” між собою за допомогою систем типу Car-to-Car, а також з оточуючою інфраструктурою – світлофорами, центрами дорожнього регулювання. Величезна кількість електронних систем та технологій необхідна для роботи системи автоматичного пілотування транспортної засобу, частина з яких вже сьогодні ефективно використовується у передових транспортних засобах різного рівня автономності [2].

Література

3. Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems for On-Road Motor Vehicles J3016_202104. https://www.sae.org/standards/content/j3016_202104/ (дата звернення 18.10.2022)
4. Tesla Model S. <https://www.tesla.com/models> (дата звернення 18.10.2022)

Teteriatnyk Oleksandr, assistant, Kyiv National University of Construction and Architecture, teteriatnyk.oa@knuba.edu.ua

Komotska Svitlana, assistant, Kyiv National University of Construction and Architecture, komotska.siu@knuba.edu.ua

Khoroshun Anastasiia, student, Kyiv National University of Construction and Architecture, khoroshun_av@knuba.edu.ua

ENERGY INDEPENDENCE WAYS OF CONSTRUCTION EQUIPMENT IN THE MODERN GEOPOLITICAL CONDITIONS

The increase in small-scale earthworks, especially within large cities and suburbs, causes an increase in the number of companies that have such a class of equipment as mini-excavators in their model range. This compact and maneuverable technique is already quite widely used by various structures and services to perform auxiliary work on the excavation of small volumes of soil. In addition, low-power construction equipment (mini-excavators, mini-loaders), as well as small mechanization tools, are used for earthworks in private construction.

If you look closely at the modern park of construction equipment, you can see that almost all major manufacturers of such equipment have begun to introduce almost completely electric machines into their model range, which are similar to serial machines with internal combustion engines. Moreover, these models, which are equipped with an electric or hybrid power plant, in most cases have a power unit power that does not exceed 10 kW [1].

The Bobcat company presented the world's first electric mini-excavator Bobcat E10e at the Bauma 2019 international exhibition (Fig. 1, *a*). Thanks to the electric drive, low noise level and small dimensions (excavator width is 72 cm), this model can work on objects with limited space and in closed rooms. The German company Wacker Neuson introduced the 803 model mini-excavator with the dual power function. In addition to the built-in diesel engine, the HPU8 electro-hydraulic device can be connected to the excavator, which will allow the excavator to work with zero emissions (Fig. 1, *b*).



a



b

Figure 1 – Mini excavator with electric engine: *a*) Bobcat E10e, *b*) Wacker Neuson 803 dual power with electrohydraulic device HPU8.

There are more powerful models equipped with electric motors. In 2020, CASE Construction Equipment introduced the industry's first backhoe loader 580 EV with an electric power plant (Fig. 2, *a*). The loader is powered by a 480-volt, 90-kW lithium-ion battery that can be charged in eight hours from any 220-volt three-phase connection. CASE emphasizes that one battery charge can last an eight-hour working day. In addition, many manufacturers of specialized equipment, in particular manufacturers of airfield tractors (Fig. 2, *b*), use electric models in their fleet of equipment. And such machines already have sufficiently large capacities and traction characteristics.



Figure 2 – *a*) Electric backhoe loader CASE 580 EV, *b*) electric airfield tractor Trepel Challenger 280e for aircraft with a steering mass of 250 tons.

Taking into account the global trend aimed at reducing CO₂ emissions, it is safe to say that the number of construction equipment with an electric power plant will constantly increase. And if we take into account the achievements of many developed countries in the automotive industry (which specifically concern electric cars), then the speed of this process will only increase.

This trend will lead to the fact that most construction companies will have an additional "problem" related to the need to charge batteries when operating equipment with an electric power plant. The capacity of the batteries is calculated in such a way that the machine can work a full shift with an average load. In most cases, such a "problem" does not require any additional equipment and is solved quite simply, but all this leads to an increase in the load on the local power grid. Taking into account the latest events in the world and the global challenges caused by these events, there is a need to introduce and implement technologies that can reduce energy dependence and create a more flexible and energy-efficient network.

For example, it is possible to propose the idea of location on the basis of an enterprise that has construction machines with an electric drive, stations for charging batteries that will be able to receive energy from renewable sources. Such a station can be located on the territory of the enterprise and have the necessary power to ensure maintenance of the accumulator batteries of all construction equipment with electric power plants available at the enterprise. As energy sources, it is most appropriate to use vertical axis wind turbine (VAWT), based on the fact that several devices of this type can be placed on a sufficiently small area (for example, on the

roof of an administrative building). Moreover, with an increase in the number of generating objects, it is possible to reduce their dimensions and weight with a constant required power. Such a step will make it possible to design an energy supply system in a sufficiently wide range of geometric dimensions, technical solutions and price policy.

If analyze the given model of energy supply, it is possible to see quite a lot of aspects and possibilities of using alternative energy sources. Having mentioned another type of renewable energy sources, namely solar panels, and realizing the possibility of their integration into the general system together with wind generators, the number of possible technical solutions for the implementation of similar projects can increase by an order of magnitude.

Moreover, if we take into account the trend of building machines (including construction) and aggregates according to the modular principle [2, 3], it is possible to present technical solutions at an even more universal level. It can be a separate module that will have an optimized power value and the ability to combine with most modern models of construction equipment. Such a module may be aggregated with a wind generator and a sufficient number of solar panels. At the initial stage, it can be a sufficiently large structure of the trailer or semi-trailer type. With appropriate calculations, such a module can be used to power several units of construction equipment on one construction site. It is considered possible to create a sufficient reserve of power of this type of equipment to ensure the possibility of charging batteries directly at the site of construction works while simultaneously ensuring the operation of equipment directly from the unit. This technology is very similar to the modern use of diesel generating stations when ensuring the operation of small mechanized equipment in the field.

1. REFERENCES

2.

1. Lahovskyi V.V., Paianok T.M. (2018). Modeliuvannia dynamiky rozvytku budivelnoi haluzi Ukrainy / elektronne nauk. fakhove vydannia «Hlobalni ta natsionalni problemy ekonomiky», № 23, s.710-716 (ISSN: 2413-3965) (in Ukrainian).

2. Khmara L.A, Kravets S.V., Nichke V.V. [Nazarov L.V] ta in. Pid zahalnoiu redaktsiieiu prof. Khmary L.A. ta prof. Kravtsia S.V. Mashyny dlia zemlianykh robit: Navchalnyi posibnyk / Rivne - Dnipropetrovsk - Kharkiv. - 2010. (in Ukrainian).

3. Fomin A.V., Kosteniuk O.O., Teteriatnyk O.A. (2018) Analiz konstruktsii ta kontseptsii rozvytku kompaktnoho ekskavatsiinoho obladnannia // Vseukr. zbirnyk nauk. prats «Hirnychi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny» – Vyp. 92. – K.: KNUBA, S. 56–62. (in Ukrainian).

Тези, отримані під час роботи конференції

Молодан Андрій Олександрович, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, д-р техн. наук, доцент

Полтавський Микола Володимирович, аспірант кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Пушкаренко Олег Юрійович, аспірант кафедри оптимізації технологічних систем в рослинництві Державного біотехнологічного університету

ПІДГОТОВКА ФАХІВЦІВ ТЕХНІЧНОГО ПРОФІЛЮ ДО ПРОЦЕСУ ВПРОВАДЖЕННЯ ЦИФРОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА АВТОРЕМОНТНОМУ ПІДПРИЄМСТВІ

В даний час здійснюється перехід до освіти на основі великих даних (Big Data), тобто ведеться аналіз даних про освітню діяльність учнів та пропонує оптимальний індивідуальний освітній маршрут – шлях особистісного зростання.

Фахівці нового формату повинні поєднувати у собі критичне, творче мислення з умінням працювати в колективі, повинні володіти компетенціями, які допомагають вирішувати складні завдання у ситуації невизначеності та швидких технологічних змін довкілля, тобто ключовою компетенцією є системність. Базові знання мають бути різноманітними – знання основ економіки, фінансів, підприємництва – ці знання мають приростати сучасними теоріями, практичними розробками. Для вирішення багатьох завдань потрібні фахівці, які знаються одночасно на кількох галузях знань, тобто важлива міжгалузева комунікація.

Компетентності XXI ст. виникають при одночасному використанні цифрових технологій на виробництві та розвитку єдиного цифрового освітнього середовища, для чого потрібна істотна реорганізація всіх рівнів освіти, починаючи зі шкільної. Головне – безперервне оновлення змісту освіти, масові когнітивні компетентності.

Розвиток цифрових технологій та соціальних мереж призвело до появи нового типу студентів, які самостійно формують свою освітню траєкторію, часто поєднують навчання та роботу. У цій ситуації можливе відродження одного з видів навчання – дистанційне, коли той, хто працює на підприємстві, як правило, за спеціальністю, а в дистанційній формі проходить курс навчання.

На авторемонтному підприємстві впровадження інформаційних технологій та їх інтеграція на основі телематики реалізуються за кількома основними напрямками:

– впровадження та використання системи автоматизованих систем проектування технологічних процесів ремонту (САПР ТП), які в автоматизованому режимі ведуть облік первинних даних та також аналізують отримані показники, віддають задані алгоритмом команди з виконання та

коригування техпроцесу;

– на базі бортових комп'ютерних систем та GPS-технологій здійснюють контроль місцезнаходження та стану транспортних засобів, вантажів, водіїв.

Існують численні конструкції та типи стендів, пристроїв, прилади для перевірки тих самих агрегатів, систем автомобілів за однаковими діагностичними параметрами, наприклад кутів установки коліс автомобілів, стану та працездатності амортизаторів та ін. В їх основу закладені різні методи діагностування системи вимірювання параметрів.

Для роботи на діагностичному обладнанні потрібні кваліфіковані фахівці, які знають фізичні процеси, що відбуваються в агрегатах і механізмах автомобіля, характер прояву несправностей та їх причини, які вміють працювати на спеціальних стендах і з приладами, знають пристрій та технічне обслуговування діагностичного обладнання, які вміють прогнозувати ресурс автомобіля та оформлювати документацію.

Темпи розвитку та розширення сфери інформації нині дуже високі. Характерною рисою більшості процесів, у тому числі і транспортних, є постійне розширення та створення нових інформаційних зв'язків, які вдосконалюються та набувають нових функцій завдяки застосуванню сучасної техніки та технології. Ефективність функціонування системи залежить від ефективності управління технологічними, організаційними та іншими процесами. Отже, найважливішим стає забезпечення безперервності керованих процесів у вузлових точках, де здійснюється проходження вантажів між мережами різних транспортних агентів і тим самим там, де здійснюється проходження інформації між різними мережами. Це стосується, наприклад, перевалочних пунктів (портів, залізничних станцій, аеровокзалів тощо), а також організації безперебійних змішаних перевезень (залізничний/річковий транспорт, залізничний/автомобільний транспорт).

Підвищення якості інженерної підготовки студентів технічних спеціальностей стає одним із головних завдань системи вищої професійної освіти. Сучасна модернізація системи вищої професійної освіти потребує коригування традиційних підходів до викладання спеціальних дисциплін, зокрема технологічних основ виробництва та ремонту машин. Хороша підготовка зі спеціальних дисциплін і розвинені навички самоосвіти студентів полегшують звикання початківця до спеціальних вимог, зумовлених його професійними обов'язками, що визначаються його особистісними характеристиками та набутими знаннями. Незважаючи на досить широкий спектр робіт, присвячених розробці та використанню різних технологій навчання спеціальних дисциплін, багато питань їх удосконалення в умовах модернізації освіти залишаються невирішеними та потребують додаткового дослідження. Комплексне поєднання науково-методичного забезпечення дисципліни з метою модернізації професійної освіти передбачає можливість вирішення актуальних завдань удосконалення інженерної освіти студентів.

Діапазон вимог до компетентності випускників ВУЗу з боку підприємств авторемонтного комплексу відрізняється великою різноманітністю, динамізмом змін та нерідко суперечливістю, зумовленими значними відмінностями їх

організаційно-економічних структур, різновидом та обсягами виробничої діяльності, використовуваними технологіями робіт та застосовуваним технологічним обладнанням.

Бганцев Валерій Микитович, к.т.н., с.д., Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, bgancev_vn@ukr.net,
Левтеров Антон Михайлович, к.т.н., с.д., Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, antmix1947@gmail.com

ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЮ В ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ

На сьогодні екологічно чистим вважається транспортний засіб такий, що мало чи зовсім не продукує забруднюючих оточуюче середовище викидів. Якщо врахувати виробництво, використання, утилізацію, то таких транспортних засобів практично не існує. Існують транспортні засоби, які мало викидають, або зовсім позбавлені викидів забруднюючих речовин під час експлуатації. Серед таких на сьогодні виділяються електробуси [1].

Після заміни двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) електродвигуном транспортний засіб набуває нових особливостей. По-перше, автомобіль з електродвигуном характеризується зменшенням пробігу у порівнянні з автомобілем з ДВЗ через обмеження маси акумуляторних батарей та доцільності заряджання їх в нічний час, або від альтернативних джерел енергії, по-друге, виникає необхідність утилізації акумуляторів, що відпрацювали свій термін експлуатації.

В середині 90-х років розпочато розробку нової концепції енергозабезпечення електромобілів – це поява паливних елементів (ПЕ). Основним видом палива для них було обрано водень. Під час електрохімічної реакції з'єднання водню та кисню в ПЕ виробляється електроенергія та утворюється вода. В автомобілях використовували низькотемпературні ПЕ з максимальною температурою, що не перевищувала 200°C. Найдорожчим елементом ПЕ є каталізатор з платини, якою покривають його електроди. Через високі ціни на компоненти ПЕ автомобілі з таким джерелом електроенергії на сьогодні є достатньо дорогими. Японські автомобілі Honda Clarity та Toyota Mirai коштують відповідно 67000 \$ і 57000 \$. Toyota Mirai була випущена в 2013 р., і могла проїхати на одній заправці 500 км. Honda Clarity почали продавати на японському ринку з 2016 р. Її запас ходу складав 590 км. В Німеччині в 2017 році Mercedes-Benz представив автомобіль з гібридною силовою установкою, яка складалася з акумуляторної батареї та ПЕ. Але через високу вартість ці автомобілі планувалось здавати в оренду у великих містах Німеччини та Японії [2].

З метою підвищення безпеки експлуатації таких транспортних засобів ємності для зберігання запасу водню під тиском виготовляються багатошаровими. Небезпечність автомобілів з ПЕ та воднем в якості палива стали причиною деякого зниження зацікавленості до них, але вони будуть

присутні на автомобільному ринку.

Питання отримання водню для таких автомобілів практично вирішується з використанням електролізерів різних конструкцій. В Україні був представлений автомобіль Toyota Mirai для проведення експлуатаційних випробувань та заохочення створення відповідної інфраструктури, але проблеми, що виникли з заправкою паливної системи цього автомобіля воднем під тиском 70 МПа, не подолані і на цей час.

У відділі водневої енергетики ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України розроблені конструкції і створені діючі зразки безмембранних лабораторних електролізерів з діапазоном генерування водню високої чистоти від кількох літрів до 0,5 м³ на годину і тиском до 15 МПа. Такі електролізери можуть бути застосовані для розглянутих вище цілей з відповідним корегуванням вихідного тиску, наприклад, подальшого підвищення його у відповідних компресорах. Електролізери було розраховано для використання у складі гібридних енергетичних комплексів великої енергетики з газовими турбінами та ПЕ. Але немає суттєвих проблем адаптації розроблених конструкцій електролізерів для використання їх також на транспортних засобах.

Література

1. Какой транспорт самый экологичный? [Електронний ресурс] Maria Gulina // 34travel.– 2018.– Режим доступу: <https://34travel.me>.
2. Авто на газу без выбросов: близится эра водородных автомобилей. [Електронний ресурс] / Виталий Андроник.– 2019.– Режим доступу: <https://economics.segodnya.ua>

Vasili Zenkov, undergraduate, Euphrosyne Polotskaya State University of Polotsk, vasili.zenkov@gmail.com

THE ORGANIZATION OF VEHICLES TECHNICAL CONDITION'S FORECASTING SYSTEM BASED ON MONITORING AND REMOTE DIAGNOSTICS SOLUTIONS

The timely and high-quality maintenance and repair is a main way to reduce the impact of negative operational factors and prevent failures of a vehicle's parts and units, that is, maintaining them in a technically sound condition.

The organization of continuous monitoring of changes in the state of a nodes and parts of a vehicle, as well as the characteristics of materials, together with the use of various methods for obtaining diagnostic information, makes it possible to form an information basis for subsequent analytics.

Analytical processing of data on changes, allows you to forecast the technical condition of nodes and vehicles, as a result

Forecasting the technical condition of vehicles can become one of the ways to maintain vehicles in a technically sound condition, as well as a direction for optimizing the maintenance and repair system.

Various remote monitoring systems, [4], [5], [6], [7], [8] allow the owner to make maintenance and repair planning based on diagnostic data such as:

- actual operating time,
- fixed crashes and errors,
- recorded information about malfunctions.

This data reflects the actual technical condition of the vehicle at the current moment.

The method of monitoring the technical condition of vehicles, through the implementation of a universal remote diagnostic system [2], makes monitoring more universal, by combining proprietary diagnostic protocols into one system for collecting and processing diagnostic information, as well as organizing various data transfer methods.

The system is currently proposed (software and hardware complex) that combines the capabilities of monitoring systems, remote diagnostics and analytics elements to obtain a forecast of the state of the vehicle (monitoring object). This system can be one of the possible ways of evolution of diagnostic systems [1], [3].

The block diagram of the proposed system is shown in Figure 1.

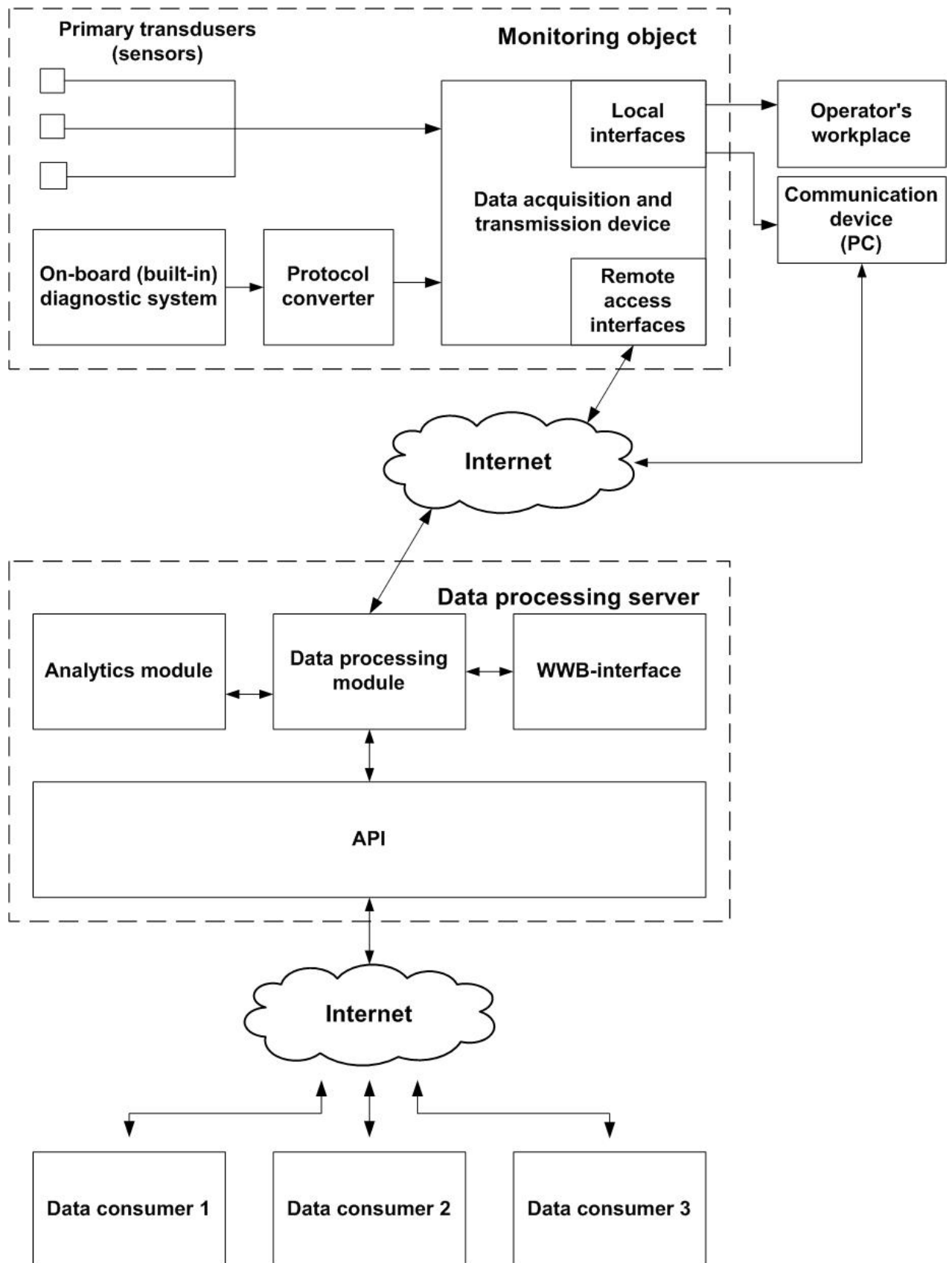


Figure 1. Structural diagram of the System for forecasting the technical condition of vehicles.

The proposed system provides for retrofitting the control object with devices for collecting primary information (sensors) to obtain a sufficient set of primary data, integrating proprietary diagnostic and monitoring systems, as well as deploying a software analytical component on a data processing server.

The analytics component is the Analytics Software Module. This module may be part of the data processing server software or be an independent consumer software module. The analytics module uses the information base in the form of accumulated statistical data.

The implementation of the System provides for the formation of a universal data access protocol based on API (Application Programming Interface). This is a method of integrating applications in which various software tools can interact with each other based on standard requests and responses. Using the API will allow consumers to have universal access to data.

Deployment of the proposed system will allow:

- access the object's data from any device (PC, phone, tablet, any device with Internet access and supporting web-interface);
- to get data from monitoring object of varying degrees and depth of processing (the initial data obtained from primary transducers and the built-in diagnostic system or the results of analytical processing);
- optimize maintenance and repair by forecasting the technical condition of controlled vehicles, thereby reducing the cost of such types of work;
- build consumer information systems of a higher level;
- interested manufacturers of vehicles, components and equipment can access statistical data.