

DOI: 10.30977/VEIT.2023.23.0

ISSN: 2226-9266



АВТОМОБІЛЬ І ЕЛЕКТРОНІКА СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ



**ЕЛЕКТРОННЕ НАУКОВЕ
СПЕЦІАЛІЗОВАНЕ
ВИДАННЯ**

ВИПУСК



ХАРКІВ

Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кафедра автомобільної електроніки

Автомобіль і Електроніка. Сучасні Технології

**Електронне наукове фахове видання
(друкована версія)**

23/2023

**Vehicle and Electronics.
Innovative Technologies**
Electronic scientific professional edition
(printed version)

ISSN: 2226-9266

DOI: 10.30977/VEIT.2023.23.0

Харків 2023

Журнал засновано в 2011 р. кафедрою Автомобільної електроніки, Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

ISSN: 2226-9266

DOI: 10.30977/VEIT.2023.23.0

Випуск сформовано 29.06.2023.

В журналі публікуються матеріали теоретичних та практичних досліджень присвячених перспективним напрямкам розвитку автомобільної електроніки, впровадженню та удосконаленню гібридних автомобілів та електромобілів, моделюванню транспортних процесів і систем, інформаційним технологіям й інтелектуальним системам на транспорті, сучасним технологіям діагностики систем і агрегатів транспортних засобів, а також методичним дослідженням підготовки спеціалістів у сфері транспорту.

Журнал також включає матеріали доповідей учасників Всеукраїнської науково-методичної інтернет-конференції «Проблеми і перспективи розвитку вищої освіти в Україні».

Затверджено: Вченою радою університету від 25.03.2011, протокол № 8

Журнал включено до **Переліку електронних наукових фахових видань України, категорія «Б» за спеціальностями – 113, 121, 122, 133, 151, 274, 275**, наказом Міністерства освіти і науки України № 612 від 07.05.2019 та **141, 142**, наказом Міністерства освіти і науки України № 975 від 11.07.2019.

Спеціальності: 113 - Прикладна математика
121 - Інженерія програмного забезпечення
122 - Комп'ютерні науки
133 - Галузеве машинобудування
151 - Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології
274 - Автомобільний транспорт
275 - Транспортні технології (за видами)
141 - Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
142 - Енергетичне машинобудування

Редакційна колегія

Головний редактор: Дзюбенко Олександр Андрійович, к.т.н., доц.

Заступник головного редактора: Аргун Щасяна Валіковна, д.т.н., проф.

Відповідальний секретар: Трунова Ірина Сергіївна, к.т.н., доц.

Члени редколегії: Абрамчук Ф. І. (д-р техн. наук, проф.), Алексієв О. П. (д-р техн. наук, проф.), Бажинов О. В. (д-р техн. наук, проф.), Батигін Ю. В. (д-р техн. наук, проф.), Богаєвський О. Б. (д-р техн. наук, проф.), Богомолов В. О. (д-р техн. наук, проф.), Вдовиченко В. О. (канд. техн. наук, доц.), Волков В. П. (д-р техн. наук, проф.), Воронков О. І. (д-р техн. наук, проф.), Врублевський О. М. (д-р техн. наук, проф.), Гнатов А. В. (д-р техн. наук, проф.), Гурко О. Г. (д-р техн. наук, проф.), Горбачов П. Ф. (д-р техн. наук, проф.), Двадненко В. Я. (д-р техн. наук, проф.), Далека В. Х. (д-р техн. наук, проф.), Клименко В. І. (д-р техн. наук, проф.), Клец Д. М. (д-р техн. наук, проф.), Колодязний В. М. (д-р фіз.-мат. наук, проф.), Корогодський В. А. (д-р техн. наук, проф.), Мигаль В. Д. (д-р техн. наук, проф.), Михалеви́ч М. Г. (канд. техн. наук, доц.), Наглюк І. С. (д-р техн. наук, проф.), Нагорний Є. В. (д-р техн. наук, проф.), Ніконов О. Я. (д-р техн. наук, проф.), Подригало М. А. (д-р техн. наук, проф.), Полянський О. С. (д-р техн. наук, проф.), Сарасєв О. В. (д-р техн. наук, проф.), Смирнов О. П. (д-р техн. наук, проф.), Солодов В. Г. (д-р техн. наук, проф.), Тропіна А. А. (д-р техн. наук, проф.), Чаплигін Є. О. (канд. техн. наук, доц.), Шуклінов С. М. (д-р техн. наук, проф.), Янютін Є. Г. (д-р техн. наук, проф.)

Адреса редакції: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Автомобільний факультет, Кафедра автомобільної електроніки, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, 61002,

Тел.: (057) 707-36-96;

e-mail: ae.hnadu@gmail.com

Статті друкуються в авторській редакції. Редакція не несе відповідальності за орфографічні, стилістичні чи інші помилки, допущені автором публікації.

ЗМІСТ

ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНИХ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ. ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

Василь Мигаль, Щасяна Аргун, Андрій Гнатов, Ганна Гнатова, Павло Сохін <i>Підвищення якості тягових електродвигунів для електротранспорту.....</i>	6
Станіслав Войтків <i>Оцінка доцільності проектування, виробництва та експлуатації міських електробусів середнього класу</i>	15
Олег Смирнов, Анна Борисенко <i>Аналітичний огляд електронних та електромеханічних систем електромобілів Tesla</i>	27

ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА І РЕМОНТУ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ. СЕРВІСНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ І ТЕХНІЧНИЙ ОГЛЯД АВТОМОБІЛІВ

Олексій Сараєв, Ірина Сарасва, Сергій Данець, Олександр Козлов <i>Експериментальна оцінка гальмівної ефективності транспортного засобу з урахуванням впливу застосованих колісних шин.....</i>	36
Василь Мигаль, Щасяна Аргун, Андрій Гнатов, Ольга Ульянець <i>Оцінка якості тракторів за вібраційними характеристиками.....</i>	43

ТРАНСПОРТНА ІНФРАСТРУКТУРА, РОЗВИТОК МЕРЕЖІ ЗАРЯДНИХ СТАНЦІЙ ДЛЯ ЕКОМОБІЛІВ. ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ НА ТРАНСПОРТІ

Анатолій Панченко, Юлія Мусаїрова, Євгенія Зарічняк, Володимир Євченко, Микола Клименко <i>Метод визначення місць ушкодження силового кабелю.....</i>	50
---	----

CONTENT

WAYS TO IMPROVE THE ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL INDICATORS OF MOTOR VEHICLES. ENERGY SAVING TECHNOLOGIES

Vasiliy Migal, Shchasiana Arhun, Andrii Hnatov, Hanna Hnatova, Pavlo Sokhin <i>Improving the quality of traction electric motors for electric transportation.....</i>	6
Staniskav Voytkiv <i>The assessment of the feasibility of designing, manufacturing, and operating middle-class innovative urban electric buses.....</i>	15
Oleh Smyrnov, Anna Borysenko <i>Analytical review of electronic and electromechanical systems of electric vehicles.....</i>	27

EQUIPMENT FOR MANUFACTURE AND REPAIR OF TRANSPORTATION. SERVICE AND TECHNICAL REVIEW OF CARS

Olexii Saraiev, Iryna Saraieva, Serhii Danets, Oleksandr Kozlov <i>Experimental evaluation of vehicle braking efficiency considering the influence of tires.....</i>	36
Vasiliy Migal, Shchasiana Arhun, Andrii Hnatov, Olha Ulianets <i>Evaluation of Tractor Quality Based on Vibration Characteristics.....</i>	43

TRANSPORT INFRASTRUCTURE, DEVELOPMENT OF THE NETWORK OF CHARGE STATIONS FOR ECOMOBILE. INFORMATION AND COMMUNICATION TECHNOLOGIES IN TRANSPORT

Anatoliy Panchenko, Yuliia Musairova, Yevheniia Zarichniak, Volodymyr Yevchenko, Mykola Klymenko <i>Method for determining the locations of power cable damage.....</i>	50
---	----

Підвищення якості тягових електродвигунів для електротранспорту

Мигаль В. Д.¹, Аргун Щ. В.², Гнатов А. В.², Гнатова Г. А.², Сохін П. А.²

¹Державний біотехнологічний університет, Україна

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація. Проведено розробку способів підвищення надійності і ресурсу тягових асинхронних електродвигунів (ЕД) з використанням експериментальних методів. Основним критерієм оцінки якості ЕД обрані рівні вібрації, за якими визначається їх технічний рівень. Запропоновано конструкцію асинхронних електродвигунів і технологію їх виготовлення, що дозволяє підвищити точність виготовлення і збірки ЕД, знизити трудомісткість складання і зменшити кількість деталей які перебираються при ревізії та заміні підшипників при ремонті. Досягнуте зниження рівнів вібрації дозволяє прогнозувати підвищення ресурсу, розробленого ЕД в 2-3 рази в залежності від умов експлуатації.

Ключові слова: рівень вібрації, вібродіагностика, електромобіль, електродвигун, асинхронний тяговий двигун, клас вібрації, енергоефективність.

Вступ

Розвиток енергоефективних і енергозберігаючих технологій спричинив погіршення екологічної ситуації та зменшення природних ресурсів. Це призвело до відмови багатьох автовиробників від транспортних засобів, що використовують ДВЗ, на користь електромобілів [1]. Для розвитку цього напрямку постійно проводиться пошук і розробка як нових альтернативних джерел електричної енергії, так і вдосконалення основних компонентів для сучасного енергоефективного транспорту та його інфраструктури [2-5].

Одним з основних компонентів електромобіля є тяговий електродвигун (ЕД). Серед них найбільш поширені синхронні та асинхронні тягові ЕД, завдяки багатьом перевагам, таким як проста конструкція, керованість і відносно низька вартість [6]. Однак, відносно низька вартість стосується переважно асинхронних ЕД. Незважаючи на широке застосування асинхронних ЕД, вони не завжди відповідають високим вимогам надійності [7]. Це пояснюється їхньою роботою в широкому діапазоні частот обертання та змінних режимах навантаження, частими зупинками і пусками, а також складними дорожніми умовами експлуатації. Все це призводить до значних вібрацій тягових ЕД і, відповідно, зни-

жує їхню надійність та ресурс [8, 9].

Аналіз публікацій

Статистичні данні показують, що щорічно близько 20-25 % від загального числа встановлених асинхронних ЕД потребують ремонту [10]. Причинами цього є недостатня якість проектування, виготовлення ЕД і, звісно, самі умови експлуатації.

Ремонт ЕД часто проводиться з їх розбиранням і заміною деталей. Це негативно впливає на надійність їх роботи. Особливо це стосується підшипникових вузлів [11, 12]. Крім того, як показують дослідження асинхронних ЕД потужністю від 5,5 кВт до 225 кВт, що проведені авторами роботи [13], після ремонту і перемотування ЕД їх ККД знижується на 0,5-0,7 %.

Зниження рівнів вібрації ЕД дозволяє підвищити їх безвідмовність, довговічність, ресурс, зменшити шкідливий вплив на людину і навколишнє середовище, знизити витрати на технічне обслуговування електромобілів в цілому [14].

Існують державні та міжнародні стандарти щодо електричних машин. Але вони встановлюють лише вимоги до їх рівнів вібрації. Питання методів проектування і виготовлення ЕД, пошуку критеріїв оцінки конструкти-

вних і технологічних способів досягнення заданих рівнів вібрації часто вирішуються вже на практиці [15].

Відомі складні теоретичні методи розрахунків допустимих і заданих рівнів вібрації [16]. Вони мають невелику достовірність, оскільки не можуть врахувати багато конструктивних, технологічних та динамічних факторів технічного стану, які існують в реальних ЕД. Вплив цих факторів на якість ЕД вимагає проведення досить великого обсягу експериментальних досліджень. Результатом таких досліджень є доведення ЕД до відповідного технічного рівня. Зазвичай ці дослідження спрямовані на контроль якогось одного вузла чи елемента, наприклад, підшипникового вузла або величини повітряного зазору, або стану ізоляції тощо. Тому на практиці досягнення заданого технічного рівня ЕД вимагає проведення великого обсягу досліджень. Успіх останніх залежить від застосовуваних критеріїв і методів досліджень. Це показують результати робіт, що проведені авторами [17]. Експерименти підтвердили зв'язок між надійною роботою ЕД і точністю вирівнювання їх роторів. Автори стверджують, що до 50% відмов обертових електричних двигунів пов'язано з неправильним вирівнюванням їх роторів. Тобто порушення технологічних умов збирання ЕД є однією з причин зниження їх ресурсу.

Мета та постановка задачі

Мета роботи – розробка способів підвищення надійності і ресурсу тягових асинхронних ЕД за допомогою удосконалення конструкції і технологія виготовлення корпусу статора і ротора електродвигуна.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити оптимальну відстань між підшипниковими опорами;
- впровадити отримані результати досліджень щодо оптимізації посадок і зазорів деталей підшипникових вузлів;
- підвищити точність збирання підшипникових вузлів і двигуна в цілому;
- знизити вібрації магнітного походження за рахунок вибору форми паза ротора;
- знайти способи поліпшення динамічних характеристик електродвигунів.

Методика проведення досліджень

Як відомо, при ударному збудженні відгукуються власні частоти деталей і вузлів приле-

глих до джерела збудження. Тому відгук вимірювали в місцях контролю на фланці в напрямку прикладення вимушених коливань. Найбільша амплітуда відгуку знаходиться, переважно, на першій власній частоті.

Розпізнавання місць розподілу власних частот коливань, рухливості в сполучених деталях ЕД в статистиці, проводилось по появі окремих піків амплітуд резонансних явищ. Найбільші амплітуди відгуку на зовнішні впливи спостерігалися на одній із власних частот деталей і вузлів.

Розпізнавання вимушеної вібрації від резонансної частоти в робочому стані проводилось шляхом зміни частоти обертання або різкої зупинки обертання. Якщо при незначній зміні швидкості обертання рівень вібрації досліджуваного джерела знижується, тоді причиною є резонанс.

У більш складних ситуаціях встановлювалося як змінюється вібрація ЕД при зупинці. При наявності резонансу і різкої зупинки ЕД швидкість знижується за короткий час, а зниження рівнів вібрації на резонансній частоті запізнюється. Якщо резонансу немає, то рівні вібрації після зупинки ЕД різко знижуються.

Відбудова власних частот і вимушених частот вібрації проводилася шляхом збільшення жорсткості і додавання маси, збільшення демпфірування, щоб зменшити відгук ЕД на вимушену частоту. Це досягалось, наприклад, зміною числа і місця установки ребер, а також їх розташування щодо поширення хвиль коливань; зміною числа пазів ротора, щоб перерозподілити енергію вимушених сил в області високих частот вібрації, які менше впливають на зношування підшипників і на ресурс ЕД в цілому.

Зниження амплітуд вимушених сил проводилося шляхом відділення власних частот деталей від частоти вимушених сил, зниженням коливань на згинах шляхом розподілу хвиль коливань установкою ребер різної форми і кутом щодо осі статора і ротора.

Кількість ребер корпусу визначає не тільки кількість власних частот, але і їх взаємне розташування в спектрі вібрації. В цілому, чим більше ребер, тим більше розчленування хвиль коливань і власних частот деталей (корпусу), жорсткості корпусу і щита. Однак занадто велика жорсткість знижує ізоеластичність системи.

Вплив жорсткості ЕД на вібраційні характеристики визначався шляхом зміни відстані

між опорами підшипників, товщини, кількості і розташування радіальних та кільцевих ребер корпусу і щита ЕД.

Точність технології виготовлення підвищувалася шляхом забезпечення можливостей соосного розточення статора і місць посадки підшипників, їх вузлів в корпусі ЕД, зміною технології складання підшипникових вузлів і ЕД в цілому.

Потрібне розташування деталі по довжині валу, ребра на корпусах машин визначається експериментально за зниженням резонансної вібрації на заданій частоті при вільному переміщенні макета ребра по корпусу або деталі по валу. Для визначення небажаного перерозподілу вібрації знайдене місце установки на валу або макеті ребра на корпусі. Уточнюються зміни спектра вібрації ЕД по всьому спектру: від 5 Гц до 10 кГц.

Покращення динамічних властивостей ЕД

Ресурс ЕД визначається не тільки робочими процесами, навантаженням і закладеною якістю виробництва, а ще й вібронавантаженістю. Особливо це позначається при появі резонансних явищ. Тому необхідним є дослідження динамічних характеристик ЕД.

Поліпшення динамічних властивостей ЕД вивчалися такими способами:

- додаванням або видаленням з механічної частини системи будь-якої комбінації структурних елементів жорсткості;
- збільшенням або зменшенням маси;
- додаванням жорсткості зв'язку;
- додаванням демпфуючого елемента.

Дослідження проводили експериментально на прототипах і нових конструкціях ЕД методами серії тестових ударних збуджень вузлів або комплектного ЕД інструментальним молотком 8202 і віброаналізатором 2033, 2034 фірми «Брюль і К'єр».

Більш детальний опис експериментальної установки представлено в роботі авторів [12].

Рівні вібрації досліджуваних ЕД визначалися в децибелах за максимальними середньоквадратичним значенням коливального прискорення на спеціальному стенді з віброакустичною розв'язкою. Ця установка виключає вплив перешкод в точках вимірювання вібрації двигуна.

За умовний нульовий рівень вібрації прийнято прискорення $a = 3 \cdot 10^4 \text{ м/с}^2$.

Пристрої віброакустичної розв'язки стенду забезпечували рівні перешкод на 8-10 дБ нижче на всьому частотному діапазоні вимі-

рюваної вібрації працюючого двигуна. Вібрація двигуна вимірювалася на холостому ходу після його попередньої роботи на холостому ходу протягом 30 хв.

Зниження рівнів вібрації ЕД

Основним джерелом вимушеної вібрації ЕД є обертові деталі і вузли. Виникаючі в роторі коливання збуджують вібрацію підшипникових вузлів і корпусу. У зв'язку з цим доцільно зменшувати відношення маси обертових частин до маси ЕД, тобто збільшити масу корпусу двигуна. Однак, збільшення маси без зміни конструктивних і технологічних параметрів може призводити до зниження вібрації лише в окремих смугах спектра і, перш за все, в низькочастотній області. Тому раціонально розподіляти маси і жорсткості в самому джерелі прояви вібрації.

Результат експериментальних досліджень щодо впливу зміни маси деталей підшипника і жорсткості вузлів наведені на рис. 1 і рис. 2.

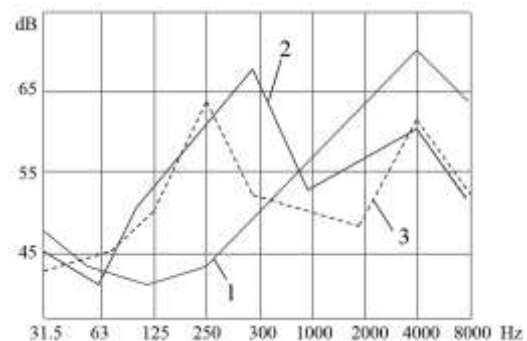


Рис. 1. Спектрограми вібрації підшипників кочення типу 74-310ЕУШ2: 1 – в радіальному напрямку; 2 – в осьовому напрямку; 3 – з приєднаною масою 0,5 кг

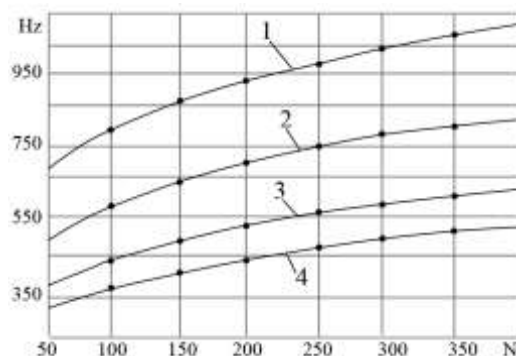


Рис. 2. Залежності частоти резонансу зовнішнього кільця кочення 74-310ЕУШ2 від зусилля осьового натягу: 1 – без приєднаної маси; 2 – з приєднаною масою 0,3 кг; 3 – з приєднаною масою 0,8 кг; 4 – з приєднаною масою 1,3 кг

Перерозподіляти масу можна за рахунок призначення виду сполучень деталей. Збільшення натягу посадки призводить до зниження власних частот вузла.

Жорсткість підшипникових вузлів можна змінювати також шляхом регулювання осьового пружного натягу підшипників в опорах.

Попередній натяг підшипників підвищує жорсткість підшипникового вузла, створює умови для нормальної роботи підшипників. Відомо, що правильно обрана величина зусилля попереднього натягу підшипників в опорах механізму забезпечує рівномірне прилягання кульок до бігових доріжок, попереджає прослизання і обертання кульок під дією гіроскопічного моменту, зменшує знос підшипників кочення, підвищує надійність і довговічність підшипників.

При введенні осьового натягу змінюються умови «закладення» опор. Залежно від величини тиску пружини відбувається зміна статичної жорсткості ротора і, як наслідок, зміна частоти власних коливань на 20-30 %. Цю обставину слід мати на увазі при розрахунку вібрації ЕД, оскільки зміна жорсткості за рахунок зусилля попереднього натягу підшипників в опорах може привести до появи резонансів ротора. Слід уникати завищення зусилля попереднього натягу підшипників при

відбудові власних частот системи валу ротора, оскільки зусилля натягу впливає на довговічність підшипника. Надмірний натяг такий же небезпечний, як і недостатній натяг, тому що викликає защемлення кульок, перевантаження підшипників кочення і підвищене тепловиділення.

Підвищення жорсткості вузла обумовлює зниження вібрації і сприяє підвищенню власних частот ротора ЕД, що дозволяє відбудувати власні частоти вібрації ротора і ЕД.

Податливість підшипникових вузлів ротора можна знизити шляхом підвищення жорсткості валу і відстані між опорами, але при цьому необхідно зберегти оптимальну ізоеластичність конструкції.

Дослідження відстані між опорами підшипникових вузлів проводилися на макеті асинхронного електродвигуна потужністю 90 кВт на холостому ході за рахунок ступінчастої зміни довжини посадочних поверхонь капсуля. Діаметр шийки валу під підшипники – 65 мм, частота обертання – 3000 об/хв.

Підвищення жорсткості ротора ЕД шляхом зменшення відстані між опорами підшипникових вузлів знижує зубцеву вібрацію ротора і корпусу (табл. 1, область частот від 800 Гц до 3150 Гц).

Таблиця 1 – Вібраційні характеристики макета ЕД з відстанями між опорами 450 мм, 465 мм, 560 мм і 725 мм, дБ

	50 Гц	63 Гц	80 Гц	100 Гц	125 Гц	160 Гц	200 Гц	250 Гц	315 Гц	400 Гц	500 Гц	630 Гц
450 мм	43	41,5	40	44	37	44	46,5	49	47	43,5	40	41
465 мм	41	37	41,5	45	41	42	43	44	44	41	39	38
560 мм	43	42	45	47	45	48	40	48	46	44	42	54
725 мм	44	43	43	46	43	44,5	45,5	47	46	46	50	55
	800 Гц	1 кГц	1,25кГц	1,6 кГц	2 кГц	2,5 кГц	3,15кГц	4 кГц	5 кГц	6,3 кГц	8 кГц	10 кГц
450 мм	40	46	52	50	48	57	58	57	57	65	63	70
465 мм	38	40	49	58	57	65	66	60	61	62	62	70
560 мм	60	59	67	67	70	65	59	61	64	65,5	68	70
725 мм	56,5	58	59,5	61	70	67	61	63,5	66	68,5	71	74

Але вже при відстанях між опорами 450 мм знижується ізоеластичність підшипникових вузлів, підвищуються вібрації, порушуються перекочування тіл кочення. Тож недостатня жорсткість системи, так як і зайва, знижує надійність підшипникових вузлів.

Зниження вібрації від дисбалансу обертових частин вирішувалося шляхом установки балансувального кільця з обох сторін валу ЕД (рис. 3). Було зроблене підбалансування ротора на стенді окремо і в складі ЕД. Балансири в канавках 1, 2 переміщуються по діаметру в отворах 3 радіально (рис. 3).

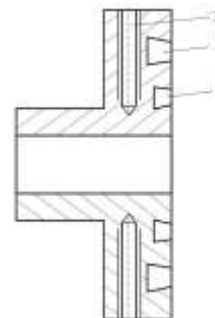


Рис. 3. Балансувальне кільце для підбалансування ЕД в зборі: 1, 2, 3 – місця встановлення балансирів для «грубого», «середнього» і «тонкого» підбалансування відповідно

Удосконалення технології складання підшипникових вузлів ЕД

Існуюча технологія подетального збирання підшипникових вузлів на вал ЕД має суттєві недоліки:

- внутрішнє кільце підшипника не забезпечує щільного прилягання до заплічок посадкової шийки валу;
 - під час приєднання кришки до капсули підшипника за допомогою гвинтів, капсула може зсуватися;
 - капсула остигає швидше, ніж її можна зафіксувати гайкою.
- В результаті:
- знижується жорсткість підшипникового вузла;
 - можливі викривлення внутрішнього кільця на валу;
 - порушуються лінійні розміри положення підшипника на валу.

Така технологія подетальної обробки посадкових поверхонь щитів, корпусу і подетальна збірка ЕД не забезпечує необхідної точності роботи підшипникових вузлів і положення магнітопроводу ротора в статорі. Також вона нівелює високу якість підшипників Ш6, Ш8. Застосування цих підшипників при такій збірці не дозволяє істотно знизити вібрації ЕД до допустимих значень і призводить до великого розкиду мінімальних і максимальних рівнів вібрації.

Тому при розробці нового ЕД були внесені зміни, перш за все, в структурні параметри підшипникових вузлів, згідно отриманих результатів експериментальних досліджень із

змінами технології складання підшипникових вузлів.

Змінена технологія збірки підшипникового вузла. При зміненій технології складання підшипникового вузла збірка проводиться в вертикальному положенні валу ротора. Попередньо збирається підшипник в єдиний вузол, нагрівається в термостаті до нормованої температури, а потім вертикально встановлюється на шийку валу з наступною фіксацією.

В основу внесення змін до структурних параметрів підшипникових вузлів покладені експериментальні дослідження авторів даної роботи за вибором натягів, зазорів, посадок і типу підшипників. Дані дослідження детально описані в роботі [12].

Запропонована технологія монтажу забезпечує точне прилягання підшипника до заплічок валу. При вертикальному розташуванні валу зменшуються можливості відхилення кільця підшипника під впливом ваги підшипникового вузла, а час, необхідний для регулювання та фіксації підшипникового вузла гайкою, збільшується. Це дозволяє поліпшити якість підшипників типу Ш3 у порівнянні з підшипниками типу Ш2. Крім того, вдалося зменшити розкид рівнів підшипникових вібрацій у порівнянні з підшипниками типу Ш2.

В таблиці 2 наведені результати статистичної обробки спектрограм вібрацій електродвигунів, виготовлених з використанням зміненої технології складання підшипникових вузлів з підшипниками типу Ш3. Нестабільність характеристик вібрацій електродвигуна може бути пояснена переважно технологією складання самого електродвигуна.

Таблиця 2 – Первинна обробка результатів спектрограм вібраційних характеристик електродвигунів

Частота, f , Гц	Основні статистичні характеристики віброприскорень електродвигунів, дБ					Задовольняють класу Д, шт
	min	max	m	s	v	
1	2	3	4	5	6	7
50	47	52	49,70	1,841	0,037	0
63	26	50	33,50	7,857	0,235	9
80	25	49	31,00	8,301	0,268	9
100	44	54	47,30	3,524	0,074	0
125	30	54	36,90	8,693	0,236	8
160	33	57	44,00	7,515	0,171	7
200	30	58	40,00	9,579	0,239	7
250	32	59	40,90	9,422	0,230	7
315	35	62	45,80	9,356	0,204	6
400	39	63	48,90	7,651	0,156	5
500	38	64	46,00	8,565	0,186	8
630	44	67	54,70	7,414	0,136	2
800	46	65	54,10	6,183	0,114	4
1000	49	64	54,80	5,268	0,096	3

1	2	3	4	5	6	7
1 250	52	67	60,50	4,679	0,077	2
1600	54	68	60,60	4,853	0,080	0
2000	56	68	63,00	3,976	0,063	1
2500	50	72	62,00	6,793	0,110	1
3150	51	70	60,50	6,158	0,102	1
4000	53	70	62,00	5,649	0,091	2
5000	51	72	61,00	6,689	0,110	3
6300	54	73	63,00	6,331	0,100	3
8000	54	71	65,00	5,363	0,083	0
10000	58	75	5,123	0,076	0	0

У таблиці 2 прийняті наступні позначення: \min – найменше значення вібрації прийнятої вибірки; \max – найбільше значення вібрації; m – середньоарифметичне значення вібрації; s – середньоквадратичне значення вібрації; ν – коефіцієнт варіації результатів вимірювання вібрації всієї сукупності електродвигунів.

З аналізу таблиці 2 стає очевидним, що наявна конструкція та технологія виготовлення електродвигунів типу АН не відповідають рівням вібрації класу Д при частоті обертання 50 Гц.

Рівні вібрації в області частот більше 630 Гц, порушуваних підшипниковими вузлами і електромагнітними силами мають малий запас. А великий розкид мінімальних і максимальних значень вібрації вказує на можливості конструктивного і технологічного вдосконалення.

Результати та обговорення

Удосконалена конструкція і технологія виготовлення корпусу статора і ротора ЕД. Поліпшення динамічних характеристик корпусу ЕД здійснювали за рахунок підвищення жорсткості фланця, кількості і розподілу зовнішніх і внутрішніх ребер, радіальних ребер вентиляційного каналу корпусу, щита і кільцевих ребер корпусу.

Кількість ребер дозволило розчленувати і знизити амплітуду згинальних коливань фланця, ребра вентиляційного каналу і щита, розчленувати їх вигин коливання. Найкраще розчленовування згинальних коливань досягалося при кількості ребер 5-7. Така кількість ребер дозволила демпфувати вібрації і в цілому визначити необхідну жорсткість корпусу. Ребра розподілялися по колу фланця, а найкращим їхнім розташуванням були місця між ребрами. Оптимальне місце установки ребер визначалося за характеристиками не тільки загасання коливань корпусу, а й по віброакустичними якостям конструкції та-

ким, як вібропровідність і звукоізоляція. При підвищенні відношення товщини фланця 1 до товщині корпусу в 3-5 разів перепад вібрації на ньому доходить до 10 дБ.

Завдання підвищення точності виготовлення ЕД вирішували шляхом розточування з однієї установки магнітопроводу і місць під установку підшипникових вузлів. Розточування отвору Е окремого щита під діаметр підшипника і поверхні А' здійснювалася з однієї установки (рис. 4). Підвищення співвідношення місць установки підшипникових вузлів і зазору між магнітопроводами ротора і статора здійснювалася за рахунок розточення з однієї установки посадочних місць під установку підшипникових вузлів А, В, Г, Б і магнітопровод статора Д. Підвищення співвідношення розточування підшипникових опор, магнітопроводу і поліпшення динамічних характеристик корпусу статора дозволили застосувати підшипники класу шумності Ш6, Ш8 [18].

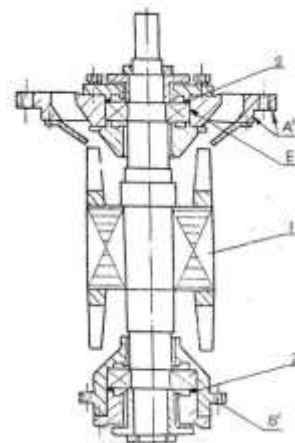


Рис. 4. Ротор зміненої конструкції: 1 – магнітопровід; 2 – хвильова пружина; А, Б – приєднувальні поверхні ротора

Загалом, зниження магнітних вібрацій досягається шляхом вдалого підбору співвідношення числа пазів статора і ротора, правильного налаштування повітряного зазору між магнітопроводами статора і ротора, застосу-

вання скосу пазів ротора, зменшення ексцентриситету повітряного зазору та іншими конструктивними та технологічними рішеннями.

Для зниження вібрацій, порушуваних ротором, форма паза обрана дугоподібною. Нахил дуги змінювався (при наборі листів) справа наліво по довжині паза через 20 мм.

Щоб виключити збіг власних частот підшипників, корпусу і вимушених сил, пору-

шуваних ротором, число пазів ротора збільшено до 90. Високочастотні вібрації ЕД менше впливають на ресурс і їх можна краще демпфувати конструктивно.

Одностороннє розташування базових поверхонь в корпусі статора і кріплення підшипникових вузлів ротора дозволило виробляти вертикальну збірку ЕД з двох незалежно контрольованих вузлів: корпусу з щитом і ротора з підшипниковими вузлами.

Таблиця 2 – Рівні вібрацій електродвигунів, дБ

	50 Гц	63 Гц	80 Гц	100 Гц	125Гц	160Гц	200Гц	250Гц	315 Гц	400 Гц	500 Гц	630 Гц
3000 хв ⁻¹ , Ш8	43	41,5	40	44	37,5	44	45,5	46,1	45	42,1	40	41
1500 хв ⁻¹ , Ш8	38	36	33	38,3	35	36	34	35,3	37	36	35	37
3000 хв ⁻¹ , Ш3	51	50	49	54	54	57	59	59	62	62	63,2	65
	800 Гц	1 кГц	1,25кГц	1,6кГц	2 кГц	2,5кГц	3,15кГц	4 кГц	5 кГц	6,3кГц	8 кГц	10 кГц
3000 хв ⁻¹ , Ш8	40	45	52	48	57,5	59	58,5	58,5	62	65	63	70
1500 хв ⁻¹ , Ш8	38	40	40	42,3	45	47	49	51	50	49	49	50
3000 хв ⁻¹ , Ш3	64,6	64	67	68	68	72	70	70	72	73	71	75

Досягнуті рівні вібрації вдосконаленого ЕД. Рівні вібрації створеного ЕД задовольняють вимогам по вібрації класу Д.

Максимальні вібрації, що впливають на ресурс ЕД знаходяться в області частот 50-315 Гц. Причинами підвищеної вібрації в цій області частот є:

- дисбаланс обертових частин (50 Гц);
- якість і частота живлення (100 Гц) від мережі;
- несоосність ротора в корпусі статора.

В області частот 160-315 Гц комплекс причин наступний:

- частота перекошування тіл кочення підшипників;
- величини попереднього натягу підшипників в опорах;
- натяг і зазори посадок підшипників [12].

Істотне зниження вібрацій ЕД в області частот 500-2500 Гц досягнуто за рахунок поліпшення динамічних властивостей корпусу статора і електромагнітних властивостей ротора.

Розкид рівнів вібрації ЕД при повторних перезбирання і вимірах по всьому спектру частот (крім області 160-315 Гц) становив до 2 дБ. В області частот 160-315 Гц залишається до 3 дБ. Кількість вимірювань по-

вторювалися 4-5 разів.

Рівні вібрації класу Е не впливають на здоров'я людини, не вимагають спеціальної віброізоляції в транспортному засобі. Досягнуте зниження рівнів вібрації дозволяє прогнозувати підвищення ресурсу в 2-3 рази в порівнянні з аналогом класу Г.

Висновки

Запропоновано конструкцію асинхронного електродвигуна і технологію його виготовлення, які дозволяють:

- підвищити точність виготовлення і збірки ЕД з двох незалежно зібраних і контрольованих вузлів;
- знизити трудомісткість складання і зменшити кількість деталей які перебираються при ревізії та заміни підшипників при ремонті.

Розроблено конструктивні і технологічні рішення, які дозволили створити асинхронний тяговий ЕД потужністю 90 кВт, з частотою обертання 3000 об/хв, що задовольняє вимогам класу Д з рівнями допустимої вібрації нижче прямої, що з'єднує точки (32 дБ; 5 Гц) і (72 дБ; 10 кГц).

Досягнуте зниження рівнів вібрації на 8-16 дБ нижче допустимих значень дозволяє прогнозувати підвищення ресурсу, роз-

робленого ЕД, в залежності від режимів експлуатації, в 2-3 рази в порівнянні з класом Г.

Створений ЕД за рівнем вібрації задовольняє всім вимогам екологічних норм.

Отримані результати проведених досліджень слід використовувати при виробництві тягових електродвигунів змінного струму.

Література

- Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., & Sokhin, P. (2022). Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*, 21, 22–30.
- Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., & Sokhin, P. (2021). Technical and economic calculation of a solar-powered charging station for electric vehicles. *Automobile Transport*, 49, 71–78.
- Arhun, S., Hnatov, A., Dziubenko, O., & Ponikarovska, S. (2019). A device for converting kinetic energy of press into electric power as a means of energy saving. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, 36(1), 105–110. <https://doi.org/10.7736/KSPE.2019.36.1.105>
- Гнатів, А. В., Аргун, Ш. В., Гнатова, Г. А., & Тарасов, К. С. (2020). Сонячна зарядна електростанція–комплекс для проведення лабораторних та практичних занять. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 17, 19–26. Hnatov, A. V., Arhun, Shch. V., Hnatova, H. A., & Tarasov, K. S. (2020). Soniachna zariadna elektrostantsiia–kompleks dlia provedennia laboratornykh ta praktychnykh zaniat. [The solar charging power station is a complex for conducting laboratory and practical classes]. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*, 17, 19–26.
- Patlins, A., Hnatov, A., & Arhun, S. (2018). Safety of pedestrian crossings and additional lighting using green energy. 2018-October, 527–531.
- Bakumenko, V. B., Tarasova, V. V., Ruchka, O. O., Hnatov, A. V., Arhun, Shch. V., & Tarasov, K. S. (2019). Rozrakhunok mekhanichnoi kharakterystyky asynkronnoho dvyhuna pry naiavnosti v nii minimalnogo momentu. [Calculation of the mechanical characteristics of an asynchronous motor in the presence of a minimum torque]. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*, 15, 64–64.
- Migal, V., Arhun, S., Hnatov, A., Dvadnenko, V., & Ponikarovska, S. (2019). Substantiating the criteria for assessing the quality of asynchronous traction electric motors in electric vehicles and hybrid cars. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, 36(10), 989–999. <https://doi.org/10.7736/KSPE.2019.36.10.989>
- Belousov, E. V., Grigor'Ev, M. A., & Gryzlov, A. A. (2017). An electric traction drive for electric vehicles. *Russian Electrical Engineering*, 88, 185–188.
- Arhun, S., Migal, V., Hnatov, A., Ponikarovska, S., Hnatova, A., & Novichonok, S. (2020). Determining the quality of electric motors by vibro-diagnostic characteristics. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*, 7(29). <https://doi.org/10.4108/EAI.13-7-2018.164101>
- Polkovnichenko, D. V. (2005). Evaluation of availability index of asynchronous squirrel-cage motors after repair. *Electrical Engineering & Electromechanics*, 1, 59.
- Kunthong, J., Sapaklom, T., Konghirun, M., Prapanavarat, C., Ayudhya, P. N. N., Mujjalinvimut, E., & Boonjeed, S. (2017). IoT-based traction motor drive condition monitoring in electric vehicles: Part 1. 2017 IEEE 12th International Conference on Power Electronics and Drive Systems (PEDS), 1,184-1,188.
- Migal, V., Lebedev, A., Shuliak, M., Kalinin, E., Arhun, S., & Korohodskyi, V. (2021). Reducing the vibration of bearing units of electric vehicle asynchronous traction motors. *JVC/Journal of Vibration and Control*, 27(9–10), 1123–1131. <https://doi.org/10.1177/1077546320937634>
- Cao, W., Bradley, K. J., & Allen, J. (2006). Evaluation of additional loss in induction motors consequent on repair and rewinding. *IEE Proceedings-Electric Power Applications*, 153(1), 1–6.
- Mygal, V., Arhun, S., Shuliak, M., Hnatov, A., Kalinin, E., & Mysiura, M. (2021). Functional and Engineering Methods of Upgrading the Quality of Induction Traction Electric Motors. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*, 8(35), 1–9. <https://doi.org/10.4108/eai.29-1-2021.168537>
- Bolvashenkov, I., Kammermann, J., & Herzog, H.-G. (2016). Research on reliability and fault tolerance of multi-phase traction electric motors based on Markov models for multi-state systems. 2016 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion (SPEEDAM), 1166–1171.
- Peng, Z. K., Peter, W. T., & Chu, F. L. (2005). An improved Hilbert–Huang transform and its application in vibration signal analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 286(1–2), 187–205.
- Vojtko, I., Baron, P., Pollák, M., & Kašćak, J. (2019). Examining the effect of alignment of the rotor of the emissions exhaust fan on its operating parameters. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2019, 1–13.
- Arhun, S., Migal, V., Hnatov, A., Hnatova, H., & Ulyanets, O. (2020). System approach to the evaluation of the traction electric motor quality. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*,

7(26). <https://doi.org/10.4108/eai.13-7-2018.162693>

Мигаль Василь Дмитрович¹, д.т.н., проф. каф. тракторів і автомобілів, тел. +38 0993780451, e-mail: prof.myhal@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2308-760X>

Аргун Щасяна Валіковна², д.т.н., проф. каф. автомобільної електроніки, тел. +38 0993780451, shasyana@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6098-8661>

Гнатов Андрій Вікторович², д.т.н., проф., завідувач каф. автомобільної електроніки, тел. +38 06674380887, kalifus76@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0932-8849>

Гнатова Ганна Андріївна², студентка автомобільного факультету ХНАДУ, тел. +38 0990679809, hannahnatova@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7263-3024>

Сохін Павло Андрійович², аспірант кафедри автомобільної електроніки, тел. +38 0633473433, info@elektrocar.com.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2823-2239>

¹Державний біотехнологічний університет, вул. Алчевських, 44, Харків, Україна, 61002.

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Improving the quality of traction electric motors for electric transportation

Abstract. Problem. Despite the widespread use of asynchronous electric motors (ED) in electric transportation, they often fail to meet high reliability requirements. This is primarily due to their operation in a wide range of rotational frequencies, variable load modes, frequent stops and starts, and challenging road conditions. These factors result in significant vibrations of traction asynchronous EDs, leading to reduced reliability and service life. **Goal:** The goal of this study is to develop methods to enhance the reliability and longevity of traction asynchronous EDs by improving the design and manufacturing technology of the stator housing and rotor of the electric motor. **Methodology:** Analytical research methods were employed to investigate approaches for improving the quality of traction electric motors for electric transport. Experimental research methods were used to determine the technical condition of EDs based on their vibrodiagnostic parameters. Statistical methods were utilized to process experimental data. **Results:** Vibration levels, which are indicative of the technical condition of EDs, were selected as the primary

critera for assessing their quality. The proposed design and manufacturing technology for asynchronous electric motors enable the following: increased manufacturing and assembly precision of EDs, simplified assembly process, reduced number of sorted parts during inspection and bearing replacement, and the development of an asynchronous traction ED with a power capacity of 90 kW and a rotational frequency of 3000 rpm, meeting class D requirements with permissible vibration levels. **Originality:** This study presents developed methods for increasing the reliability and longevity of traction asynchronous EDs through experimental approaches. The one-sided arrangement of base surfaces in the stator housing and the attachment of rotor bearing units enabled the production of a vertical ED assembly consisting of two independently controlled units: a housing with a shield and a rotor with bearing units. **Practical Value:** The achieved reduction in vibration levels allows for a predicted 2-3 times increase in the lifespan of the developed ED, depending on operating conditions. Furthermore, the created ED meets all environmental standards' requirements for vibration levels.

Key words: vibration level, vibration diagnostics, electric car, electric motor, asynchronous traction motor, vibration class, energy efficiency.

Migal Vasily¹, professor, Doct. of Science, Department of Tractors and Cars, e-mail: prof.myhal@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2308-760X>

Arhun Shchasyana², professor, Doct. of Science, Vehicle Electronics Department, shasyana@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6098-8661>

Hnatov Andrii², professor, Doct. of Science, Head of Vehicle Electronics Department, tel. +38 066-7438-0887, kalifus76@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0932-8849>

Hnatova Hanna², student of the Automobile Faculty, tel.+38 0990679809, e-mail: hannahnatova@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7263-3024>

Sokhin Pavlo², postgraduate, Vehicle Electronics Department, tel. +38 0633473433, info@elektrocar.com.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2823-2239>

¹State Biotechnological University, Alchevskyyh str., 44, Kharkiv, 61002, Ukraine.

²Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

УДК 629.341

DOI: 10.30977/VEIT.2023.23.0.2

Оцінка доцільності проектування, виробництва та експлуатації інноваційних міських електробусів середнього класу

Войтків С. В.¹

¹Науково-технічний центр «Автополіпром»

Анотація. У статті проведений аналіз основних технічних параметрів міських електробусів середнього класу, створених на основі застосування інноваційної компоувальної схеми, яка передбачає несиметричне розміщення незалежних підвісок лівого і правого коліс керованого моста та розміщення двох подвійних пасажирських дверей у середній частині їх кузовів у межах колісної бази. Розроблено три варіанти ескізних проектів перспективних міських електробусів типу ОНС з довжиною кузовів 8,0 м, 9,0 м та 10,0 м і дана оцінка доцільності їх проектування, освоєння дрібносерійного виробництва та подальшої експлуатації на міських маршрутах. Наведені рекомендації з вибору оптимальних типорозмірів міських електробусів середнього класу для застосування у системах міських перевезень пасажирів у залежності від інтенсивності пасажиропотоків.

Ключові слова: електробус I-го класу; міський електробус типу ОНС; електробус середнього класу; пасажиромістимість електробуса; параметри мас електробуса; автономний пробіг.

Вступ

На нинішній час для перевезень пасажирів на міських маршрутах застосовуються, здебільшого, електробуси великого класу (ВКл) за довжиною кузовів, яка становить понад 10,0 м до 12,0 м включно. Хоча, більшість сучасних моделей міських електробусів мають довжину кузовів у діапазоні 11,9...12,4 м, хоча моделі з кузовами довжиною понад 12,0 м формально відносяться уже до електробусів особливо великого класу (ОВКл), гранична довжина яких для одинарних електробусів складає понад 12,0 м до 15,0 м.

За типом системи заряджання автономних джерел електричної енергії (ДЕЕ) найбільшого застосування на нинішній час набули міські електробуси двох типів:

- ОНС (Overnight Charging) – обладнані системою повільного заряджання тягових акумуляторних батарей (АКБ) у нічний час;
- ОС (Opportunity Charging), обладнані системою ультрашвидкого підзаряджання автономних ДЕЕ на зупинках.

Кожному з цих типів електробусів властиві відповідні переваги та недоліки. Електробуси типу ОНС характеризуються меншою пасажиромістимістю, а електробуси типу ОС,

хоча й мають більшу вмістимість при однаковій повній конструктивній масі, зате потребують наявності зарядних станцій на кількох зупинках – кінцевих або проміжних.

Оскільки переважаюча більшість моделей сучасних міських електробусів належить до типу ОНС, саме він обраний для проведення досліджень стосовно оцінки доцільності їх проектування, освоєння виробництва вітчизняними підприємствами та подальшої експлуатації на міських маршрутах. Окрім того, вибір електробусів типу ОНС обумовлений також і активними проектними роботами у напрямку створення електробусів підтипу ОНС-V (V – variable), обладнаних системою заміни блоків тягових акумуляторних батарей (АКБ).

Аналіз публікацій

Основними, тобто, найбільш визначальними конструктивними, експлуатаційними та економічними параметрами міських електробусів будь-якого типу являються:

- номінальна пасажиромістимість з умови застосування максимальної допустимої питомої норми стоячих пасажирів, оскільки перевезення пасажирів являється їх головною функцією;

- величина автономного пробігу без додаткового заряджання/ підзаряджання автономних ДЕЕ;
- питома витрата електроенергії для перевезення одного пасажирів;
- собівартість перевезень пасажирів на маршрутах;
- ринкова вартість придбання електробуса, яка у значній мірі пов'язана із вартістю автономних ДЕЕ та їх життєвим циклом.

Перспективність напрямку розвитку міських електробусів типу ОНС обґрунтована проведеними у багатьох різних європейських містах результатами досліджень [1], побудованих на порівнянні основних технічних параметрів і економічних показників електробусів різних концепцій, обладнаних системами нічного, помірного й дуже швидкого заряджання тягових АКБ, а також їх підзаряджання від існуючих троллейбусних мереж. Проведені дослідження показали, що концепція ОНС являється найбільш доцільною для створення нових перспективних моделей міських електробусів, оскільки обсяги необхідних інвестицій в існуючі міські інфраструктури суттєво менші. Щоправда, відмічені й деякі недоліки таких електробусів – велика маса тягових АКБ і, відповідно, менша номінальна пасажиромістимість, а також необхідність застосування автономного опалювача, який працює на дизельному пальному, для збільшення величини автономного пробігу у холодний період року.

Застосування міських електробусів типу ОНС пропагується як найбільш прийнятна альтернатива для заміни автобусів з дизельними двигунами і у роботі [2]. Її авторами на підставі проведених порівняльних досліджень різних типів міських електробусів паралельним порівнянням їх основних характеристик зазначено, що застосування міських електробусів типу ОНС буде все більше посилюватись. Особливо, з врахуванням очікуваного вдосконалення конструкцій та технологій виготовлення тягових АКБ, а також тенденцій до використання відновлювальних джерел у виробництві електроенергії.

Як відомо, у системах тягових приводів міських електробусів типу ОНС у якості автономних ДЕЕ застосовуються тягові АКБ різних типів. Економічна доцільність їх використання для живлення тягових електродвигунів таких електробусів обґрунтована у дослідженні [3] на основі експериментальних пара-

метрів реальної експлуатації міських електробусів на конкретній маршрутній мережі. Аналіз енергоємності тягових АКБ електробусів типу ОНС та потужності зарядних станцій, необхідних для їх повільного заряджання у нічний час доби, показав, що зарядні станції середньої потужності в поєднанні з тяговими АКБ середньої енергоємності перевершують системи їх заряджання з низьким енергоспоживанням та системи ультрашвидкого заряджання на основі потужних зарядних станцій.

Однією з важливих проблем експлуатації міських електробусів типу ОНС являється проблема, пов'язана з майже одночасним заряджанням тягових АКБ великої кількості електробусів. Основні аспекти цієї проблеми детально розглянуті у роботі [4], адже одночасне заряджання тягових АКБ великої сумарної енергоємності може призвести до необхідності застосування електричних підстанцій надзвичайно високої потужності. У цьому дослідженні обґрунтована також необхідність розподілення процесу заряджання тягових АКБ великої кількості електробусів типу ОНС на кілька періодів з урахуванням технічних, економічних та експлуатаційних параметрів мережі зарядних станцій. Автори роботи спрогнозували, що, у майбутньому, все більша кількість міських електробусів буде відноситися до типу ОНС.

Необхідність врахування можливостей інфраструктури електричних підстанцій при виборі типів електробусів обґрунтована і у роботі [5]. На основі аналізу різних систем заряджання їх тягових АКБ показано, що, наразі, найбільш доцільними для перевезень пасажирів на міських маршрутах являються два підтипи електробусів – ОНС-В (В – battery) та ОС-Всз з пантографом, розміщеним на зарядній станції (*charging station*). Електробуси підтипу ОС-Всз мають ряд суттєвих переваг порівняно з електробусами підтипу ОС-Вrb (*roof of the bus*), у яких пантограф розміщений на даху кузова. А відносним недоліком електробусів підтипу ОНС-В, тобто, електробусів, які обладнані тяговими АКБ такої енергоємності, яка необхідна для роботи на маршруті протягом усього відведеного часу, являється необхідність ручного підключення рознімного штекера до зарядної станції.

Як показано у роботі [6], визначення енергоємності автономних накопичувачів електроенергії та необхідної інфраструктури для їх заряджання, являється ключовим етапом про-

ектування перспективних конкурентоспроможних міських електробусів. Для забезпечення конкурентоспроможності міські електробуси типу ONC поряд з високими конструктивними і експлуатаційними параметрами повинні характеризуватися меншою величиною ТСО порівняно з міськими автобусами, обладнаними дизельними двигунами. Проте, для забезпечення належного або заданого автономного пробігу таких електробусів необхідні тягові АКБ великої енергоємності, придбання яких пов'язано з високими інвестиційними витратами. Окрім того, доволі складною проблемою являється оптимізація процесу заряджання тягових АКБ великої кількості електробусів типу ONC у нічний час доби.

Проблемам, пов'язаним з оптимізацією зарядної інфраструктури з метою зменшення обсягів фінансування на її облаштування та експлуатаційних витрат міських електробусів, присвячено дослідження [7, 8].

Питання вибору довжини кузовів міських електробусів з огляду на витрату електроенергії та ряд інших параметрів розглянуті у роботі [9]. На основі експериментальних досліджень електробусів різних виробників з довжиною кузовів 8,05-8,5 м (чотири моделі) та 10,48-10,5 м (п'ять моделей) на чотирьох різних міських маршрутах при різних погодних умовах встановлена залежність витрати електроенергії тягових АКБ від маси електробусів, параметрів маршрутів та температур повітря навколишнього середовища.

Результати аналогічних досліджень з визначення витрати електроенергії міськими електробусами різних типорозмірів за довжиною кузовів наведені і у роботах [10, 11].

Мета та постановка задачі

Метою роботи являється оцінка доцільності проектування, освоєння виробництва на підприємствах України та подальшого застосування перспективних конкурентоспроможних інноваційних міських електробусів СКл з довжиною кузовів у діапазоні понад 8,0 м до 10,0 м для перевезень пасажирів на міських маршрутах.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішення наступних завдань:

- розроблення ескізних проектів інноваційних електробусів СКл типу ONC різних типорозмірів на основі дотримання принципу "при інших однакових умовах";
- формування найбільш характерних по-

казників для порівняльного аналізу електробусів СКл різної номінальної пасажировмістимості;

- проведення порівняльного аналізу найбільш визначальних параметрів міських електробусів одного типу різної номінальної вмістимості;
- оцінка доцільності створення інноваційних міських електробусів СКл;
- вибір довжини кузовів інноваційних міських електробусів СКл для подальшого проектування та організації виробництва на вітчизняних підприємствах.

Концепція розроблення ескізних проектів міських електробусів

Для проведення досліджень міських електробусів СКл типу ONC з системою повільного заряджання тягових АКБ у нічний час доби прийнята концепція створення їх ескізних проектів на основі застосування інноваційної компоновальної схеми на наступних засадах:

- колісна формула – 4x2.1 на основі застосування тягових мостів розрізного типу з незалежною підвіскою одинарних коліс;
- формула службових (пасажирських) дверей – 0-2+2-0, яка передбачає застосування двох подвійних пасажирських дверей, розміщених у середніх частинах кузовів електробусів у межах їх колісних баз;
- застосування повністю відокремленого від пасажирського салону відділення водія з входом із салону;
- обов'язкова наявність не менше одного накопичувального майданчика для розміщення пасажирів у інвалідному візку;
- планування пасажирських салонів – змішане, у середній частині пасажирських салонів – дво- або трирядне;
- допустиме встановлення пасажирських сидінь – за напрямком руху або спинками до боковин (переважне), мінімальна кількість – проти напрямку руху;
- мінімізація переднього і заднього звисів кузовів електробусів завдяки застосуванню тягового моста з незалежною підвіскою коліс;
- розрахункова довжина типорозмірів кузовів електробусів трьох моделей – 8,0 м, 9,0 м та 10,0 м;
- ширина кузовів електробусів однакова для усіх типорозмірів – 2,55 м;
- розміщення тягових АКБ – у техніч-

ному відсіку у задній частині та на дахах кузовів електробусів;

- розрахункова величина автономного руху – не менше 200 км;
- допустима повна маса електробусів – на рівні допустимої повної маси двомостових автобусів та вантажних автомобілів, тобто не більше 18000 кг;
- конструкція кузовів електробусів – модульного типу, які складаються із відповідної кількості максимально уніфікованих модулів.

Ескізні проекти електробусів середнього класу типу ОНС

Базовим кузовом інноваційних міських електробусів заданих типорозмірів являється кузов найменшої довжини, тобто 8,0 м. Оскільки для забезпечення зручного входу-виходу з пасажирського салону передбачено двоє подвійних пасажирських дверей електробус такої довжини повинен мати достатню велику колісну базу. Зрозуміло, що забезпечення великої колісної бази у електробусах з довжиною кузова 8,0 м можливе лише за рахунок мінімізації переднього і заднього звисів.

Проте, мінімізація переднього звису за умови застосування керованих мостів будь-якого типу потребує

або розміщення сидіння водія на ділянці підлоги, висота якої, для доступу до робочого місця водія, вимагає облаштування, щонайменше, двох проміжних сходинок;

або зміщення робочого місця водія до поздовжньої осі симетрії кузова електробуса, тобто встановлення сидіння водія між арками коліс керованого моста.

Обидва варіанти мають ряд недоліків, зокрема, зміщене розміщення сидіння водія утруднює передній огляд під час об'їзду чи обгону інших транспортних засобів, які рухаються попереду. Тому, автором запропонований інший варіант мінімізації переднього звису міських

електробусів з кузовами малої довжини. Він полягає у застосуванні керованого моста з незалежною підвіскою коліс, розміщених асиметрично відносно поздовжньої осі симетрії кузова електробуса (рис. 1).

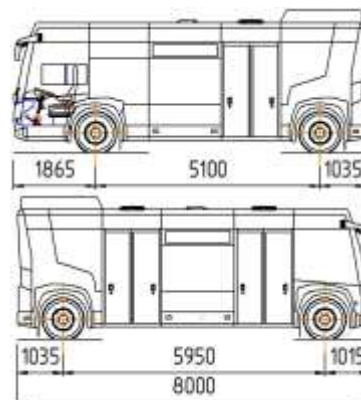


Рис. 1. Міський електробус з асиметричним розміщенням коліс керованого моста

У такому варіанті керованого моста передній звис кузова з боку правого колеса мінімізований (1,015 м), що забезпечує велику зону у середній частині кузова для розміщення двох подвійних пасажирських дверей. З боку лівого колеса звис збільшений до 1,865 м, тобто до такої величини, яка забезпечує зручне розміщення сидіння водія з доступом до нього без проміжних сходинок. Звісно, колісні бази таких електробусів одного і того ж типорозміру мають різні величини – більшу по правій боковині і меншу на 0,85 м для всіх трьох типорозмірів – по лівій боковині. Відносними недоліками пропонованого рішення являються деяке ускладнення кермового управління та вхід до відділення водія з пасажирського салону.

Бокові проекції та планування пасажирських салонів розроблених ескізних проектів міських електробусів трьох типорозмірів за довжиною кузовів наведені на рис. 2.

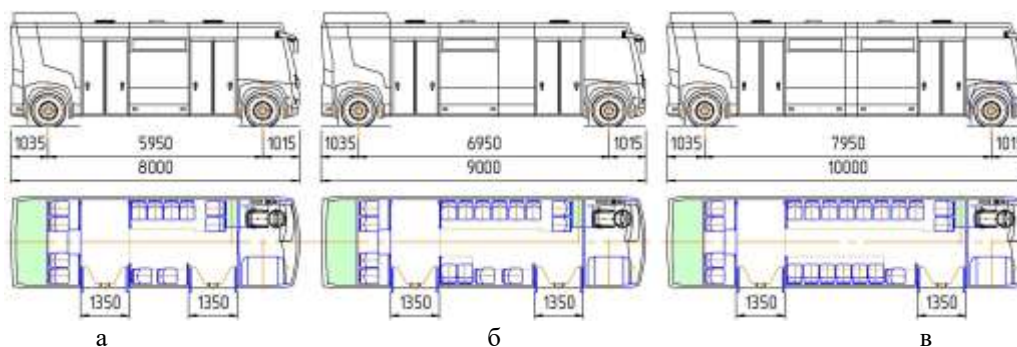


Рис. 2. Планування пасажирських салонів міських електробусів СКл: а) – проект АПП-С01; б) – проект АПП-С02; в) – проект АПП-С03

Вхід до повністю ізольованого відділення водія з метою забезпечення комфортабельних умов праці, здійснюється через двері безпосередньо з пасажирського салону.

Основні блоки тягових АКБ та інші комплектувальні вироби системи керування тяговим приводом електробусів розміщуються у задній частині та на даху їх кузовів.

З огляду на оптимізацію планувань пасажирських салонів з метою досягнення найбільшої пасажировмістимості застосоване їх двохрядне планування з розміщенням одинарних пасажирських сидінь у середній частині спинками до обох боковин. І лише за відділенням водія навпроти передніх пасажирських дверей два сидіння встановлені спинками у напрямку руху електробусів.

Накопичувальні майданчики у салонах електробусів кожного проекту облаштовані навпроти задніх пасажирських дверей з огляду на оптимізацію навантаг на колеса керованого і тягового мостів.

Визначення параметрів пасажировмістимості електробусів СКл розроблених проектів

До параметрів пасажировмістимості міських електробусів відносяться номінальна вмістимість, кількість пасажирських сидінь, встановлених у пасажирських салонах, кількість пасажирів, які перевозяться у інвалідних візках, та кількість пасажирів, які можуть перевозитись у стоячому положенні.

Номінальна пасажировмістимість електробусів обмежується двома параметрами:

площею пасажирського салону, призначеною для розміщення пасажирських сидінь та стоячих пасажирів;

допустимою масою пасажирів за умови прийнятого значення допустимої повної маси електробусів.

Номінальна пасажировмістимість за допустимою масою пасажирів визначається за виразом:

$$N_{\text{пас}}^m \leq \frac{[M_{\text{п}}] - (M_{\text{сп}}^e + m_{\text{вод}})}{m_{\text{пас}}}, \quad (1)$$

де $[M_{\text{п}}]$ – допустима повна маса електробуса, кг; $M_{\text{сп}}^e$ – маса спорядженого електробуса, кг; $m_{\text{вод}}$ – розрахункова маса водія, кг; $m_{\text{пас}}$ – розрахункова маса пасажирів, кг.

Прийнятою концепцією передбачена допустима повна маса проєктованих електробусів $[M_{\text{п}}] = 18000$ кг, хоча для електробусів та автобусів, обладнаних гібридними тяговими приводами, допускається збільшення її величини на 1500 кг, тобто до рівня $[M_{\text{п}}^e] = 19500$ кг.

Для міських електробусів, відповідно до вимог Правил ЕЭК ООН № 107, маса водія становить $m_{\text{вод}} = 75$ кг; маса 1-го пасажирів приймається рівною $m_{\text{пас}} = 68$ кг.

Номінальна пасажировмістимість міських електробусів за площею пасажирського салону, призначеною для розміщення пасажирських сидінь та стоячих пасажирів, становить:

$$N_{\text{пас}}^s \leq n_{\text{сид}} + \frac{S_{\text{ст}}}{q_{\text{пас}}}, \quad (2)$$

де $n_{\text{сид}}$ – кількість одинарних пасажирських сидінь, встановлених у пасажирському салоні, од.; $S_{\text{ст}}$ – площа підлоги пасажирського салону, на якій можуть розміщатися пасажирів у стоячому положенні, м²; $q_{\text{пас}}$ – питома площа для розміщення 1-го стоячого пасажирів.

Для міських електробусів приймається $q_{\text{іан}} = 0,125$ м²/пас., що становить 8 пас./м² (максимальна величина).

Мінімальна кількість одинарних пасажирських сидінь, які повинні бути встановлені у пасажирському салоні міських електробусів, становить, відповідно до вимог Правил ЕЭК ООН № 107:

$$0,9S_{\text{пас}} \leq n_{\text{сид}}^{\text{мін}} \leq S_{\text{пас}}, \quad (3)$$

де $S_{\text{пас}}$ – площа пасажирського салону для розміщення пасажирських сидінь та стоячих пасажирів, м².

Максимально можлива кількість одинарних пасажирських сидінь обумовлюється площею пасажирського салону, призначеною для розміщення пасажирських сидінь та стоячих пасажирів; можливими варіантами планувань пасажирського салону.

Розрахункові параметри пасажировмістимості розроблених проектів перспективних

інноваційних міських електробусів за площами їх пасажирських салонів наведені у таблиці 1.

Таблиця 1. Параметри пасажировмістимості проектів міських електробусів СКл за площею пасажирського салону

Проект електро-буса	АПП-С01	АПП-С02	АПП-С03
Площа пасажирського салону, $S_{пс}$, m^2	12,7	15,1	17,5
Площа салону для розміщення стоячих пасажирів, $S_{ст}$, m^2	6,5	7,3	7,8
Кількість одинарних пасажирських сидінь, мінімальна, $n_{сид}^{min}$, од.	12-13	14-15	16-18
Параметри пасажировмістимості, чол.:			
- сидячих, $n_{сид}$	12	16	21
- стоячих, $n_{ст}$	52	58	62
- номінальна за площею салону, $N_{пас}^s$	64	74	83

$$M_{сп}^e = M_{сп}^k + (m_{км+n} + m_{тм+пр} + \sum m_k + m_{мед}) + \sum m_{ин} + (m_{ск} + m_{акб}) + \sum m_{сид}, \quad (5)$$

де $M_{сп}^k$ – маса спорядженого кузова електробуса (без маси тягових АКБ, агрегатів трансмісії та ходової частини, без маси пасажирських сидінь тощо), кг; $m_{км+n}$ – маса керованого моста з підвіскою коліс, кг; $m_{тм+пр}$ – маса тягового моста з підвіскою коліс і редуктором головної передачі, кг; $\sum m_k$ – маса коліс керованого і тягового мостів (маса колісних дисків і шин), кг; $m_{мед}$ – маса тягового електричного двигуна (ЕД), кг; $\sum m_{ин}$ – маса комплектувальних виробів системи кермового керування, гальмівних систем, системи низьковольтного електрообладнання, системи автономного опалення, системи кондиціонування повітря у пасажирському салоні тощо), кг; $m_{ск}$ – маса системи керування електричним тяговим приводом, кг; $m_{акб}$ – маса блоків тягових АКБ, кг; $\sum m_{пс}$ – маса встановлених у пасажирському салоні одинарних сидінь, кг.

Маса спорядженого кузова електробуса без маси тягових АКБ, агрегатів трансмісії та

Як видно з отриманих результатів, зі збільшенням довжини кузовів електробусів їх вмістимість зростає на 9-10 чол./м.

Визначення параметрів мас електробусів СКл типу ОНС різних типорозмірів

До основних параметрів мас електробусів належать допустима повна маса, маса у спорядженому стані, порожня маса і допустима маса пасажирів, а також маса блоків тягових АКБ через значний вплив на величину їх номінальної пасажировмістимості.

Повна конструктивна маса електробусів складається з трьох параметрів:

$$M_{п}^e = M_{сп}^e + m_{вод} + M_{пас} \leq [M_{п}], \quad (4)$$

де $M_{сп}$ – маса спорядженого електробуса, кг; $M_{пас}$ – маса пасажирів, кг.

З огляду на різні типорозміри проектованих електробусів вираз для визначення маси електробусів у спорядженому стані, за умови застосування керованого і тягового мостів з незалежною підвіскою коліс, можна записати у наступному вигляді:

ходової частини, без маси пасажирських сидінь та інших комплектувальних виробів визначається за виразом, аналогічним наведеному в [12]:

$$M_{сп}^k = \Delta m_{сп}^k L_{куз}, \quad (6)$$

де $\Delta m_{сп}^k$ – питома маса кузова споряджених електробусів-аналогів без маси тягових АКБ, агрегатів трансмісії та ходової частини, кг/м; $L_{куз}$ – довжина кузова проектованого електробуса, м.

Для проведення розрахункових досліджень питома маса кузовів споряджених міських електробусів прийнята рівною $\Delta m_{сп}^k = 680$ кг/м (діапазон величин для міських автобусів $\Delta m_{сп}^k = 650-700$ кг/м).

Для розроблення ескізних проектів міських електробусів СКл вибрані керований та тяговий мости з незалежною підвіскою одинарних коліс виробництва італійсько-турецької

компанії "Brist Axle S.r.l." моделей:

- IFS TJC 80-225 – керований міст з підвіскою коліс;
- IDS TJ 105-225 HR – тяговий міст з підвіскою коліс і редуктором головної передачі (ГП).

Колеса керованого і тягового мостів обладнані шинами типорозмірів, відповідно, 275/70 R22.5 або 315/70 R22.5 та 385/55 R22.5.

Маси керованого і тягового мостів, маси коліс і допустимі навантаги на мости у залежності від типорозмірів шин та допустима повна маса електробусів наведені у таблиці 2.

Таблиця 2. Параметри мас і допустимих навантаж на мости міських електробусів СКЛ

Модель моста	IFS TJC 80-225		IDS TJ 105-225 HR
Призначення	керований		тяговий
Допустима навантага, кН (кГс)	63,74 (6500)	78,48 (8000)	103,00 (10500)
Маса моста, кг	460		580
Типорозмір шин	275/70	315/70	385/55
Маса коліс, кг	184	212	234
Маса моста з колесами, кг	644	672	814

Для тягового приводу електробусів вибраний тяговий ЕД моделі "TM4 SUMO MD HV2500-6P" виробництва канадської фірми "Dana TM4 Inc." номінальною потужністю 115 кВт, маса якого 225 кг.

Для проведення розрахункових досліджень прийняті наступні величини параметрів мас, які входять до (5), $m_{ск} = 300$ кг; $\sum m_{ин} = 1000$ кг.

Маса пасажирських сидінь визначається за кількістю, встановленою у пасажирських салонах:

$$\sum m_{сид} = n_{oc} m_{oc}, \quad (7)$$

де n_{oc} – кількість одинарних сидінь, встановлених у пасажирському салоні, од.; m_{oc} – маса одинарного пасажирського сидіння, кг.

Маса одинарного пасажирського сидіння прийнята рівною $m_{oc} = 15$ кг.

Маса блоків тягових АКБ відповідного типу визначається за формулою:

$$m_{акб} = \frac{W_{акб}}{\rho_{акб}^w}, \quad (8)$$

де $W_{акб}$ – енергоємність тягових АКБ, необхідна для забезпечення величини заданого автономного пробігу, кВт·год.; $\rho_{акб}^w$ – питома енергоємність тягових АКБ, кВт·год./кг.

Необхідна енергоємність блоків тягових АКБ розраховується за виразом:

$$W_{акб} = \frac{\Delta w_m [M_{п}]}{k_p} \sum_{i=1}^n L_{M_i}, \quad (9)$$

де Δw_m – питома витрата енергоємності тягових АКБ з урахуванням маси електробуса та величини автономного пробігу, кВт·год./кг·км; k_p – коефіцієнт допустимого

розрядження тягових АКБ; $\sum_{i=1}^n L_{i}$ – величина

автономного пробігу електробуса під час роботи на маршруті, км.

Добова величина автономного пробігу електробусів усіх типорозмірів прийнята рівною $\sum_{i=1}^n L_{M_i} = 200$ км.

Середня витрата енергоємності тягових АКБ міськими електробусами становить $\Delta w_m = (0,07-0,08) \cdot 10^{-3}$ кВт·год./кг·км.

Для сучасних літєвих тягових АКБ типу LiFePO₄ $\rho_{акб}^w = 0,09-0,10$ кВт·год./кг, а коефіцієнт робочого діапазону $k_p = 0,85-0,9$.

Для проведення розрахунків прийняті величини $k_p = 0,85$; $\rho_{акб}^w = 0,10$ кВт·год./кг та $\Delta w_m = 0,075 \cdot 10^{-3}$ кВт·год./кг·км.

Оскільки повна конструктивна маса електробусів різних типорозмірів теж буде різною допустиму повну масу $[M_{п}]$ можна замінити наступним виразом:

$$[M_{п}] = M_{сп}^o + m_{вод} + m_{пас} N_{пас}^s + m_{акб}, \quad (10)$$

де $M_{сп}^o$ – маса спорядженого електробуса без урахування маси тягових АКБ, кг.

Тоді, на основі виразів (8)-(10) отримуємо формулу для визначення маси блоків тягових АКБ необхідної енергоємності:

$$m_{акб} = \frac{\Delta w_m \sum_{i=1}^n L_{M_i} (M_{сп}^o + m_{вод} + m_{пас} N_{пас}^s)}{k_p \rho_{акб}^w - \Delta w_m \sum_{i=1}^n L_{M_i}}. \quad (11)$$

Розрахункові величини мас споряджених проєктованих електробусів СКл без урахування маси блоків тягових АКБ наведені у таблиці 3.

Таблиця 3. Розрахункові маси споряджених електробусів різних типорозмірів без урахування маси тягових АКБ

Проект електробуса	АПП-С01	АПП-С02	АПП-С03
Довжина кузова, $L_{куз}$, м	8,0	9,0	10,0
Параметри мас, кг:			
- маса кузова, $M_{сп}^к$	5440	6120	6800
- маса мостів, $m_{км+n} / m_{мм+np}$	460		580
- маса коліс, $\sum m_k$	184	212	234
- маса ЕД, $m_{мед}$	225		
маса інших складових частин, $\sum m_{in}$	1000		
- маса системи, $m_{ск}$	300		
- споряджена маса без маси АКБ, $M_{сп}^o$	7609	8317	9140

Розрахункові параметри тягових АКБ міських електробусів різних типорозмірів наведені у таблиці 4.

Таблиця 4. Основні параметри тягових АКБ у залежності від підтипів електробусів

Проект електробуса	АПП-С01	АПП-С02	АПП-С03
Енергоємність, $W_{акб}$, кВт·год	256	284	317
Маса тягових АКБ, $m_{акб}$, кг	2560	2840	3170

Розрахункові величини споряджених і порожніх (споряджена маса електробуса з масою водія) мас електробусів СКл типу ОНС та повні конструктивні маси наведені у таблиці 5.

Аналіз розрахованих повних конструктивних мас показує, що хоча електробус типорозміру АПП-С03 за повною конструктивною масою перевищує на 30 кг прийнятну величину

$[M_n] = 18000$ кг, його розрахункова номінальна пасажиромістимість за допустимою повною масою, визначена за виразом (1), становить тих же 83 чол.

Таблиця 5. Розрахункові параметри мас міських електробусів СКл типу ОНС

Проект електробуса	АПП-С01	АПП-С02	АПП-С03
Параметри мас, кг:			
- споряджена	10170	11160	12310
- порожня	10245	11235	12385
- повна конструктивна	14600	16200	18030

Оцінка доцільності експлуатації міських електробусів СКл

Оцінка доцільності створення виробництва та застосування міських електробусів СКл типу ОНС для перевезень пасажирів ґрунтується на порівняльному аналізі пропонувананих типорозмірів і сучасних моделей міських електробусів середнього і великого класів.

Для проведення порівняльного аналізу вибрані найбільш характерні й визначальні конструктивні та експлуатаційні параметри:

- маса спорядженого електробуса;
- повна конструктивна маса;
- довжина кузова електробуса;
- номінальна пасажиромістимість;
- енергоємність тягових АКБ;
- автономний пробіг без підзарядження тягових АКБ.

тягових АКБ.

На основі використання цих параметрів запропоновані наступні критерії ефективності конструкцій міських електробусів:

- коефіцієнт конструктивної ефективності електробусів за спорядженою масою, довжиною кузова та номінальною пасажиромістимістю;

- коефіцієнт експлуатаційної ефективності електробусів за номінальною пасажиромістимістю, величиною автономного пробігу, повною конструктивною масою та енергопотужністю тягових АКБ;

- узагальнений коефіцієнт економічної ефективності (доцільності) експлуатації електробусів.

Для проведення порівняльного аналізу з огляду на наявність та повноту відображення необхідної інформації у відкритих джерелах вибрані наступні моделі сучасних міських електробусів – дві СКл та три великого (ВКл) класів:

- SOR EBN 8 – електробус СКл виробництва чеської компанії "SOR Libchavy";
- "Karsan e-Atak" – електробус СКл виробництва турецької компанії "Karsan Otomotiv Sanayii ve Ticaret A.Ş.";
- E490 "Vivovt" – електробус ВКл виробництва білоруського ВАТ "ВКМ Holding";
- E19 "Електрон" – електробус ВКл віт-

чизняного виробника ПрАТ "Концерн "Електрон";

- "Lion City 12e" – електробус ВКл виробництва німецької компанії MAN SE.

Основні конструктивні та експлуатаційні параметри вибраних для порівняльного аналізу моделей міських електробусів різних типорозмірів наведені у таблиці 6.

Таблиця 6. Основні технічні параметри міських електробусів середнього і великого класів типу ONC

Клас електробуса за довжиною кузова	Середній		Великий		
Модель електробуса	SOR EBN 8	Karsan e-Atak	E490	Електрон E19	Lion C[ty 12e
Компонувальна схема:					
- за колісною формулою	4x2.2		4x2.1	4x2.2	
- за формулою пасажирських дверей	1-2-0		0-2+2-0	2-2-2	2-2-0
Розмірні параметри кузова, м:					
- довжина/ ширина	8,0/ 2,525	8,315/ 2,43	9,58/ 2,55	12,0/ 2,55	12,2/ 2,55
- колісна база	3,95	4,58	7,15	5,9	6,005
- звиси – передній/ задній	2,35/ 1,70	2,04/ 1,695	1,41/ 0,94		
Параметри мас, кг:					
- споряджена маса	9205	7532	10512	13560	13516
- повна конструктивна маса	12675	11000	15000	19000	19500
- допустима повна маса	16500	-	18000	19500	
Параметри вмістимості, чол.					
- номінальна вмістимість	51		66	80	88
- в т.ч. сидячих/ стоячих пасажирів	16/ 35	21/30	21/ 45	34/ 46	25/ 63
Параметри тягового приводу:					
- тип тягового моста	балковий	балковий	розрізний	портальний	
- типорозмір шин коліс	285/70 R 19,5	245/70 R 17,5 225/70 R 17,5	275/70 R22,5 385/55 R22,5	R22,5	
- номінальна потужність ЕД, кВт	120,0	115,0	120,0	2x120,0	160,0
Параметри автономних ДЕЕ:					
- тип	LiFePO ₄			NMC	
- енергоємність, кВт·год.	172,0	220	167,0	290,0	480
Автономний пробіг, км	150-180 (145*)	(213*)	170 (119*)	(163*)	200 (262*)

Примітка: *Розрахована величина автономного пробігу з виразу (9), за прийнятими в роботі величинами відповідних параметрів

Коефіцієнт конструктивної ефективності електробусів, який враховує їх основні визначальні конструктивні параметри – номінальну пасажировмістимість, довжину кузова та масу електробуса у спорядженому стані, визначається за пропонуваним виразом:

$$E_{\text{эф}}^{\text{к}} = k_{\text{к}} \frac{N_{\text{пас}}^{\text{н}}}{10^{-3} M_{\text{сп}}^{\text{с}} L_{\text{куз}}} \quad (12)$$

де $k_{\text{к}}$ – коефіцієнт, розмірність якого – чол./кг·м.

Коефіцієнт експлуатаційної ефективності електробусів, який враховує групу експлуатаційних визначальних параметрів, зокрема, номінальну пасажировмістимість, величину автономного пробігу без додаткового зарядження тягових АКБ, енергоємність блоків тягових АКБ та повну конструктивну масу, визначається за наступним пропонуваним виразом:

$$E_{\text{еф}}^{\text{е}} = k_e \frac{0,1N_{\text{пас}}^{\text{н}} \sum_{i=1}^n L_{M_i}}{W_{\text{акб}} M_{\text{п}}^{\text{е}}}, \quad (13)$$

де k_k – коефіцієнт, розмірність якого чол.·м/кВт·год.·кг.

Узагальнений коефіцієнт економічної ефективності або доцільності експлуатації тієї чи іншої моделі міського електробуса типу ONC визначається наступним чином:

$$E_{\text{еф}} = (E_{\text{кеф}} + E_{\text{сеф}}) - 0,5. \quad (14)$$

Таблиця 7. Коефіцієнти ефективності та технічної досконалості міських електробусів типу ONC різних класів за довжиною кузовів

Модель електробуса	АПП-С01	АПП-С02	АПП-С03	SOR EBN 8	Karsan e-Atak	E490	Електрон Е19	Lion City 12e
Коефіцієнт конструктивної ефективності, $E_{\text{еф}}^{\text{к}}$	0,787	0,737	0,67	0,692	0,814	0,655	0,492	0,534
Коефіцієнт експлуатаційної ефективності, $E_{\text{еф}}^{\text{е}}$	0,342	0,322	0,29	0,339	0,449	0,313	0,237	0,246
Узагальнений коефіцієнт економічної ефективності, $E_{\text{еф}}$	0,629	0,559	0,46	0,531	0,763	0,468	0,229	0,28

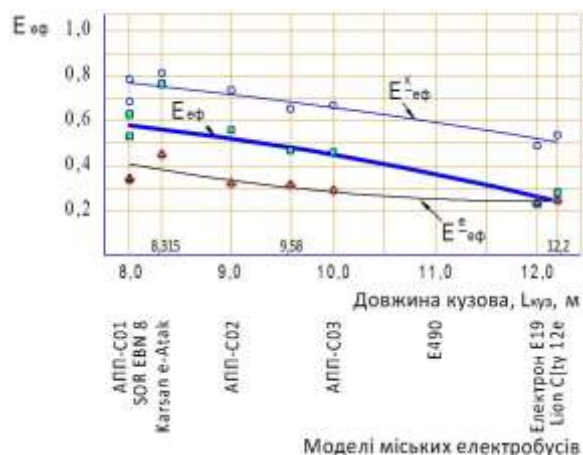


Рис. 3. Коефіцієнти конструктивної, експлуатаційної та економічної ефективності міських електробусів різних типорозмірів

– із моделей розроблених проектів та наведених міських електробусів найвищий коефіцієнт конструктивної ефективності належить моделі "Karsan e-Atak" – $E_{\text{кеф}} = 0,763$, хоча за пасажиромістимістю вона поступається пропонованому проекту АПП-С01 аж на 13 чол., для якого $E_{\text{кеф}} = 0,629$;

– очевидно, що при близькій довжині кузовів електробусів проекту АПП-С01 та моделі "Karsan e-Atak", відповідно, 8,0 м та 8,315

Розрахункові величини коефіцієнтів конструктивної, експлуатаційної та економічної ефективності міських електробусів типу ONC розроблених проектів та порівнюваних сучасних моделей наведені у таблиці 7.

Аналіз коефіцієнтів ефективності міських електробусів типу ONC (рис. 3) показує, що:

– зі збільшенням довжини кузовів величина коефіцієнта конструктивної ефективності міських електробусів $E_{\text{еф}}^{\text{к}}$ пропорційно зменшується;

м, вища величина коефіцієнта конструктивної ефективності моделі "Karsan e-Atak" пояснюється застосуванням суттєво легших керованого й тягового мостів та коліс типорозміру R17,5, а також більш легких конструкційних матеріалів;

– за конструктивною ефективністю міські електробуси СКл розроблених проектів у 1,36-1,47 разів переважають моделі електробусів ВКл, довжина кузовів яких становить 12,0-12,2 м, тобто більшими, щонайменше, на 2,0-2,2 м;

– величини коефіцієнтів експлуатаційної ефективності міських електробусів СКл більші ніж у моделей електробусів ВКл з кузовами довжиною 12,0 м і 12,2 м на 17,9-22,4 % (проект АПП-С03), на 30,9-35,9 % (АПП-С02 та на 39,0-44,3,3 % (АПП-С01);

– електробус СКл моделі E490, довжина кузова якого рівна 9,58 м, за коефіцієнтами конструктивної та експлуатаційної ефективності близький до електробуса пропонованого проекту АПП-С03 з довжиною кузова, меншою на 0,58 м.

Висновки

Результати проведених досліджень з визначення показників ефективності конструкцій

міських електробусів різних типорозмірів показують, що:

– номінальна пасажиромістимість електробуса проекту АПП-С03 (83 чол.) з довжиною кузова 10,0 м фактично близька до вмістимостей електробусів ВКл з довжиною кузовів 12,0 м моделі Е19 "Електрон" (80 чол.) та 12,2 м моделі "Lion City 12e" (88 чол.);

– повна конструктивна маса електробуса проекту АПП-С03, рівна 18030 кг, менша аналогічного параметра електробусів ВКл моделі Е19 "Електрон" на 970 кг і моделі "Lion City 12e" на 1470 кг;

– міські електробуси СКл усіх пропонованих проектів, розроблених на основі інноваційної компоувальної схеми за розміщенням лівого і правого коліс керованого моста, за узагальненим коефіцієнтом економічної ефективності у 1,64-2,75 разів переважають моделі електробусів ВКл і ОВКл з довжиною кузовів біля 12,0 та 12,2 м, зокрема, проекту АПП-С01 у 2,25-2,75 разів, АПП-С02 у 2,0-2,44 разів та АПП-С03 у 1,64-2,01 разів.

Окрім того, до дуже важливих факторів вибору моделей міських електробусів для застосування на міських маршрутах різних міст належить їх ринкова вартість. Очевидно, що ринкова вартість електробусів СКл з меншими за довжиною кузовами та меншими енергопотужностями блоків тягових АКБ при ідентичних конструкціях і однакових застосованих матеріалах для їх виготовлення, буде нижчою у порівнянні з вартістю електробусів ВКл.

Отже, проектування, освоєння виробництва вітчизняними підприємствами та застосування інноваційних міських електробусів СКл з довжиною кузовів 8,0-10,0 м типу ОНС являється не тільки абсолютно доцільним, але і єдино прийнятним напрямком розвитку конструкцій міських електробусів.

Більше того, з огляду на суттєво більшу не-підресорену масу тягових мостів порталного типу електробусам пропонованих проєкцій притаманні і ряд інших переваг, зокрема, менша руйнівна дія на покриття міських вулиць та значно вища зручність користування ними за рахунок відсутності арок коліс керованого і тягового мостів у проходах по пасажирських салонах. Важливим являється і такий фактор, як суттєво менший вплив на зменшення середньої швидкості руху транспортних засобів по міських вулицях, особливо з мінімальною шириною та одноосмуговим рухом.

Електробуси типу ОНС пропонованих проєктів АПП-С01 (8,0 м) і АПП-С02 (9,0 м)

повинні застосовуватися на міських маршрутах, відповідно, з низькою і середньою інтенсивністю пасажиропотоків, а електробуси проекту АПП-С03 мають замінити електробуси ВКл та ОВКл такого ж типу з довжиною кузовів 12,0-12,35 м.

Конфлікт інтересів

Автор заявляє, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

Література

1. Meishner, F. & Uwe Sauer, D. (2020). Technical and economic comparison of different electric bus concepts based on actual demonstrations in European cities. *IET Electrical Systems in Transportation*. 10(2). 144-153. <https://doi.org/10.1049/iet-est.2019.0014>
2. Mahmoud, M., Garnett, R. & Kanaroglou, P. (2016). Electric buses: A review of alternative powertrains. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*. 62. 673-684. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2016.05.019>
3. Dirks, N., Schiffer, M. & Walther, G. (2021). On the Integration of Battery Electric Buses into Urban Bus Networks. 1-25. Retrieved from <https://www.researchgate.net/publication/350341739>.
4. Houbbadi, A., Pelissier, S., Trigui, R., Redondo-Iglesias, E. & Bouton, T. (2019). Overview of Electric Buses deployment and its challenges related to the charging – the case study of TRANSDEV. *EVS32 International Electric Vehicle Symposium*. 1-11. <https://doi.org/hal.archives-ouvertes.fr/hal-02148377/document>.
5. Verbrugge, B., Hasan, M. M, Rasool, H., Geury, T., Baghdadi M. E. & mar Hegazy, O. (2021). Smart Integration of Electric Buses in Cities: A Technological Review. *Sustainability*. 13, 12189. <https://doi.org/10.3390/su132112189>
6. Olmos, J., Lopez-Ibarra, J. A. & Herrera, V. (2019). Analysis of Optimal Charging Points Location and Storage Capacity for Hybrid and Full Electric Buses. *Fourteenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*. 1-7. <https://doi.org/10.1109/EVER.2019.8813576>
7. Lotfi M., Pereira P., Paterakis N., Gabbar H. A. & Catal?o J. P. S. (2020). Optimizing Charging Infrastructures of Electric Bus Routes to Minimize Total Ownership Cost. *IEEE International Conference on Environment and Electrical Engineering and IEEE Industrial and Commercial Power Systems Europe (EEEIC / I&CPS Europe)*, Madrid, Spain. 1-6.

- <https://doi.org/10.1109/EEEEIC/ICPSEurope49358.2020.9160687>
8. Campos, M., Mensi J. & Estrada M. (2021). Charging operations in battery electric bus systems at the depot. 14th Conference on Transport Engineering: 6th – 8th July 2021. Transportation Research Procedia. 58, 103-110. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2021.11.015>
 9. Gong J, He J, Cheng C, King M, Yan X, He Z & Zhang H. Road. (2020). Test-Based Electric Bus Selection: A Case Study of Nanjing Bus Company. Energies,13(5):1253. <https://doi.org/10.3390/en13051253>
 10. Ji, J., Bie, Y., Zeng, Z. & Wang L. (2022). Trip energy consumption estimation for electric buses. Communications in Transportation Research, 2. <http://dx.doi.org/10.1016/j.commtr.2022.100069>.
 11. Borz, S. (2020). Electric buses' sustainability effects, noise, energy use, and costs, International Journal of Sustainable Transportation. 14:12, 956-971. <https://doi.org/10.1080/15568318.2019.1666324>
 12. Войтків С. В. (2019). Напрямки створення конкурентоспроможних міських електробусів великого класу. Збірник наукових матеріалів міжнародної науково-практичної інтернет-конференції "Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту". Кропивницький : ЦНТУ. Voitkiv S. V. (2019). Napriamky stvorennia konkurentospromozhnykh miskykh elektrobisiv velykoho klasu [Directions of creation of competitive city electric buses of a large class. Collection of scientific materials of the international scientific-practical Internet conference "Innovative technologies of development and efficiency of functioning of motor transport"]. Zbirnyk naukovykh materialiv mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi internet-konferentsii "Innovatsiini tekhnologii rozvytku ta efektyvnosti funktsionuvannia avtomobilnoho transportu". Kropyvnytskyi : CNTU, 13–24. [in Ukrainian].

Войтків Станіслав Володимирович¹, к.т.н., генеральний конструктор, voitkivsv@ukr.net, тел. +38 067-447-04-90, ORCID: 0000-0002-7789-2081

¹Науково-технічний центр "Автополіпром", 79066, Україна, м. Львів, вул. Зубрівська, 32/24.

The assessment of the feasibility of designing, manufacturing and operating middle-class innovative urban electric buses

Abstract. Problem. City electric buses are increasingly being utilized for passenger transportation in developed countries worldwide. Currently, there are various types of city electric buses being manufactured and operated, differing in their autonomous electric energy sources and charging systems. These include the ONC type with overnight charging of traction batteries and the OS type with ultra-fast charging

of traction batteries or supercapacitors during stops. However, these electric buses also vary in their body length, ranging from 5.85 to 15.0 meters for individual models. Although large-class city electric buses with a body length of approximately 12.0 meters are commonly used, concerns have been raised regarding their operational effectiveness. **Goal:** This study aims to evaluate the feasibility of designing and implementing small-scale production of competitive middle-class city electric buses with a body length of 8.0-10.0 meters at Ukrainian enterprises, and to assess their suitability for operation on city routes. **Methodology:** The feasibility evaluation of middle-class city electric buses is based on an analysis of the technical parameters of promising ONC-type middle-class city electric buses. The study includes the development of conceptual sketch projects based on a proposed layout scheme utilizing a 4x2.1 wheel formula. Operational parameters of these sketch projects are compared with electric bus analogues of similar and other standard sizes. **Results:** Three versions of conceptual sketch projects for promising urban electric buses of the ONC type, with body lengths of 8.0 meters, 9.0 meters, and 10.0 meters, have been developed. An analysis of their structural and operational parameters has been conducted, providing a relative assessment of the feasibility of their creation and utilization for passenger transportation on urban routes within domestic cities. **Originality:** The projects for promising middle-class urban electric buses are developed based on an original layout scheme, incorporating an asymmetrical arrangement of independent suspensions for the left and right wheels of the steering bridge, as well as the placement of two double passenger doors in the middle section of the bus bodies within the wheelbases. A method for determining the primary structural parameters of city electric buses of varying lengths during the development of conceptual proposals is proposed. **Practical Value:** The study presents a rational basis for creating and establishing the production of medium-class city electric buses of the ONC type, highlighting their operational and economic advantages compared to modern models, particularly large-class city electric buses produced by domestic companies. The study also provides recommendations for selecting optimal standard sizes of middle-class city electric buses for integration into urban passenger transportation systems in Ukraine's current stage of economic development.

Key words: first class electric bus; city electric bus of the ONC type; middle-class electric bus; passenger capacity of the electric bus; electric bus mass parameters; autonomous mileage.

Voytkiv Staniskav¹, Cand. of Science, General Designer, voitkivsv@ukr.net, тел. +38 067-447-04-90, ORCID: 0000-0002-7789-2081

¹Scientific and technical Center "Autopoliprom", 32/24, Zubrivska, str., Lviv, 79066, Ukraine

Аналітичний огляд електронних та електромеханічних систем електромобілів Tesla

Смирнов О.П.¹, Борисенко А.О.¹

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Стаття присвячена проблемі створення екологічно чистих транспортних засобів та їх електронних і електромеханічних компонентів. У дослідженні проведений аналітичний огляд передових електромеханічних технологій, що застосовуються при створенні електромобілів Tesla. Проведено аналітичне дослідження системи електронного контролю стійкості, активної пневматичної підвіски та електронідилювача керма. Перспективність розробки електромобілів полягає у тому, що тільки вони задовольняють усім економічним вимогам сучасності та відповідають парадигмі “Zero Emission”. Отримані результати дозволяють створювати рекомендації щодо розробки електронних та електромеханічних систем електромобілів та можуть бути рекомендовані науково-технічним працівникам, які займаються розробкою екологічно чистих транспортних засобів.

Ключові слова: електромобіль; Tesla; електронний блок управління, електронна система контролю стійкості; електронна система розподілення гальмівної сили; активна пневматична підвіска; електронідилювач керма.

Вступ

Світовий ринок електромобілів у світі стрімко зростає. Компанія BloombergNEF прогнозує, що продажі легкових електромобілів буде досягнутий 10 мільйонів у 2025 році, 28 мільйонів у 2030 році і 56 мільйонів до 2040 року. Очікується, що в цей момент електромобілі складуть більшу частину продажів нових автомобілів з прогнозованим 57 % [1]. Тому підтвердження, що електромобіль Tesla Model Y вперше очолив продаж нових автомобілів у Європі у вересні 2022 року [2].

Актуальність даного дослідження полягає у тому, що дозволяє детально проаналізувати та дослідити передові технології, що застосовуються при створенні електронних та електромеханічних систем та комплексів електромобілів Tesla [3].

Сучасні електромобілі позбулися таких недоліків як невисока динаміка та низька максимальна швидкість, обмежена дальність

пробігу та повільна зарядка батареї. Наприклад, електромобіль Tesla Model S Plaid розганяється до 96,5 км/год за 1,99 с, має максимальну швидкість 322 км/год, дальність пробігу 840 км по циклу NEDC [4]. На швидкій зарядці, через з'єднання CCS Supercharger, Tesla може зарядитися за 15 хв на близько 300 км запасу ходу. За словами Ілона Маска (Elon Musk) цей автомобіль «швидше Porsche, безпечніше Volvo» [5].

Аналіз публікацій

На сучасному етапі розвитку науки та техніки проблема створення екологічно чистих та енергозберігаючих транспортних засобів вирішується за рахунок застосування електропривода, який отримує живлення від енергоємних акумуляторних батарей [6].

Широкий розвиток електромобілів відбувається за рахунок використання літій-іонних акумуляторів із покращеною продуктивністю, високим терміном служби та з меншен-

ням їх вартості [7].

Екологічно чистими є також транспортні засоби на паливних елементах (FCV) [8]. Але через високу вартість та обмежену мережу заправних станцій для таких автомобілів, вони мають невеликий попит. Тому найбільшу популярність на сьогоднішній час отримують класичні електромобілі, електропривод яких отримує живлення від тягової акумуляторної батареї [9].

У роботах [10-12] проведений опис основних концепцій електромобілів, технологічні розробки в тягових акумуляторних батареях, проведений огляд моделювання, оцінки стратегій управління для використання електромобілів.

У роботах [13-18] проведений огляд гібридних систем накопичення енергії для електромобілів, проведений аналіз загальної вартості володіння звичайного, гібридного та електричного автомобіля, проведені дослідження та діагностика електронних та електромеханічних систем та комплексів електромобіля BMW i3, високовольтної акумуляторної батареї електромобіля Nissan Leaf, визначена методика та проведений розрахунок енергоємності тягових акумуляторних батарей для електричних транспортних засобів.

Але на сьогоднішній час електромобілі компанії Tesla є найбільш технологічними та перспективними, тому що використовують найсучасніші електронні та електромеханічні системи. Tesla Model S був першим масовим автомобілем, який довів, що електромобілі можуть бути захоплюючими в управлінні, життєздатними як щоденний транспорт і придатними для тривалих подорожей [19, 20].

Мета та постановка задачі

Метою роботи є аналіз передових технологій, що застосовуються при створенні електронних та електромеханічних систем електромобілів Tesla.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести аналіз та дослідження системи електронного контролю стійкості електромобілів Tesla;
- провести аналіз та дослідження активної пневматичної підвіски електромобілів Tesla;
- провести аналіз та дослідження електропідсилювача керма електромобілів Tesla.

Проведено дослідження дозволяє визначити перспективні напрямки розвитку сучасних електронних та електромеханічних систем екологічно чистих транспортних засобів.

Аналіз та дослідження системи електронного контролю стійкості

Система електронного контролю стійкості поєднує в одному модулі всі активні засоби безпеки, які допомагають водію гальмувати, прискорювати автомобіль та проходити повороти.

У комплексну систему електронного контролю стійкості Tesla входять наступні електронні та електромеханічні системи, які виконують відповідні функції:

- антиблокувальна гальмівна система (ABS);
- електронна система розподілення гальмівної сили (EBD);
- система контролю тяги (TCS);
- електронна система контролю курсової стійкості (ESC);
- система допомоги при екстремому гальмуванні (BAS) [21].

Основні датчики та виконавчі пристрої системи електронного контролю стійкості наведені на рис. 1.

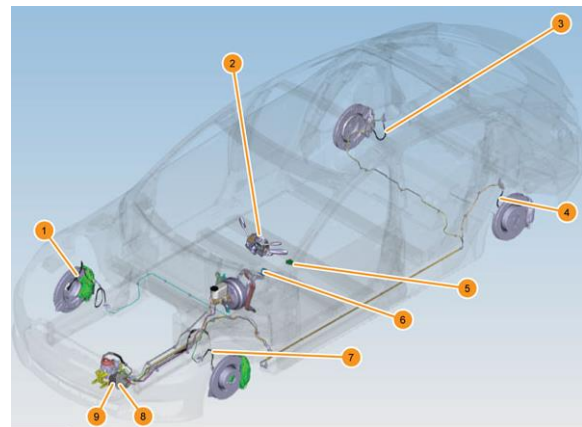


Рис. 1. Основні компоненти системи електронного контролю стійкості ESC: 1, 7 – правий та лівий датчик швидкості руху переднього колеса; 2 – датчик кута управління; 3, 4 – правий та лівий датчик швидкості заднього колеса; 5 – комплекс датчиків швидкості нахилу; 6 – педаль гальм; 8 – гідравлічний блок управління; 9 – електронний блок управління

Електронний блок управління ABS постійно контролює та порівнює сигнали, отри-

мані від датчиків швидкості, розташованих на кожному колесі. Система управління ABS дозволяє водієві досягти максимально можливої сили гальмування, зберігаючи стабільність транспортного засобу з урахуванням будь-якого дорожнього покриття.

Електронна система розподілення гальмівної сили EBD оптимізує розподіл гальмівних сил між передніми та задніми колесами. Система EBD автоматично компенсує зміни в завантаженні автомобіля або дорожніх умовах. Електронна система EBD активна лише під час гальмування та працює над тим, щоб перерозподілити гальмівну силу між передньою та задньою осями до початку дії ABS.

Функції системи контролю тяги TCS запобігають надходженню надмірного крутного моменту до керованих коліс. Контролюючи швидкість обертання коліс, контролер TCS може модулювати та зменшувати крутний момент електричного двигуна, щоб запобігти пробуксовуванню колеса. Система управління тягою Tesla була розроблена спеціально для сприяння плавному керуванню колесом під час максимального прискорення. У випадках, коли одна сторона автомобіля рухається по поверхні з низьким коефіцієнтом зчеплення (наприклад, крижаним льодом), TCS може застосувати гальмо на одному колесі, щоб запобігти його обертання. Це дає змогу виконувати прискорення в умовах, коли одне ведуче колесо має низьке зчеплення з дорожнім покриттям.

Функція електронного контролю курсової стійкості ESC допомагає водію підтримувати оптимальне керування транспортним засобом під час руху на поворотах. Система ESC відрізняється від TCS і ABS тим, що використовує датчики швидкості повороту та прискорення разом з датчиками швидкості коліс. Електронна система контролю курсової стійкості ESC обчислює передбачуваний шлях автомобіля на основі дій водія (від датчика кута управління) і порівнює його з вимірюваною швидкістю повороту транспортного засобу від датчика швидкості повороту. Якщо напрям руху транспортного засобу відхиляється від керуючих дій водія, ESC короткочасно застосовує гальмо на окремих колесах, щоб допомогти повернути транспортний засіб на передбачуваний курс. ESC також контролює та обмежує потужність двигуна настільки, наскільки це необхідно для під-

тримки бічного зчеплення шини під час повороту.

Система ESC працює на всіх дорожніх покриттях та погодних умовах, щоб зберегти стабільний рух транспортного засобу. Однак ESC не може ухилятися від законів фізики і не запобігає втраті керування, якщо водій входить з надмірною швидкістю у крутий поворот. Крім того, ESC лише допомагає транспортному засобу слідувати напрямом, яким керує водій.

Система допомоги при екстремому гальмуванні BAS допомагає водієві під час панічних та надзвичайних ситуацій гальмування. У деяких надзвичайних ситуаціях водій не застосовує достатню силу педалі гальма для досягнення максимального сповільнення автомобіля. Якщо умови, що вказують на надзвичайну ситуацію гальмування, виконуються, BAS використовує насос ESC для підвищення гальмівного тиску, коли гальмівна сила водія недостатня. Тиск гідравлічного гальма збільшується набагато швидше, ніж тиск з боку водія, і підтримується при оптимальному робочому тиску ABS. Якщо зусилля педалі гальма додатково зменшиться водієм, функція BAS скасовується.

Центральним компонентом системи ESC є гідравлічний блок управління. Він складається з трьох основних компонентів:

- електронний блок управління (electronic control unit (ECU)), що містить процесор, електронні схеми та драйвера клапанів;
- блок клапанів містить гідравлічні клапани та акумулятори;
- електричний двигун, який служить для підтримки тиску у системі.

Система електронного контролю стійкості працює в режимі очікування, але самодіагностика контролю несправностей безперервна. Якщо електронний блок управління ECU виявить несправність, то на панелі приладів висвітлюється відповідний індикатор та зберігається діагностичний код несправності.

Аналіз та дослідження активної пневматичної підвіски

Активна пневматична підвіска поєднує автоматизовані переваги з функціями, які виконуються на вимоги водія. Як тільки Tesla прискорюється, пневмопідвіска опускає кузов автомобіля для оптимізації аеродинаміки і збільшення дальності поїздки. Водій може використовувати сенсорний екран, щоб під-

няти або опустити кузов для проїзду по високому снігу або заїзду на бездоріжжя. Система керування «запам'ятовує» по геолокації, де піднімається або опускається підвіска, і кожен наступний раз сама повторює цю дію.

Розташування компонентів активної пневматичної підвіски наведено на рис. 2, а компоненти передньої пневматичної підвіски наведені на рис. 3 [21, 22].

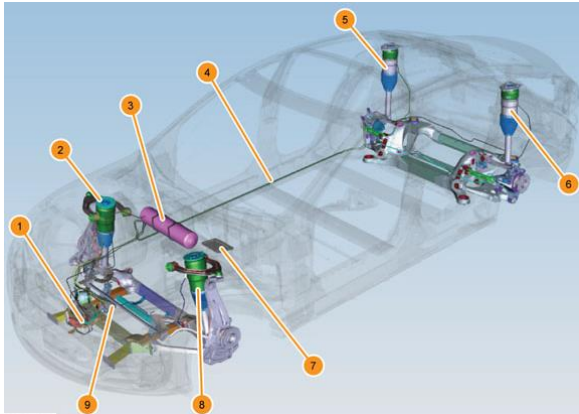


Рис. 2. Розташування компонентів активної пневматичної підвіски: 1 – повітряний компресор; 2, 8 – лівий та правий модуль передньої підвіски; 3 – резервуар; 4 – труби подачі повітря; 5, 6 – правий та лівий модуль задньої підвіски; 7 – електронний блок управління пневматичною підвіскою; 9 – блок електромагнітних клапанів

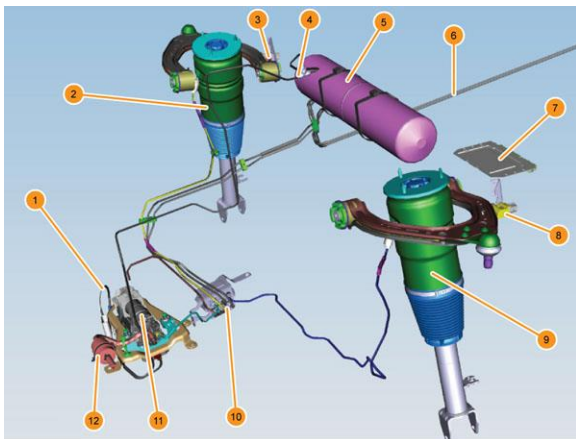


Рис. 3. Компоненти передньої пневматичної підвіски: 1 – датчик температури навколишнього повітря; 2, 9 – правий та лівий модуль передньої підвіски; 3, 8 – правий та лівий датчик висоти передньої висоти; 4 – клапан заповнення системи; 5 – резервуар; 6 – труби подачі повітря; 7 – електронний блок управління пневматичною підвіскою; 10 – блок соленоїдного клапана; 11 – повітряний компресор; 12 – повітряний фільтр

Система підвіски працює від тиску повітря. Повітря пропускається через повітряний фільтр для видалення будь-яких забруднень, а потім всмоктується в систему компресором. Стиснене повітря подається в резервуар, який направляє повітря до модулів передньої і задньої підвіски через блок електромагнітних клапанів і труби подачі повітря, як визначено електронним блоком управління ECU.

Електронний блок управління відстежує рівень висоти транспортного засобу осі автомобіля за допомогою чотирьох датчиків висоти. Блок ECU регулює висоту кузова в залежності від швидкості руху автомобіля, температури навколишнього середовища та від вибору рівня висоти водієм. Такі умови підтримують оптимальний рівень висоти підвіски для різних умов експлуатації.

Електронний блок управління контролює тиск в системі і за необхідністю включає або вимикає повітряний компресор для підтримки правильного тиску. Електронний блок управління ECU вимірює висоту кузова автомобіля шляхом усереднення сигналів висоти з чотирьох датчиків, що розташовані з кожної сторони передньої та задньої осей.

Водій використовує сенсорний екран для вибору відповідного рівня висоти. Сигнал про вибір водія передається у електронний блок управління ECU через шину CAN. Водій може обрати один з чотирьох рівнів висоти пневмопідвіски за допомогою сенсорного екрана: «very high» – дуже високий, «high» – високий, «standart» – стандартний, «low» – низький», як це продемонстровано на рис. 4 [22].

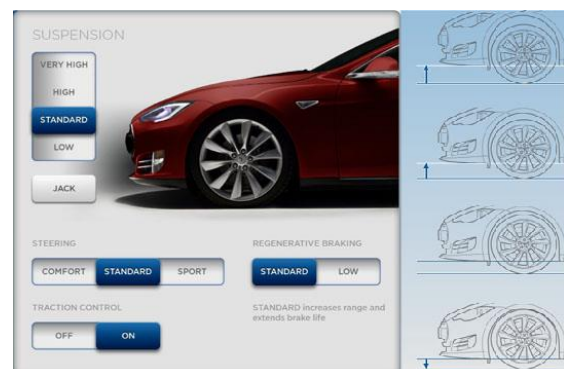


Рис. 4. Встановлення рівнів висоти підвіски на сенсорному екрані

Під час руху автомобіля рівні висоти також можуть змінюватися автоматично, при цьому висота кузова автомобіля зменшується

в залежності від швидкості руху транспортного засобу. Крім того автомобіль, який не рухається автоматично змінює рівень висоти при завантаженні або розвантаженні пасажирів та багажу.

Електронний блок управління активною підвіскою завчасно запрограмований на різні режими роботи для забезпечення сервісного обслуговування. Коли водій вибирає рівень висоти з сенсорного екрану, запитуваний рівень передається у блок управління ECU через шину CAN.

Для управління модулями підвіски та підняття висоти транспортного засобу блок ECU підключає відповідні контакти реле, що включають або відключають компресор. При спрацьовуванні реле підключається електричне живлення до реверсивних соленоїдних клапанів і електромагнітних клапанів в клапанному блоці, щоб спрямувати стиснене повітря з резервуара в пружинні сильфони в підвісних модулях підвіски.

Для управління модулями підвіски та зниження висоти транспортного засобу електронний блок управління подає електричне живлення на реверсивні електромагнітні клапани та електромагнітні клапани в блоці клапанів, дозволяючи компресору перекачувати стиснене повітря з пружинних сильфонів назад до резервуару.

Система управління дозволяє водію обирати рівень висоти підвіски «дуже високий» коли швидкість автомобіля нижче 10 км/год, при цьому підвіска встановлюється на 33 мм вище «стандартного» рівня. Така опція використовується для підняття кузова автомобіля в екстремальних дорожніх умовах та ситуаціях. Як тільки швидкість автомобіля перевищує 16 км/год, підвіска автоматично опускається до рівня «високий».

Система управління дозволяє водію обирати рівень висоти підвіски «високий» коли швидкість автомобіля нижче 32 км/год, при цьому підвіска встановлюється на 23 мм вище «стандартного» рівня. Якщо швидкість транспортного засобу перевищує 32 км/год, підвіска автоматично опускається до рівня «високий».

Рівень висоти підвіски «стандартний» забезпечує оптимальний комфорт та керованість у будь-яких умовах руху автомобіля та його навантаження (додаткові пасажирів, важкий багаж тощо). Така опція гарантує, що транспортний засіб має горизонтальну лінію висоти кузова при високому навантаженні

багажного відділення. При цьому задня частина кузова автомобіля не опускається вниз.

Електронний блок управління підвіскою для покращення аеродинаміки автомобіля автоматично обирає рівень висоти підвіски «низький» коли швидкість автомобіля перевищує 90 км/год протягом 30 с або коли швидкість зростає понад 115 км/год. При цьому підвіска встановлюється на 20 мм нижче «стандартного» рівня.

Аналіз та дослідження електропідсилювача керма

Електропідсилювач керма EPS включає рульове колесо, розбірний вузол рульової колонки, який кріпиться до балки автомобіля, проміжний вал, що складається з верхньої та нижньої ланок, та рульове колесо з електроприводом. Вимикачі для сигналів повороту, круїз-контролю, положення рульової колонки, перемикача передач та механізмів склоомивача розміщуються у вузлі рульової колонки. Збірка рульової колонки та її компоненти наведені на рис. 5.

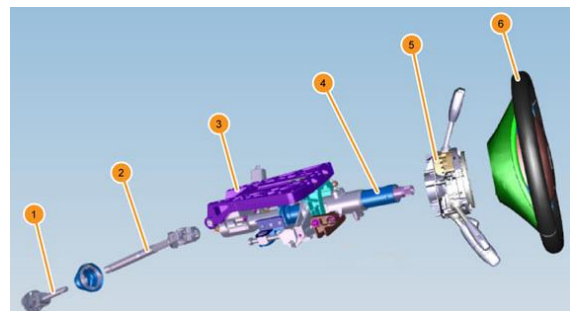


Рис. 5. Збірка рульової колонки: 1 – проміжна ланка – нижня; 2 – проміжна ланка – верхня; 3 – кронштейн; 4 – рульова колонка; 5 – модуль управління рульовою колонкою; 6 – рульове колесо

Електронний блок управління електропідсилювача керма EPS ECU попередньо запрограмований з даними автомобіля та робочими параметрами, за допомогою яких можна обчислити струм приводу двигуна на основі сигналів, що надсилаються датчиком крутного моменту та сигналами даних CAN від інших систем автомобіля.

Схема структурна електронного блоку управління EPS ECU наведено на рис. 6. Двигун рульової колонки – це електронно комутований безщітковий електричний двигун встановлений на рульовий стійки. Двигун розташований паралельно рейковій штанзі і

з'єднаний зі стійкою через привідну гайку та зубчастий гумовий ремінь. Електродвигун рульової колонки приймає струм сигналу від електронного блоку управління EPS ECU і перетворює його в обертовий рух. Обертання двигуна передається на привідну гайку через гумовий ремінь і змінюється на лінійний рух рейкової штанги через ряд кулькових підшипників, розміщених у гвинтовій канавці рейки та приводної гайки. Лінійний рух стійки переноситься на кулькові з'єднання штанги, кермові кронштейни та колеса.

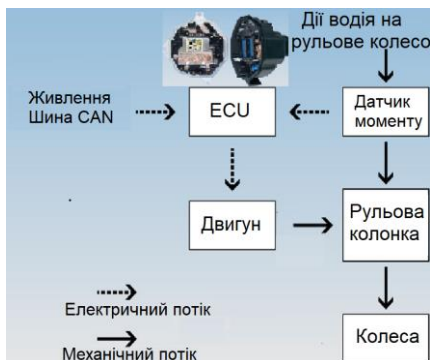


Рис. 6. Схема структурна електронного блоку управління електропідсилювача керма EPS ECU

Струм двигуна та сила на рейковій стійці прямо пропорційні вхідному моменту водія. Електричне рульове управління залежить від швидкості, тому рульове управління отримує більше допомоги на низькій швидкості і менше допомоги на високій швидкості.

Датчик крутного моменту, встановлений на вхідному валу рульової передачі, вимірює крутний момент, який застосовує водій на рульове колесо. Датчик містить резистивні елементи та полюсне колесо з магнітами. Він з'єднаний з рульовим колесом за допомогою торсіонного елемента.

Коли водій повертає рульове колесо, торсіонний елемент повертається, що призводить до зміни опору в елементі датчика крутного моменту. Цю зміну опору отримує електронний блок управління EPS ECU, який аналізує інформацію від інших датчиків транспортного засобу, таких як швидкість, кут повороту рульового колеса тощо. Потім електронний блок управління EPS ECU генерує поточний сигнал для надання оптимальної допомоги для кожної ситуації.

Датчик кута повороту є частиною модуля управління рульовою колонкою. Датчик замикає рульову колонку через пару сповіщу-

вачів, які знаходяться в прорізах у зовнішній втулці рульової колонки, таким чином центруючи модуль на колонці. Датчик кута повороту передає кут повороту керма іншим системам транспортного засобу через швидкісну мережу CAN [22].

Комбінований датчик бічного прискорення і швидкості розташований під центральною консоллю. Датчик використовується для роботи ESC і вимірює обертання транспортного засобу навколо своєї вертикальної осі, одночасно вимірюючи прискорення, яке перпендикулярне напрямку руху. Функція ESC використовує сенсорні входи для виявлення виникнення бічного ковзання під час повороту. Датчик повідомляє блоку управління ESC по мережі CAN.

Електропідсилювач керма EPS має три різних режими: Comfort, Sport та Standard. Режим Comfort забезпечує найбільшу допомогу в рульовому управлінні. Режими Sport надає найменшу допомогу, щоб дати водієві максимальний зворотний зв'язок з рульовим керуванням. Режим Standard забезпечує рівновагу між двома протилежними режимами.

Якщо джерело живлення транспортного засобу виходить з ладу, водій може продовжувати керувати автомобілем через механічне з'єднання між рульовим колесом і колесами. Однак для повороту керма потрібно набагато більше зусиль, ніж зазвичай.

Висновки

Проведений аналіз публікацій свідчить, що на сучасному етапі розвитку науки та техніки проблема створення екологічно чистих та енергозберігаючих транспортних засобів вирішується за рахунок застосування тягового електропривода, який отримує живлення від акумуляторних батарей. Сучасні електромобілі позбулися таких недоліків як невисока динаміка та максимальна швидкість, обмежена дальність пробігу та повільна зарядка батареї. Найбільш технологічними та перспективними на сьогоднішній час є електромобілі компанії Tesla.

Проведений аналіз передових технологій, що застосовуються при створенні електронних та електромеханічних систем електромобілів Tesla показав, що електронна система контролю стійкості (ESC) поєднує в одному модулі всі активні засоби безпеки: антиблокувальна гальмівна система (ABS), електронна система розподілення гальмівної сили

(EBD), система контролю тяги (TCS), електронна система контролю курсової стійкості (ESC), система допомоги при екстремому гальмуванні (BAS). Комплексна робота цих систем підвищує активну безпеку транспортного засобу та сприяє створенню автоматизованого автомобіля.

Активна пневматична підвіска поєднує автоматизовані переваги з функціями, які виконуються на вимогу водія. Наприклад, водій може самостійно обрати один з чотирьох рівнів висоти пневматичної підвіски: «дуже високий», «високий», «стандартний», «низький». Але в залежності від швидкості автомобіля, система керування автоматично обирає рівень висоти підвіски для зниження повітряного опору. Електронний блок управління ECU контролює горизонтальність та висоту кузова автомобіля за допомогою чотирьох датчиків.

Електропідсилювач керма EPS має три різні режими: комфорт, спорт, стандарт, які забезпечують різні рівні допомоги водію. Електронний блок управління електропідсилювача керма EPS ECU аналізує інформацію з датчика крутного моменту рульового колеса, режиму роботи, швидкості, за яким обчислює струм приводу двигуна та генерує поточний сигнал для надання оптимальної допомоги у кожній ситуації окремо.

Подяка

Ця робота проводилась у рамках науково-дослідної роботи «Розробка енергоефективних та високоманеврених багатовісних автомобілів подвійного призначення для Збройних Сил України», державний реєстраційний номер: 0123U101766, а також у рамках науково-технічної роботи «Розроблення дослідного зразка енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання», державний реєстраційний номер: 0122U200935, що фінансуються Міністерством освіти і науки України

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

Література

1. EVO Report 2022. BloombergNEF. Bloomberg Finance LP. (б. д.). BloombergNEF. <https://about.bnef.com/electric-vehicle-outlook/>
2. Tesla's Model Y tops new car registrations in

Europe in September - report. (2022, 27 жовтня). Reuters. <https://www.reuters.com/business/autos-transportation/teslas-model-y-tops-new-car-registrations-europe-september-report-2022-10-27/>

3. Model S. (б. д.). Tesla. <https://www.tesla.com/models>
4. Tesla Model S Plaid breaks all the records in first independent test, but 0-60 mph has a caveat. (б. д.). Electrek. <https://electrek.co/2021/06/17/tesla-model-s-plaid-breaks-records-in-first-independent-test-but-0-60-mph-caveat/>
5. 2021 Tesla Model S: Costs, Facts, And Figures. (2021, 24 вересня). hotcars.com. <https://www.hotcars.com/2021-tesla-model-s-costs-facts-and-figures/>
6. Martins, L. S., Guimarães, L. F., Botelho Junior, A. B., Tenório, J. A. S., & Espinosa, D. C. R. (2021). Electric car battery: An overview on global demand, recycling and future approaches towards sustainability. *Journal of Environmental Management*, 295, 113091. <https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2021.113091>
7. Ehrenberger, S., Dasgupta, I., Brost, M., Gebhardt, L. & Seiffert, R. (2022). Potentials of Light Electric Vehicles for Climate Protection by Substituting Passenger Car Trips. *World Electric Vehicle Journal*. 13(10):183. <https://doi.org/10.3390/wevj13100183>
8. Muratori, M., Alexander, Marcus, Arent, Doug, Bazilian, Morgan, Dede, Ercan M., Farrell, John, Gearhart, Chris, Greene, David, Jenn, Alan, Keyser, Matthew, Narumanchi, Sreekant, Pesaran, Ahmad, Sioshansi, Ramteen, Suomalainen, Emilia, Tal, Gil, Walkowicz, Kevin, Ward & Jacob. (2021). The rise of electric vehicles—2020 status and future expectations. United States. <https://doi.org/10.1088/2516-1083/abe0ad>
9. Hardman, S., Shiu, E., & Steinberger-Wilckens, R. (2015). Changing the fate of Fuel Cell Vehicles: Can lessons be learnt from Tesla Motors? *International Journal of Hydrogen Energy*, 40(4), 1625–1638. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.11.149>
10. Ding, N., Prasad, K., & Lie, T. T. (2017). The electric vehicle: a review. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*, 9(1), 49. <https://doi.org/10.1504/ijehv.2017.082816>
11. Sharma, S., Panwar, A. K., & Tripathi, M. M. (2020). Storage technologies for electric vehicles. *Journal of Traffic and Transportation Engineering (English Edition)*, 7(3), 340–361. <https://doi.org/10.1016/j.jtte.2020.04.004>
12. Ravali, G. G., & Raju, K. N. (2021). Technological developments in batteries: a survey of modeling, estimation, and management strategies for EV application. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*, 13(2), 194. <https://doi.org/10.1504/ijehv.2021.10041359>
13. Gupta, A., & Kumar, H. (2022). Multi-

- dimensional perspectives on electric vehicles design: A mind map approach. *Cleaner Engineering and Technology*, 8, 100483. <https://doi.org/10.1016/j.clet.2022.100483>
14. Charles, C. M. R., & Savier, J. S. (2022). An overview on hybrid energy storage systems for electric vehicles. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*, 14(1/2), 56. <https://doi.org/10.1504/ijehv.2022.125248>
 15. Mitropoulos, L. K., Prevedouros, P. D., & Kopolias, P. (2017). Total cost of ownership and externalities of conventional, hybrid and electric vehicle. *Transportation Research Procedia*, 24, 267–274. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2017.05.117>
 16. Смирнов, О.П., Борисенко, А.О., Марченко А.В., Романенко, А. В., & Євтушенко С. В. (2019). Дослідження та діагностика електричних систем електромобіля BMW і3. *Автомобільний транспорт*, (44), 5-13. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2019.44.0.5>
Smyrnov, O.P., Borysenko, A.O., Marchenko A.V., Romanenko, A. V., & Yevtushenko S. V. (2019). Doslidzhennia ta diahnostryka elektrychnykh system elektromobilia BMW i3. *Avtomobilnyi transport*, (44), 5-13. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2019.44.0.5>. [in Ukrainian]
 17. Смирнов, О.П., Борисенко, А.О., & Марченко А.В., (2019). Розрахунок енергоємності тягових акумуляторних батарей для електричних транспортних засобів. *Автомобільний транспорт*, (45), 31-37. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2019.45.0.31>
Smyrnov, O.P., Borysenko, A.O., Marchenko A.V., (2019). Rozrakhunok enerhoiemnosti tiahovykh akumuliatornykh batarei dlia elektrychnykh transportnykh zasobiv. *Avtomobilnyi transport*, (45), 31-37. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2019.45.0.31> [in Ukrainian]
 18. Смирнов, О. П., Борисенко, А. О., & Марченко, А. В. (2019). Діагностика високовольтної акумуляторної батареї електромобіля Nissan Leaf. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, (16), 19-25. <http://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/187283>
Smyrnov, O. P., Borysenko, A. O., & Marchenko, A. V. (2019). Diahnostryka vysokovoltnoi akumuliatornoї batarei elektromobilia Nissan Leaf. *Avtomobil i elektronika. Suchasni tekhnolohii*, (16), 19-25. <http://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/187283> [in Ukrainian]
 19. Tesla Electric Vehicles: Reviews, Pricing, and Specs. (б. д.). *Car and Driver*. <https://www.caranddriver.com/tesla>
 20. Smyrnov O., Borysenko A. Analysis of design features of systems and components of the Tesla Model S electric car. *Automobile transport*. 2022. No. 51. P. 35–42. URL: <https://doi.org/10.30977/at.2219-8342.2022.51.0.04> (date of access: 20.05.2023).
 21. Fix Your Tesla - A directory of shops servicing Teslas and a forum for DIY Tesla owners. (б. д.). Fix Your Tesla - A directory of shops servicing Teslas and a forum for DIY Tesla owners. <http://www.fixyourtesla.com/>
 22. Смирнов О., Какубава Р. Дослідження активної пневматичної підвіски Tesla Model S. *Матеріали VII Міжнародної науково-технічної Інтернет-конференції «Автомобіль і електроніка. Сучасні технології»*, ХНАДУ, м. Харків, 23-24 листоп. 2020 р. Харків, 2019. С. 58–60.
Smyrnov O., Kakubava R. Doslidzhennia aktyvnoi pnevmatychnoi pidvisky Tesla Model S. *Materialy VII Mizhnarodnoi naukovy-tekhnichnoi Internet-konferentsii «Avtomobil i elektronika. Suchasni tekhnolohii»*, KhNADU, m. Kharkiv, 23-24 lystop. 2020 r. Kharkiv, 2019. S. 58–60.
- Смирнов Олег Петрович**¹, д.т.н., професор кафедри автомобільної електроніки, e-mail: smirnovloleg@gmail.com, тел. +38 068-609-94-58, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4881-9042>
- Борисенко Анна Олегівна**¹, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобільної електроніки, e-mail: anutochka2111@gmail.com, тел. +38 096-110-69-49, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5992-8274>
- ¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Analytical review of electronic and electromechanical systems of electric vehicles

Abstract. Problem. This article addresses the issue of developing environmentally friendly vehicles and their electronic and electromechanical components. It provides an analytical review of advanced electromechanical technologies utilized in the creation of Tesla electric cars. Specifically, the study analyzes the electronic stability control system, active pneumatic suspension, and electric power steering. The perspective of electric cars lies in their ability to meet the economic requirements of modernity and align with the "Zero Emission" paradigm. The obtained results can serve as recommendations for the development of electronic and electromechanical systems and complexes of electric vehicles, benefiting scientific and technical professionals engaged in the creation of environmentally friendly vehicles. **Goal.** This study aims to analyze the advanced technologies used in the development of electronic and electromechanical systems of Tesla electric cars. **Methodology.** The research employs an analytical study of the

characteristics of the electronic and electromechanical systems of Tesla electric cars to achieve the set goal. It includes a detailed analysis of the electronic stability control system, active pneumatic suspension, and electric power steering. **Results.** An analysis of scientific publications reveals that the problem of creating environmentally friendly and energy-efficient vehicles is currently being solved through the use of electric drives powered by traction batteries. Modern electric cars have overcome drawbacks such as low dynamics, limited range, and low maximum speed, surpassing similar internal combustion engine vehicles in these aspects. Tesla electric cars are currently the most technologically advanced and promising in this field. The analysis focuses on the technical solutions and advanced technologies employed in Tesla Model S electric cars, specifically the electronic stability control system, active pneumatic suspension, and electric power steering. The conducted research allows for an assessment of the current state of electronic and electromechanical systems in electric cars and provides insights into their future development. **Originality.** The results of this research provide a comprehensive understanding of the present state of electronic and electromechanical systems in Tesla electric cars. It enables a detailed analysis and exploration of the advanced technologies used in the development of Tesla

electric cars and their distinctive features. **Practical Value.** The research findings contribute to identifying promising directions for the development of contemporary electronic and electromechanical systems in electric vehicles. They serve as a basis for creating recommendations concerning electronic stability control systems, active pneumatic suspension, and electric power steering, which can be valuable to scientific and technical professionals involved in the development of environmentally friendly vehicles.

Key words: electric car; Tesla; electronic control unit, electronic stability control system; electronic braking force distribution system; active pneumatic suspension; electric power steering

Smyrnov Oleh¹, professor, Doct. of Science, Vehicle Electronics Department, tel. +38 068-60-99-458, smirnovloleg@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4881-9042>

Borysenko Anna¹, Ph.D., Assoc. Prof., Vehicle Electronics Department, tel. +38 096-11-06-949, anutochka2111@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5992-8274>

¹Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

Експериментальна оцінка гальмівної ефективності транспортного засобу з урахуванням впливу застосованих колісних шин

Сараєв О.В.¹, Сараєва І.Ю.¹, Данець С.В.², Козлов О.В.¹

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр
Міністерства внутрішніх справ України

Анотація. На підставі впливу багатьох факторів коефіцієнт зчеплення колеса з поверхнею дороги постійно змінюється для різних конструкцій шин у певних межах. Проблема полягає у тому, як оцінити такий вплив при визначенні ефективності гальмування автомобіля. Метою роботи є експериментальне визначення впливу властивості шини на ефективність гальмування транспортного засобу. Застосовано методіку проведення гальмівних випробувань у дорожніх умовах з використанням необхідного обладнання за вимог відповідного державного та міжнародного стандарту. За результатами експерименту встановлено, що якість гуми колеса автомобіля впливає на його гальмівну ефективність в достатньо широких межах, і усталене сповільнення автомобіля категорії М1 в залежності від марки гуми коліс може перевищувати на 29-67% мінімальні вимоги до гальмівної ефективності, які визначені вітчизняним та міжнародним стандартом. Ці дані мають практичне значення для оцінки ефективності гальмування автомобіля під час проведення експертних досліджень дорожньо-транспортних пригод.

Ключові слова: автомобіль; шина; зчеплення; гальмування; сповільнення.

Вступ

Перевірка гальмової системи транспортного засобу (ТЗ) є найважливішою в експлуатації перевірок систем автомобіля, тому показники працездатності, їх режими, що допускаються, визначаються державними стандартами України. Стандарти однієї групи регламентують вимоги до продукції автомобільної промисловості, тобто до дорожніх ТЗ, що випускаються заводами, другий – до ТЗ, що перебувають в експлуатації.

Розроблювачі закладають у конструкцію ТЗ такі можливості, які повинні відповідати вимогам промислових стандартів. Останні досить високі, щоб створити запас на погіршення технічного стану ТЗ в процесі експлуатації. Межа цього погіршення запропонований експлуатаційними стандартами [1, 2], на

яких базуються вимоги Правил дорожнього руху (ПДР).

Так, верхня межа значення усталеного сповільнення, яка закладена конструкторами, може бути для легкових автомобілів 8-9 м/с², промисловий стандарт буде пропонувати значення 7-8 м/с², а експлуатаційний – 5-6 м/с². Останні вимоги і є нормою для ПДР і підприємств, що виконують обслуговування ТЗ. А якщо виникає дорожньо-транспортна пригода (ДТП) для експертних розрахунків береться усталене сповільнення у діапазоні 6-7,5 м/с² [3].

Тобто при оцінці гальмівної ефективності ТЗ існують певні проблеми, які пов'язані з точністю та об'єктивністю цієї оцінки.

Аналіз публікацій

Для оцінки ефективності гальмування ТЗ використовують як засоби моделювання [4, 5], так і традиційні дорожні випробування. Електричні ТЗ мають таку ж саму гальмівну ефективність [6, 7], як і сучасні дорожні транспортні засоби.

Є сучасні розробки, які пов'язані з комфортним гальмуванням і відрізняються від екстреного гальмування за параметрами своєї ефективності [8, 9].

Безумовно параметри ефективності гальмування ТЗ впливають на довговічність партертя у гальмівному механізмі і це враховується під час проектування та експлуатації [10].

Якщо відбувається ДТП, то правильно визначити і оцінити ефективність гальмування достатньо проблематично у зв'язку з низкою факторів, які впливають на точність цієї оцінки [11, 12, 13].

Основна формула, яку використовують фахівці для оцінки ефективності гальмування ТЗ, прийнята чинними стандартами та рекомендована у науковій літературі [2, 3]:

$$d_m = \frac{V_b^2 - V_e^2}{25,92(S_e - S_b)}, \quad (1)$$

де V_b – швидкість при $0,8V_0$, км/год; V_e – швидкість при $0,1V_0$, км/год; S_b – відстань, що пройдена ТЗ між V_0 та V_b ; S_e – відстань, що пройдена ТЗ між V_0 та V_e .

Тобто, для визначення усталеного сповільнення міжнародні стандарти рекомендують брати вибірку середнього значення усталеного сповільнення d_m у певному діапазоні швидкостей руху ТЗ в процесі гальмування.

Формулу (1) можна використовувати тільки в процесі обробки експериментальних даних. Також, усталене сповільнення ТЗ можна визначити за розрахунковими формулами [3]:

– на уклоні:

$$j_{уст} = (\varphi \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot g \approx (\varphi + i) \cdot g; \quad (2)$$

– на дорозі без уклону:

$$j_{уст} = \frac{\varphi g}{k_e}, \quad (3)$$

де i – нахил дороги у безрозмірній величині; α – нахил дороги у градусах; φ – коефіцієнт зчеплення колеса з поверхнею дороги; g – прискорення вільного падіння; k_e – коефіцієнт ефективності гальмування ТЗ.

Основний фактор, який найбільш впливає на динаміку гальмування ТЗ – це коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою.

Сутність процесу зчеплення шини з дорогою у декількох складових. Адгезійне зчеплення – прилипання на молекулярному рівні шини до дороги. Реальна площа плями контакту між гумою й виступом дороги мала, тому тиск у плямі контакту високий, що й приводить до злипання на молекулярному рівні шини й виступу мікронерівностей дороги (холодне зварювання). Адгезійна складова домінує на сухій і чистій дорозі. Особливо сильно виражене адгезійне зчеплення при наявності «гумового накату» на дорозі: схоплювання гуми з гумою дуже швидке й міцне. Накат утворюється на чистій дорозі в результаті зчеплення зносу. Зчеплення зносу, викликане надмірною (вище межі міцності) напругою гуми на мікрорівні при адгезійному схоплюванні гуми з дорогою, що приводить до мікророзривів гуми, на які витрачається енергія. Зчеплення зносу незначне взимку й на мокрій дорозі, тому що немає адгезійного зчеплення. Деформаційне зчеплення – проникнення еластичної гуми у мікронерівності дороги. Деформаційна складова присутня й на сухій дорозі, але домінує на мокрій. Глибина рисунку і розвиненість протектора разом зі швидкістю автомобіля відіграють вирішальну роль у відводі води із плями контакту шини з дорогою. Якщо мікронерівності дорожнього полотна заповнені водою (а вода адже нестислива), то деформація гуми навколо мікронерівностей мінімальна, мінімальне й деформаційне зчеплення, отже висока імовірність аквапланивання, коли коефіцієнт зчеплення падає до нуля. При створенні сучасних шин саме враховують роль деформаційного зчеплення.

Тобто, слід зазначити, що коефіцієнт зчеплення колеса з по верхньою дороги залежить від багатьох факторів - стану дороги, конструкції і властивостей самої шини, її ступеня спрацьованості, а також швидкості руху. На підставі впливу цих факторів, коефіцієнт зчеплення може змінюватися для різних конструкцій шин у певних межах. Від цього виникає питання, - як властивості са-

мої шини врахувати при визначенні ефективності гальмування ТЗ.

Мета та постановка задачі

Метою роботи є експериментальне визначення впливу властивості шини на ефективність гальмування транспортного засобу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- задача 1 – визначити методика проведення експериментальних досліджень;
- задача 2 – провести експериментальні випробування;
- задача 3 – обробити отримані експериментальні дані та зробити висновки.

Методика проведення експериментальних досліджень

В Україні діє стандарт ДСТУ 3649-2010 “Засобу транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану й методи контролю”. Передбачено два види випробувань робочої гальмової системи (РГС): дорожні й стендові. Дорожні випробування РГС виконуються на горизонтальній ділянці сухої й чистої дороги із твердим покриттям у спорядженому стані дорожнього ТЗ з водієм і засобами вимірів (якщо буде потреба - і з оператором-випробувачем) при холодних гальмових механізмах (РГС не використовувалася протягом 30-40 хв). Для порівняння: за Правилами 13 ЕЖ ООН для нових автомобілів, гальмо вважається холодним, якщо зовнішня поверхня гальмового барабана має температуру не більш 100°C.

Початкова швидкість гальмування повинна бути в межах від 35 до 45 км/ч. Зусилля на гальмовій педалі ≤ 490 Н для ТЗ категорій M_1 і M_1 і 686Н для інших категорій ТЗ. У процесі гальмування не допускається коректування водієм траєкторії руху, якщо це не потрібно для забезпечення безпеки руху, інакше результат випробувань не зараховується.

Згідно ДСТУ 3649-2010 допускається оцінювати працездатність РГС за величиною усталеного сповільнення, яке повинне бути не менш $5,5 \text{ м/с}^2$ для ТЗ категорії M_1 на сухому рівному асфальтобетонному покритті. При цьому необхідно контролювати час спрацьовування гальмової системи, яке для ТЗ із гідравлічним приводом повинне бути не більш 0,5 с і для ТЗ із іншим приводом - не більш 0,8 с. По ДСТУ 2886-94 час спрацьовування гальмової системи (τ_c) – це проміжок

часу від початку гальмування до моменту часу, у який усталене сповільнення набуває свого значення.

Значення параметрів гальмової ефективності можна визначити в процесі дорожніх випробувань ТЗ з використанням спеціального устаткування. Так, наприклад, для перевірки гальмових систем вантажних і легкових автомобілів, автобусів і автопоїздів при проведенні автотехнічної експертизи в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті використовується прилад «Ефект». Цей прилад включає електронний блок із вбудованим датчиком прискорення, блок живлення, датчик зусилля і сполучний кабель.

Приладом визначається усталене сповільнення j , пікове значення зусилля на педалі гальма P , довжина гальмового шляху S , час спрацьовування гальмової системи t_c , початкова швидкість гальмування V , лінійне відхилення автомобіля при гальмуванні. За допомогою приладу також перераховуються норми гальмового шляху до початкової швидкості гальмування.

Електронний блок встановлюють на бічному склі або кладуть на підлогу автомобіля. Керування роботою приладу проводиться за допомогою чотирьох клавіш електронного блоку. Автомобіль, що перевіряється, розганяє до необхідної швидкості. Водій, через датчик зусилля, установлений на педалі гальма, починає гальмування. По сигналу датчика електронний блок визначає момент початку гальмування. Перетворені в цифровий вид значення сигналів сповільнення і зусилля запам'ятовуються в пам'яті мікропроцесора електронного блоку. Процес виміру сигналів триває від початку руху до повної зупинки автомобіля, потім мікропроцесор на основі прийнятих вимірів обчислює параметри ефективності гальмової системи автомобіля. Результати вимірів відображаються на дисплеї електронного блоку й зберігаються в пам'яті приладу до моменту відключення.

Результати експериментальних досліджень

У процесі випробувань були задіяні два автомобілі категорії M_1 з різною гумою виробників Sava, Tigar, Nokian, MICHELIN (рис. 1), (рис. 2).

Перший випробуваний автомобіль Mazda 323F без антиблокувальної системи

гальм, гума Sava Eskimo S3 розмірністю 175/65 R14.

Випробування проводилися на вологому асфальтобетонному покритті при температурі 7°C (коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою 0,5-0,6). Дані погодні умови були обрані виходячи з характеристик виробника даної гуми, які припускають надійне зчеплення даної зимової гуми саме на вологому покритті.



а



б

Рис. 1. Гума, яка встановлювалася на перший випробуваний автомобіль Mazda 323F: а – Sava; б – Tigar

Результати, отримані в ході випробувань, наведено в таблиці 1. Виходячи з того, що всі гальмові системи автомобіля справні, можна зробити висновок, що на даний результат більшою мірою вплинули характеристики гуми, а також відсутність антиблокувальної системи гальм.

Другі випробування проводилися також на автомобілі Mazda 323 без антиблокувальної системи, але вже на літній гумі Tigar Nitris розмірністю 195/50 R15. Дана гума на 20 мм ширше, що споконвічно припускає кращі гальмові характеристики. Також дана гума проводиться в Сербії, під контролем якості продукції компанія Michelin.

Таблиця 1 – Результати випробувань № 1

№	V, м/с	P, кН	tc, с	Sn, м	Si, м	J, м/с ²
1	48,1	0,20	0,60	21,9	21,0	6,34
2	43,4	0,25	0,22	18,3	18,0	4,48
3	45,6	0,24	0,15	19,9	15,3	5,57
Середні	45,7	0,23	0,32	20,03	18,1	5,46

Випробування проводилися при температурі 12°C на сухому покритті (коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою 0,7-0,8).

Результати, отримані в ході цих випробувань, показують, що гальмові характеристики на даній гумі з більшим запасом проходять по ДСТУ (табл. 2). Так при необхідному мінімальному 5,5 м/с² усталене сповільнення буде мати середнє значення 7,13 м/с². Можна зробити висновок, що навіть при відсутності антиблокувальної системи на ТЗ, який обладнаний якісною колісною гумою можна одержати безпечний автомобіль за вимог стандарту експлуатації.

Таблиця 2 – Результати випробувань №2

№	V, м/с	P, кН	tc, с	Sn, м	Si, м	J, м/с ²
1	37,7	0,22	0,22	14,3	9,6	6,79
2	40,7	0,33	0,22	16,3	10,2	7,43
3	41,5	0,27	0,22	16,9	10,9	7,17
Середні	39,9	0,27	0,22	15,8	10,2	7,13

Третє випробування проводилося на автомобілі Hyundai Elantra, який у свою чергу оснащений антиблокувальною системою, а також системою електронного розподілу гальмових зусиль та дисковими гальмовими механізмами як на передніх так і на задніх колесах. У даних випробуваннях на автомобілі була встановлена зимова гума Nokian W розмірністю 185/65 R15 (рис.2).

Випробування проводилися на сухому рівному асфальтобетонному покритті при тем-

пературі 9°C (коефіцієнт зчеплення на даному покритті 0,7-0,8).



а



б

Рис. 2. Гума, яка встановлювалася на другий випробуваний автомобіль Hyundai Elantra: а – Nokian; б – MICHELIN

Результати випробувань показують, що на даній гумі ТЗ із більшим запасом задовольняє вимогам ДСТУ. Так при необхідному значенні усталеного сповільнення не менш 5,5 м/с² ми маємо середнє значення 8,54 м/с² (табл. 3). можна зробити вивід, що використання антиблокувальної системи із системою електронного розподілу гальмових зусиль дає достатній запас гальмової ефективності.

Таблиця 3 – Результати випробувань №3

№	V, м/с	P, кН	tc, с	Sn, м	Si, м	J, м/с ²
1	43,5	035	0,22	18,4	10,4	8,46
2	43,4	042	0,22	18,2	10,1	8,65
3	43,3	039	0,30	18,2	11,1	8,52
Середні	43,4	038	0,24	18,26	10,5	8,54

Четверте випробування проводилося так само на автомобілі Hyundai Elantra, з працюючою антиблокувальною системою і системою електронного розподілу гальмових зусиль. Під час даного випробування на автомобілі була встановлена літня гума MICHELIN Energy Saver розміром 195/65 R15 (табл. 4).

Таблиця 4 – Результати випробувань №4

№	V, м/с	P, кН	tc, с	Sn, м	Si, м	J, м/с ²
1	43,5	32	0,22	18,3	9,5	9,42
2	47,1	27	0,30	21,1	12,0	9,35
3	50,2	33	0,30	23,7	14,2	8,78
Середні	46,9	0,30	0,27	21,0	11,9	09,18

Заїзди під час випробувань були проведені на швидкостях 40-50 км/ч. Температура навколишнього середовища під час випробувань становила 24 °С. При необхідних за ДСТУ 5,5 м/с², ми маємо середнє значення 9,18 м/с².

Висновки

Для визначення впливу колісних шин на ефективність гальмування ТЗ було застосовано методику проведення гальмівних випробувань у дорожніх умовах з використанням необхідного обладнання за вимог відповідного державного та міжнародного стандарту Правил №13. Проведені експериментальні дослідження на автомобілях Mazda323F, Hyundai Elantra з різною гумою виробників Sava, Tigar, Nokian, MICHELIN.

За результатами експерименту встановлено, що марка колісних шин впливає на гальмівну ефективність ТЗ. При цьому параметри цієї ефективності будуть змінюватися в достатньо широких межах, наприклад, від 7,13 м/с² до 8,54 м/с², або до 9,18 м/с². Це означає, що реальне усталене сповільнення сучасного автомобіля категорії *M1* в залежності від марки колісних шин може перевищувати на 29-67% мінімальні вимоги, що до гальмівної ефективності, які визначені вітчизняним та міжнародним стандартом.

Отримані у роботі дані мають практичне значення для оцінки ефективності гальмування ТЗ під час проведення досліджень дорожньо-транспортних пригод (ДТП), завдяки чому експерт має можливість зробити більш

об'єктивний висновок щодо процесу розвитку ДТП і наявності чи відсутності у водія можливості уникнути цієї пригоди.

Існують певні перспективи подальшого розвитку експериментальних та статистичних досліджень в цьому напрямку, які будуть забезпечувати уточнення параметрів ефективності гальмування ТЗ в залежності від якості застосованих колісних шин.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

Література

1. ДСТУ 3649-10. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. (2010) Київ. Держстандарт України. DSTU 3649-10. Zasoby transportni dorozhni. Eksploatatsiini vymohy bezpeky do tekhnichnoho stanu ta metody kontroliu. [Road vehicles. Operational safety requirements for technical condition and control methods]. (2010) Kyiv. Derzhstandart Ukrainy. [in Ukrainian].
2. ДСТУ UN/ECE R 13-N 00:2004. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження легкових автомобілів стосовно гальмування. [The only technical prescriptions for the official approval of passenger cars regarding braking]. (2007) Київ. Держспоживстандарт України. DSTU UN/ECE R 13-N 00:2004. Yedyni tekhnichni pryypusy shchodo ofitsiinoho zatverdzhennia lehkovykh avtomobiliv stosovno halmuvannia. (2007) Kyiv. Derzhspozhyvstandart Ukrainy. [in Ukrainian].
3. Туренко, А. М. (2015). Оцінка ефективності гальмування транспортних засобів в структурі дослідження дорожньо-транспортної пригоди. Наукове видання: Монографія.–Харків: вид. ХНАДУ. Turenko, A. M. (2015). Otsinka efektyvnosti halmuvannia transportnykh zasobiv v strukturі doslidzhennia dorozhno-transportnoi pryhody. [Evaluation of vehicle braking efficiency in the structure of traffic accident research]. Naukove vydannia: Monohrafiia. Kharkiv: vyd. KhNADU. [in Ukrainian].
4. Zheng, B., Hong, Z., Tang, J., Han, M., Chen, J., & Huang, X. (2023). A Comprehensive Method to Evaluate Ride Comfort of Autonomous Vehicles under Typical Braking Scenarios: Testing, Simulation and Analysis. *Mathematics*, 11(2), 474. <https://doi.org/10.3390/math11020474>
5. Qin, J., Wu, H., Lin, Q., Shen, J., & Zhang, W. (2023). The Recovering Stability of a Towing Taxi-Out System from a Lateral Instability with Differential Braking Perspective: Modeling and Simulation. *Electronics*, 12(10), 2170. MDPI AG. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.3390/electronics12102170>
6. Liu, J., Bu, L., Fu, B., Zheng, J., Wang, G., He, L., & Hu, Y. (2023). Research on Adaptive Distribution Control Strategy of Braking Force for Pure Electric Vehicles. *Processes*, 11(4), 1152. MDPI AG. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.3390/pr11041152>
7. Phan, C., Buendia, S. A. M., Nguyen, B. M., Fatzinger, E., & Landerville, J. (2023). Electric Motorcycle Acceleration, Braking, and Regenerative Coast-Down Deceleration Testing and Analysis (No. 2023-01-0631). SAE Technical Paper.
8. Kosaki, S., Ejiri, A., & Oya, M. (2021). Development of driver braking control model based on ride comfort index. *Artificial Life and Robotics*, 26(3), 347-353.
9. Araki, T., Ohta, H., Fukuta, Y., & Oya, M. (2018, September). Driver braking control model for vehicles. In 2018 International Conference on Information and Communication Technology Robotics (ICT-ROBOT) (pp. 1-4). IEEE.
10. Cao, J., Bao, J., Yin, Y., Yao, W., Liu, T., & Cao, T. (2022). Intelligent prediction of wear life of automobile brake pad based on braking conditions. *Industrial Lubrication and Tribology*, (ahead-of-print).
11. Kashkanov, A., Kashkanova, A., Podrigalo, M., Klets, D., Saraiev, O., Mikhalevich, M., & Andrey, K. (2022). Estimation Parameters of Braking of Vehicles Category M1 at Definition of Circumstances Road Accidents (No. 2022-01-1166). SAE Technical Paper.
12. Данець, С. В., Сараєв, О. В. (2018). Математичне моделювання зміни швидкості руху автомобіля при екстремому гальмуванні. *Технологічний аудит та резерви виробництва*, 3(1 (41)), 22-28. Danez, S., & Saraiev, O. (2018). Matematychnе modeliuvannia zminy shvydkosti rukhu. avtomobilia pry ekstretnomu halmuvanni. [Mathematical modeling of speed change of vehicles at emergency braking]. *Tekhnolohichniy audyt ta rezervy vyrobnyctva*, 3(1 (41)), 22-28. [in Ukrainian].
13. Saraiev, O., & Gorb, Y. (2018). A Mathematical Model of the Braking Dynamics of a Car (No. 2018-01-1893). SAE Technical Paper.).

Сараєв Олексій Вікторович¹, докт. техн. наук, професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, e-mail: sarayev9@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6582-560X>.

Сараєва Ірина Юрїївна¹, канд. техн. наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: sarayeva9@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7720-471X>.

Данець Сергій Віталійович², кандидат технічних наук, перший заступник директора,

Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр Міністерства внутрішніх справ України, e-mail: danez@ukr.net,
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4155-1856>.

Козлов Олександр Володимирович¹, магістр, e-mail: alexandrelicars@gmail.com,
ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-3607-9410>

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

²Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр Міністерства внутрішніх справ України, 61036, Україна, м. Харків, вул. Ковтуна, 34.

Experimental evaluation of vehicle braking efficiency considering the influence of tires

Abstract. Problem. Checking the brake system of a vehicle is crucial in terms of assessing its operational safety, and performance indicators and permissible modes are determined by the state standards of Ukraine. However, there are challenges related to the accuracy and objectivity of evaluating the braking efficiency of a car. The coefficient of adhesion between the wheel and the road surface is the primary factor that significantly affects the braking dynamics of a vehicle. This coefficient constantly changes due to various factors such as road surface conditions, tire design and properties, tire effectiveness, and car speed. Assessing the impact of these factors on a car's braking performance is difficult. **Goal.** The aim of this study is to experimentally determine the influence of tire properties on vehicle braking efficiency by conducting a multifactorial experiment on cars of different brands with different types of tires. **Methodology.** The study employs the method of conducting braking tests under road conditions using the necessary equipment. Statistical data on braking efficiency parameters were collected from cars equipped with different tire brands. Experimental tests were conducted on Mazda 323F and Hyundai Elantra cars, using tires from various manufacturers such as Sava, Tigar, Nokian, and MICHELIN. The tests were performed on asphalt-concrete surfaces

under dry and wet conditions, and the braking efficiency indicators were measured. **Originality.** The experiment revealed that the quality of the rubber used in car tires has a significant impact on their braking efficiency within a wide range. The deceleration of a category M1 vehicle can exceed the minimum requirements for braking efficiency, established by national and international standards, by 29-67%, depending on the tire brand. This research presents prospects for further development of experimental and statistical studies in this field, aiming to provide a better understanding of car braking efficiency parameters based on tire quality. **Practical Value.** The data obtained from this study are of practical importance for evaluating the effectiveness of car braking during expert investigations of traffic accidents. This enables experts to draw more objective conclusions about the accident process and determine the driver's ability to avoid such incidents.

Key words: car; tire; clutch; braking; slowdown.

Saraiev Oleksii¹ – doctor of technical sciences, professor of the department of automobiles named after A.B. Gredescul, e-mail: sarayev9@gmail.com,
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6582-560X>.

Saraieva Iryna¹ – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, e-mail: sarayeva9@gmail.com
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7720-471X>.

Danets Serhii² – Ph.D. in Engineering, First deputy director, Kharkiv State Research and Forensic Science Center of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine, e-mail: danez@ukr.net.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4155-1856>.

Kozlov Oleksandr¹ – master, e-mail: alexandrelicars@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-3607-9410>

¹Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

²Kharkiv State Research and Forensic Science Center of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine, 61036, Ukraina, m. Kharkiv, vul. Kovtuna, 34.

Оцінка якості тракторів за вібраційними характеристиками

Мигаль В. Д.¹, Аргун Щ. В.², Гнатов А. В.², Ульянець О. А.²

¹Державний біотехнологічний університет, Україна

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація. Проведено оцінку якості проектування та виготовлення тракторів за вібраційними характеристиками, які дозволяють виявити конструктивні та технологічні дефекти, що знижують їх надійність та ресурси. Результати вимірювання вібрації показали, що трактори класу вібрації E до серійного виробництва не рекомендуються. Їх ресурс становить 6-8 тис. мотогодин, а витрати на технічне обслуговування великі порівняно з витратами на технічне обслуговування тракторів класу вібрації D. Трактори з рівнями вібрації класу E не рекомендуються до серійного виробництва через високу вібронавантаженисть деталей. Трактори сімейства T-150K вимагають суттєвого доопрацювання конструкції, технології виготовлення деталей та складання підшипникових вузлів.

Ключові слова: рівень вібрації, вібродіагностика, трактор, надійність, ресурс, клас вібрації.

Вступ

Проблеми економічності, екологічності та транспортних засобів є актуальними по всьому світу і безпосередньо пов'язані з їх якістю і надійністю. Ці проблеми намагаються вирішити різними способами, наприклад, модернізацією існуючих транспортних засобів [1, 2], відмовою від ДВЗ на користь електродвигунів [3, 4], розвитком альтернативних джерел енергії [5–7], удосконаленням технології виробництва [8]. Особливо актуальне підвищення надійності та ресурсу, зменшення витрат на технічне обслуговування для сільськогосподарської техніки, оскільки вона працює в складних умовах експлуатації, а від якості та надійності цієї техніки залежить вартість кінцевого продукту [9].

Як відомо, загальна трудомісткість створення сільськогосподарських тракторів становить 7-10 років, з них доведення займає близько 63-80% всього часу. У загальній трудомісткості доведення робіт, доведення надійності в умовах експлуатації становить 58-73%. Однак нерідко навіть після такого тривалого доведення серійні трактори не відповідають заданому ресурсу та надійності.

Аналіз публікацій

Одним із важливих показників трактора є

енергонасиченість – це відношення експлуатаційної потужності трактора до експлуатаційної маси [10]. Підвищення енергонасиченості та розширення функціональних можливостей тракторів без різкого підвищення їх надійності та ресурсу не вирішує проблеми їх ефективної експлуатації та конкурентоспроможності.

У практиці проектування тракторів підвищення енергонасиченості переважно досягають за рахунок резервів конструкції. Проте це не завжди призводить до бажаних результатів. Наприклад, середній ресурс сучасних тракторів, що виробляються на "Харківському тракторному заводі" (Україна), становить 8-10 тисяч мотогодин, і лише окремі екземпляри досягають 12 тисяч мотогодин. Таким чином, технології проектування та виготовлення мають високий відсоток відмов і низьке напрацювання на відмову.

Основним недоліком існуючих методів доведення тракторів є їх побудова, яка переважно ґрунтується на класичній теорії надійності. При прогнозуванні запланованого ресурсу ця теорія недостатньо враховує фактичні початкові стани і зміни, що відбуваються зі збільшенням робочих годин, а також технічні та динамічні умови тракторів.

Методи випробувань на надійність, що за-

стосовуються на заводах, являє собою деяку кількість циклів випадкового процесу. Остаточне доопрацювання тракторів здійснюється лише після певного накопичення несправностей в експлуатації. В результаті доведення тракторів відбувається лише за явно вираженими грубими дефектами конструкції та технології виробництва, а ряд прихованих дефектів так і залишаються у серійному виробництві тракторів.

На цей час, проводяться випробування окремих агрегатів тракторів. Наприклад, у роботі [11] представлено випробування на довговічність двигуна сільськогосподарського трактора, який працює на чистому біодизелі. Фактичне пошкодження двигунів трактора під час експлуатації може відрізнятись від прогнозованого за іншими оцінками [12].

Існуючі методи підвищення надійності та ресурсу шляхом забезпечення міцніших, зносних та динамічних характеристик за рахунок підвищення міцності далеко не завжди оптимальні. Наприклад, при зниженні ізоеластичності конструкції в агрегатах трактора виявляються резонансні явища.

Вібраційні параметри машин з високою достовірністю є комплексним показником технічного рівня та стану машин [13, 14].

Вібраційні процеси, що виникають у тракторі, є природною реакцією (відгуком) на всі реально діючі внутрішні та зовнішні сили, що на нього діють. Вібраційні параметри трактора є основним показником його фактичного технічного стану (досконалості конструкції, технології виробництва та режимів роботи). Задана функціональна та технічна надійність може бути оптимальною при забезпеченні допустимого рівня вібрації [13].

Вібрації тракторів мають рівні, що значно перевищують вібрацію інших машин більшої потужності та частоти обертання. Основною причиною високих рівнів вібрації механізмів тракторів є недосконалість конструкції, технології виготовлення та збирання [14]. Крім того, високі рівні вібрації негативно впливають на здоров'я та працездатність трактористів [15]. Вони прискорюють зношування, інтенсивне накопичення втомних напружень і пластичних деформацій, віброповзучість в елементах конструкцій, зниження еластичності пружних систем механізмів машин, зміну структури матеріалів, зміну власних частот вузлів та сполучень при ослабленні зв'язків, втрату жорсткості стійкості конструкції [16].

Проте, результати досліджень щодо під-

вищення надійності та ресурсу вітчизняних та зарубіжних тракторів отримані практично без урахування вібраційних властивостей та вібронавантаженості деталей. Це багато в чому пояснює причини повільного вирішення проблеми підвищення якості тракторів.

У практиці проектування та діагностування машинного обладнання оцінка допустимих граничних величин вібраційних параметрів визначається низкою стандартів, наприклад VD12056, ISO 2372:1974, ISO 2373:1987, ISO 3945:1985 та іншими. Відповідно до цих стандартів, зміна вихідної вібрації на 4 дБ призводить до суттєвих змін технічного стану більшості машин, а перевищення на 6-8 дБ призводить до переходу машини до іншого класу технічного стану [17]. Ці норми перевищення вібрації не суперечать існуючим нормам призначення допустимих та граничних станів структурних параметрів механічних систем.

Мета та постановка задачі

Мета роботи – оцінка якості проектування та виготовлення тракторів за вібраційними характеристиками, які дозволяють виявити конструктивні та технологічні дефекти, що знижують їхню надійність та ресурси.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити методи та засоби досліджень вібраційних характеристик тракторів;
- розробити методи оцінки якості проектування та виготовлення тракторів.

Методика дослідження вібраційних характеристик тракторів

Дослідження вібраційних характеристик тракторів у зборі проводилося на стендах як холостого ходу, на яких окремі агрегати досліджувалися на індивідуальних обкатних стендах. Точки контролю вібрації трактора та коробки передач показані на рис. 1.

Вибір контрольних точок проводився з урахуванням можливостей найбільшого наближення до джерела вібрації на корпусі підшипникових опор валів, у яких зміни вібрації з достатньою чутливістю відповідають зміні технічного стану деталей та вузлів трактора. На шляху розповсюдження вібрації від джерела збудження вібрації до точок контролю вібрації знаходяться жорсткі елементи з мінімальною кількістю з'єднань. Кріплення віброперетворювача в контрольних точках

здійснювалося шпилькою та кріпильним магнітом UA0642. Кріплення віброперетворювача магнітом забезпечує точне відтворення вимірювання параметрів вібрації в частотному діапазоні від 5 Гц до 10 кГц.

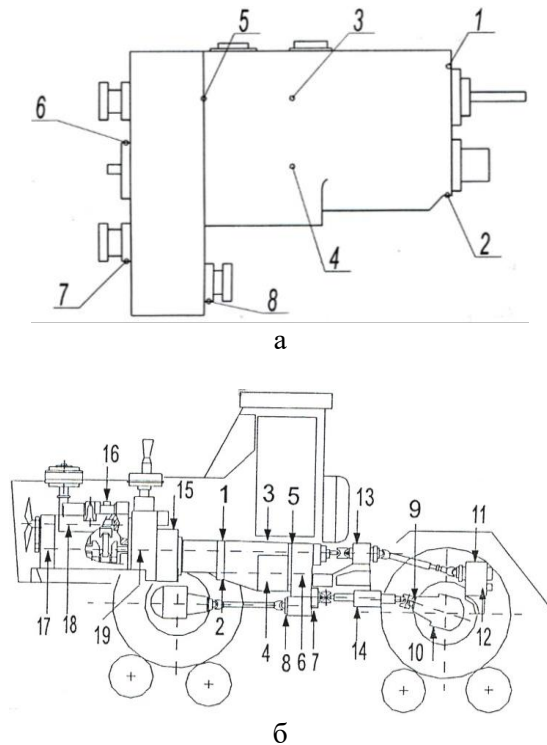


Рис. 1. Точки контролю вібрації: а – коробки передач трактора; б – комплектного трактора Т-150К: 1-8 – коробки передач та роздавальної коробки; 9-10 – мостів; 11-12 – редуктора валу відбору потужності (ВГД); 13-14 – опор карданних валів; 15 – муфти зчеплення; 16 – турбокомпресора; 17-19 – двигуна

Придатність обкатувальних стендів до вібраційних вимірювань агрегатів визначалася за рівнями вібраційних перешкод, що передаються від стенду на випробуваний агрегат [13, 14]. Рівні перешкод у точках контролю вібрації агрегатів визначалися при непрацюючому агрегаті, встановленому на стенді, на обладнанні, що працює, стенді, яке забезпечує його випробування. При цьому рівні вібрацій, створюваних стендом у точках контролю, були нижчими за рівні вібрації випробуваного агрегату не менше ніж на 8 дБ.

Для оцінки вібраційного стану трактора визначалися геометричні параметри деталей підшипникових вузлів та зубчастих передач. У досліджуваних агрегатах застосовувалися підшипники з нормалізованого ряду ISO 492:2014. Отримані геометричні параметри

деталей дозволяли оцінити натяги посадок та зазори у підшипникових вузлах та зубчастих передачах [13, 14].

Вимірювання вібрації окремих агрегатів та комплектного трактора здійснювалося після 20-30 хвилин обкатування. Вимірювання вібрації проводилося в децибелах (дБ) в третьоктавних 23% і вузьких 3% смугах частот від 5 Гц до 10 кГц при частотах обертання вхідного валу коробки передач 1000 об/хв, 2000 об/хв.

Аналіз рівнів вібрації у смугах частот (3%) гарантував розпізнавання джерел вібрації. За нульовий рівень віброприскорення (дБ) прийнято значення $3 \cdot 10^{-4}$ м/с².

Для вимірювання вібрації використовувалися віброперетворювачі 4371, віброаналізатори 2120, 3513 та самописець 2306 від "Bruel&Kjer", Данія.

Частоти резонансних коливань кілець підшипників та агрегатів трактора визначалися віброаналізатором 2120 з використанням плавного фільтра.

Розкид рівнів вібрації в контрольних точках при 4 повторних вимірах (через 1-3 хв.) не перевищував 0,5 дБ, а при тривалих випробуваннях досягав 0,5-0,8 дБ на частотах 315 Гц, 630 Гц, 1600 Гц, 5000 Гц, 6300 Гц третьоктавного спектра.

Оцінка якості виготовлення тракторів

Якість виготовлення деталей та складання агрегатів проводилося за рівнями розкиду максимальних та мінімальних значень вібрації.

Розкид максимальних та мінімальних рівнів вібрації агрегатів трактора знаходиться в межах 10-27 дБ:

- двигуна – 100-123 дБ;
- коробки передач – 77-112 дБ;
- турбокомпресора двигуна – 100-110 дБ;
- мостів – 85-104 дБ, 8 -105 дБ;
- редуктора ВОМ – 80-95 дБ.

Це великий розкид рівнів вібрації, що свідчить про велику нестабільність технології виробництва тракторів Т-150К, так як перехід механізмів до іншого класу технічного стану становить 8 дБ, а збільшення вібрації у процесі експлуатації на 16-20 дБ є граничним станом приросту вібрації.

Результати статистичної обробки спектрів вібрації з прикладу головної передачі трактора наведено на рис. 2. З цих експериментальних даних випливає, що трактори типу Т-150К вже на стадії виробництва випускають різного класу технічного стану.

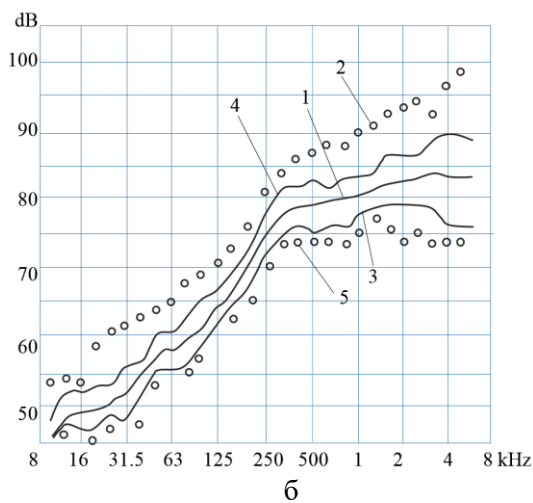
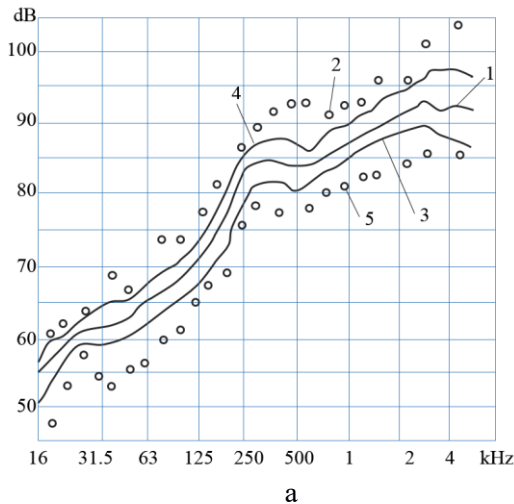


Рис. 2. Рівні вібрації головної передачі для вибірки 33 мостів: за частот: а – 2000 об/хв; б – 1000 об/хв: 1 – середньоарифметичне значення; 2, 5 – максимальні та мінімальні значення відповідно; 3, 4 – середньоквадратичне відхилення

Оцінка якості проектування тракторів

Оцінка технічного рівня конструкції тракторів проводилася методами зіставлення фактичних (вимірних) рівнів вібрації трактора з допустимими значеннями вібрації. Як граничні значення допустимих рівнів вібрації, що не впливають на прискорення процесів зношування трактора, прийняті рівні вібрації, обмежені прямою АВ з рівнями 50 дБ на частоті 5 Гц і 90 дБ на частоті 10 кГц, рис. 3 [13, 14, 16, 17].

Критерієм рівнів вібрації, що оптимально закладаються, при проектуванні трактора є спектр вібрації, який за максимальними рівнями всіх джерел вібрації (рис. 3) не перевищує допустимі вібрації, обмежені прямою АВ. Пряма АВ допустимих рівнів вібрації визначає рівноресурсні вимоги до технічного

стану всіх джерел вібрації трактора у смузі частот від 5 Гц до 10 кГц.

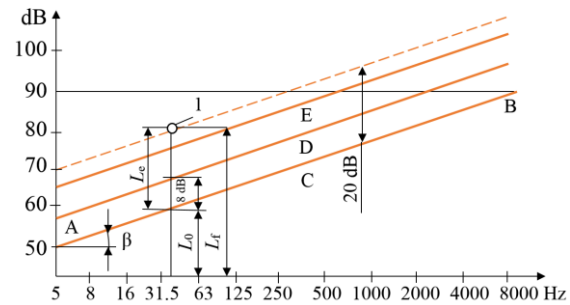


Рис. 3. Класи рівнів віброприскорення трактора підвищеної (Е), нормальної (D) та зниженої (С) вібрації: 1 – вимірювання значення вібрації об'єкта діагностування; L_f – фактичний рівень вимірної вібрації; L_e – значення перевищення допустимого значення вібрації L_0 (АВ)

Відношення фактичних рівнів вібрації механізмів трактора до гранично допустимих рівнів (АВ) визначає коефіцієнт зниження ресурсу трактора, який обумовлюється перевищенням вібронавантажень деталей над допустимою вібрацією.

Для оцінки технічного рівня проектного трактора розроблено три класи вібрації С, D та Е з діапазонами вібрації 8 дБ між класами вібрації D та Е (рис. 3). Класи вібрації D та Е побудовані щодо допустимої вібрації з урахуванням їх граничного збільшення в експлуатації до 20 дБ. Чисельні значення гранично допустимого параметра розраховані на основі співвідношення між граничними та вихідними значеннями структурних та вібраційних параметрів, як лінійна залежність.

Граничне значення перевищень вібраційних параметрів ΔL_e над вихідними L_0 для функціональних ΔL_f та ресурсних ΔL_e елементів підшипникових вузлів, зубчастих передач та інших структурних параметрів отримано із співвідношення:

$$\Delta L_f = \frac{\delta_f}{\delta_i} = \frac{L_f}{L_i} = 2 \dots 2,5 \quad \text{або} \quad (1)$$

$$\Delta L_f = \frac{L_f}{L_e} = 20 \cdot \lg(2 \dots 2,5) = 6 - 8 \text{ дБ};$$

$$\Delta L_e = \frac{\delta_e}{\delta_i} = \frac{L_e}{L_i} = 8 \dots 10 \quad \text{або} \quad (2)$$

$$\Delta L_e = \frac{L_e}{L_i} = 20 \cdot \lg(8 \dots 10) = 16 - 20 \text{ дБ};$$

де δ_f (L_f) δ_e (L_e) – зазори (рівні вібрації) функ-

ціональних та ресурсних параметрів елементів граничного стану; $\delta_i(L_i)$ – вихідного стану.

З залежностей (1), (2) випливає, що за зміну діагностичного параметра зазору та вібрації при переході механізму з одного класу технічного стану в інший відповідає збільшення вихідного зазору в 2,5 рази, вібрації – на 8 дБ. А збільшення їх значень у 8-10 разів (16-20 дБ), щодо вихідних – є грани-

чним значенням збільшення вібрації експлуатації.

З експериментальних даних рис. 2 видно, що трактори типу Т-150К відносяться до класу вібрації Е і вище, і вже в нових виробках перебувають у класі технічного стану експлуатаційної норми «вимагає життя заходів» або «неприпустиме» (таблиця 1).

Таблиця 1 – Значення рівня вібрації та коефіцієнт запасу на знос за класами вібрації трактора

Клас вібрації	Оцінка якості проектування	Значення рівнів вібрації	«Запас працездатності»	
			дБ	Коефіцієнт запасу на зношування
-	недопустима	більше L_0+20 дБ	ні	ні
Е	допустима	$L_0 + (8 \dots 16)$ дБ	12...4	1,5...0,2
Д	задовільна	$L_0 + (1 \dots 8)$ дБ	20...12	2,5...1,5
С	добра	менше L_0	20	2,5

Високі рівні вібрації коробки передач області частот 2500 Гц пояснюються резонансом зовнішнього кільця підшипника, встановленого в корпус з великим зазором. Це підтверджується як вимірюваним діаметром отвору під посадку підшипники в корпус коробки (0,8 м) і збереженням резонансної частоти обертання вхідного валу (2000 об/хв і 3000 об/хв).

Головна передача мостів на стадії приймально-здавальних випробувань при частоті обертання 2000 об/хв за максимальним рівнем вібрації відповідає діапазону класу Е на 85%, діапазону Д – лише на 25 %. При частоті обертання 1000 об/хв мости задовольняють діапазону Д на 65%.

Рівні максимальних вібрацій основних агрегатів трактора типу Т-150К на стадії приймально-здавальних випробувань на обкатувальному стенді при частоті обертів 2000 об/хв на 10-30 дБ перевищують допустимі максимальні рівні вібрації агрегатів головної передачі моста та коробки передач оборотів 2000 об/хв, спектр 2, збільшуються до 12 -18 дБ.

З таблиці 2 видно, що вібронавантаженість деталей, наприклад, роздавальної коробки і редуктора ВОМ при перевищенні допустимих значень вібрації на частоті обертання 2000 об/хв збільшується в 31,6 і в 15,9 разів відповідно.

Таблиця 2. Вібронавантаженість деталей трактора Т-150К

Агрегати та вузли у складі трактора		Коефіцієнт перевантаження при частотах обертання, об/хв	
		1000	2000
1. Коробка передач	– зубчасті передачі	2,5	6,3
	– підшипникові вузли	2,5	8,0
2. Роздавально-на коробка	– зубчасті передачі	4,8	8,0
	– підшипникові вузли	8,0	31,6
	– вал приводу переднього мосту	5,6	6,0
	– вал приводу заднього мосту	6,0	7,0
3. Міст задній	– головна передача	2,0	4,5
	– підшипники головної передачі	-	5,6
4. Редуктор ВОМ	– підшипниковий вузол	-	3,2
	– вал приводу	17,0	15,9

Аналіз технічного рівня тракторів Т-150К за максимальними значеннями вібрації у спектрі може бути жорсткою вимогою, але дозволяє враховувати всі фактори, що впливають на якість проектування тракторів. Може виявитися, що у прийнятих ви-

бірках (17-33 шт) тракторів максимальні значення вібрації мають 1-2 виробки, які у разі нормування вібрації відносять до випадкових виробів [14]. Це дослідження є продовженням дослідження, представленого в роботі [14], і дозволяє зробити такі висновки.

Висновки

Розроблені вібраційні методи оцінки вібрації тракторів Т-150К дозволяють визначати якість їх проектування та виготовлення.

Результати вимірювання вібрації показали, що трактори класу вібрації Е до серійного виробництва не рекомендуються. Їхній ресурс становить 6-8 тис. мотогодин, а витрати на технічне обслуговування великі в порівнянні з витратами на технічне обслуговування тракторів класу вібрації D.

Розроблені класи вібрації тракторів Т-150К показали, що трактори з рівнями вібрації класу Е не рекомендуються до серійного виробництва через високу вібравантаженість деталей.

Трактори класу Е вже у нових виробках перебувають у класі технічного стану експлуатаційної норми «вимагає вжиття заходів» або «неприпустиме».

Трактори сімейства Т-150К вимагають суттєвого доопрацювання конструкції, технології виготовлення деталей та складання підшипникових вузлів. Це досягається шляхом конструктивного забезпечення попереднього натягу підшипників у опорах валів; використанням підшипників 4 класу точності з індексом шумності QE1; забезпеченням посадки підшипників у корпус плаваючої посадки із зазором «підшипник – корпус» не більше 15 мкм.

Для підвищення точності розточування посадкових поверхонь під підшипники та складання підшипникових вузлів необхідно ввести в конструкцію підшипникових вузлів вихідних валів коробки передач проміжні склянки (капсюлі).

Результати даних досліджень на стадії проектування дозволяють з більшою достовірністю прогнозувати якість тракторів.

Література

1. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., & Saraiev, O. (2022, May). Features of converting a car with an internal combustion engine into an electric car. In 2022 IEEE 7th International Energy Conference (ENERGYCON) (pp. 1-6). IEEE. <https://doi.org/10.1109/ENERGYCON53164.2022.9830183>.
2. Bogajevskiy, A., Arhun, S., Hnatov, A., та ін. Selection of Methods for Modernizing the Regulator of the Rotation Frequency of Locomotive Diesels Riga, Latvia, 07.October.19. С. 1–6.
3. Wilberforce, T., El-Hassan, Z., Khatib, F. N., та ін. Developments of electric cars and fuel cell hydrogen electric cars. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2017. Вип. 42, № 40. С. 25695–25734.
4. Sendek-Matysiak, E. Electric cars as a new mobility concept complying with sustainable development principles: AIP Conference Proceedings, AIP Publishing LLC, 19. С. 020026.
5. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S., та ін. Design and research of constructive features of paving slabs for power generation by pedestrians. *Transportation Research Procedia*. 2019. Вип. 40. С. 434–441.
6. Neves, S. A., Marques, A. C., Fuinhas, J. A. On the drivers of peak electricity demand: What is the role played by battery electric cars? *Energy*. 2018. Вип. 159. С. 905–915.
7. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S., та ін. Modernization of the Public Transport Bus Fleet in the Context: *Transport Means 2019*, Palanga, Lithuania, Kaunas University of Technology, 4 October.19. С. 403–408.
8. Dziubenko O., Arhun Shch., Hnatov A., Ponikarovska S. Choosing the method for determining angular motions of motor vehicle electromechanical subassemblies, *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*. 2021. Vol. 8(32). e7. P. 1-8.
9. Paman, U., Uchida, S., Inaba, S., та ін. A Survey on Causes of Tractor Breakdowns in Riau Province, Indonesia A Case Study of Small Tractor Operations. *Applied Engineering in Agriculture*. 2007. Вип. 23, № 1. С. 43–48.
10. Samsonov, V. A., Lachuga, Y. F. Calculation of optimal power and energy saturation of an agricultural tractor. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2017. № 7. С. 25–31.
11. Bietresato, M., Friso, D. Durability test on an agricultural tractor engine fuelled with pure biodiesel (B100). *TURKISH JOURNAL OF AGRICULTURE AND FORESTRY*. 2014. Вип. 38, № 2. С. 214–223.
12. Perozzi, D., Mattetti, M., Molari, G., та ін. Methodology to analyse farm tractor idling time. *Biosystems Engineering*. 2016. Вип. 148. С. 81–89.
13. Arhun, S., Hnatov, A., Migal, V., та ін. Determining the quality of electric motors by vibro-diagnostic characteristics. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*. 2020. Вип. 7, № 29(e6). С. 1–8.
14. Migal, V., Lebedev, A., Shuliak, M., та ін. Reducing the vibration of bearing units of electric vehicle asynchronous traction motors. *Journal of Vibration and Control*. 2021. Вип. 27, № 9–10. С. 1123–1131.
15. Muzammil, M., Siddiqui, S. S., Hasan, F. Physiological effect of vibrations on tractor drivers under variable ploughing conditions.

- Journal of occupational health. 2004. Вип. 46, № 5. С. 403–409.
16. Migal, V., Arhun, Shch., Hnatov, A., та ін. Substantiating the Criteria For Assessing the Quality of Asynchronous Traction Electric Motors in Electric Vehicles and Hybrid Cars. Journal of the Korean Society for Precision Engineering. 2019. Вип. 10, № 36. С. 989–999.
17. Arhun, S., Migal, V., Hnatov, A., та ін. System Approach to the Evaluation of the Traction Electric Motor Quality. EAI Endorsed Transactions on Energy Web. 2020. Вип. 7, № 26. С. 1–9.

Мигаль Василь Дмитрович¹, д.т.н., проф. каф. тракторів і автомобілів, тел. +38 0993780451, e-mail: prof.myhal@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2308-760X>

Аргун Щасяна Валіковна², д.т.н., проф. каф. автомобільної електроніки, тел. +38 0993780451, shasyana@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6098-8661>

Гнатів Андрій Вікторович², д.т.н., проф., завдувач каф. автомобільної електроніки, тел. +38 06674380887, kalifus76@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0932-8849>

Ульянець Ольга Анатоліївна², асистент каф. автомобільної електроніки, тел. +38 0957336312, olga.ulyanets@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7263-3024>

¹Державний біотехнологічний університет, вул. Алчевських, 44, Харків, Україна, 61002.

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Evaluation of tractor quality based on vibration characteristics

Abstract. Problem. The overall development time for agricultural tractors is 7-10 years, with testing accounting for approximately 63-80% of the total time. Within testing, reliability testing under operating conditions comprises 58-73% of the workload. However, even after extensive testing, serially produced tractors often fail to meet the specified lifespan and reliability requirements. Final refinements are only made to tractors after a certain accumulation of operational faults, resulting in hidden defects remaining in the serial production of tractors, as testing primarily addresses major structural and manufacturing defects. **Goal.** The aim of this study is to evaluate the design and manufacturing quality of tractors based on their vibration characteristics. These characteristics can identify structural and technological defects that decrease the reliability and lifespan of tractors. **Methodology.** Analytical research methods were employed to improve the

quality of traction electric motors for electric transportation. Experimental research methods and the determination of electric motor technical conditions based on their vibrodiagnostic parameters were utilized. Statistical methods were employed to process experimental studies. **Results.** Vibration measurement results indicated that tractors belonging to vibration class E are not recommended for serial production. These tractors have an estimated lifespan of 6-8 thousand engine hours and incur high maintenance costs compared to tractors of vibration class D. Tractors with vibration levels of class E are not recommended for serial production due to the excessive vibration load on components. **Originality.** The T-150K tractor family requires significant redesign of its structure, manufacturing processes for components, and bearing unit assembly. This is achieved through constructive measures, such as ensuring bearing preload in shaft supports, using class 4 precision bearings with a noise index of QE1, and providing a floating fit with a clearance of no more than 15 μm between the bearing and the housing. Introducing intermediate bushings into the design of gearbox output shaft bearings improves the accuracy of machining bearing seating surfaces and the assembly of bearing units. **Practical value.** The developed vibration evaluation methods for T-150K tractors enable the assessment of their design and manufacturing quality. The research data obtained during the design stage allows for more reliable predictions of tractor quality.

Key words: vibration level, vibration diagnostics, tractor, reliability, resource, vibration class.

Migal Vasily¹, professor, Doct. of Science, Department of Tractors and Cars, e-mail: prof.myhal@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2308-760X>

Arhun Shchasiana², professor, Doct. of Science, Vehicle Electronics Department, shasyana@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6098-8661>

Hnatov Andrii², professor, Doct. of Science, Head of Vehicle Electronics Department, tel. +38 066-7438-0887, kalifus76@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0932-8849>

Uliyanets Olha², assistant professor of Vehicle Electronics Department, tel.+ 38 0957336312, e-mail: olga.ulyanets@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7263-3024>

¹State Biotechnological University, Alchevskiyh str., 44, Kharkiv, 61002, Ukraine.

²Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

Метод визначення місць ушкодження силового кабелю

Панченко А. М.¹, Мусаїрова Ю. Д.¹, Зарічняк Є. М.¹, Євченко В. С.¹, Клименко М. С.¹

¹Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба

Анотація. В статті пропонується спосіб знаходження місця ушкодження кабелю з використанням індикаторів короткого замикання (КЗ), з їх допомогою встановлюється який тип КЗ і на якій (яких) ділянці (ділянках) мав місце. Після цього на ушкоджену жилу кабелю встановлюється прилад UNI-TUT255A (типу струмових кліщів), повторно вмикається кабель на номінальну напругу та отримуємо значення ударного струму. Використовуючи в MATLAB модель КЗ кабелю з розподіленими параметрами, вносимо в неї погонні параметри кабелю та його довжину, варіюючи місцем ушкодження по довжині кабелю до місця де значення ударного струму моделі співпадає з значенням зафіксованим приладом. Ця точка й буде відповідати місцю КЗ. Для безпосереднього визначення місця ушкодження кабелю застосовується розподільний оптоволоконний датчик, що працює на ефекті розсіювання Рамана.

Ключові слова: запливаючий пробій; коротке замикання; ударний струм; перехідні процеси; розсіювання Рамана; індикатори короткого замикання.

Вступ

Визначення місця ушкодження силового кабелю залишається проблемним питанням, яке потребує багато працевитрат і високої кваліфікації персоналу. Обладнання, що для цього використовується, має значні масогабаритні показники, та являється джерелом підвищеної небезпеки.

При виникненні ушкодження кабелю типу “запливаючий пробій” застосовується технологія пропалювання дефектної ізоляції, процес відбувається за рахунок перетворення електричної енергії, що подається до місця пошкодження, у теплову енергію. Ефективність пропалювання зберігається тільки доти, поки опір у місці пошкодження має той же порядок, що й опір пропалювальної установки [1]. Тому практично використовують ступінчатий спосіб пропалювання. Суть способу полягає в тому, що в міру зниження перехідного опору в місці пошкодження та напруги пробою застосовуються різні схеми пропалювання. Варто мати на увазі, що кабель має значну власну ємність, тому час заряду кабелю при пропалюванні на 2-3 порядки більше, ніж при розряді через місце пошкодження.

Таким чином, електрична енергія до місця пошкодження подається періодичними імпульсами, частота проходження та амплітуда яких визначаються параметрами лінії та опором ізоляції в місці пошкодження.

У процесі багаторазових пробів стінки розрядного каналу обуглюються та перехідний опір поступово знижується. Процес послідовної подачі імпульсів заряду та розряду переходить у стійке протікання через місце пошкодження електричного струму, що супроводжується подальшим зниженням перехідного опору.

Після успішно проведеного процесу пропалювання переходять до другого етапу, визначення місця ушкодження на місцевості. Весь процес потребує набору відповідного обладнання і майстерності фахівців, яка набувається з тривалим досвідом.

Аналіз публікацій

В цілому, методів пошуку ушкодження кабельних ліній існує достатньо, але повстає питання в їх ефективності. Проаналізуємо ті способи і обладнання, які на даний час використовуються в світовій практиці.

Методи діляться на дві взаємопов'язані групи. Перша група послуговує для дистанційної локалізації місця ушкодження. Враховуючи той факт, що довжина кабелю може сягати від кілометра до декількох десятків кілометрів, з певною точністю, як правило 10 – 100 м, встановлюється місце ушкодження [2-4]. Друга група методів, безпосередньо на місцевості дозволяє в межах 1 – 4 м встановити місце ушкодження.

Проблеми першої групи методів. Оскільки існує близько 12 типів ушкодження кабелю, кожний із них потребує певної комбінації методів, в процесі пошуку, один тип несправності може переходити в інший. Основні методи пошуку, та їх комбінації, що при цьому застосовуються - це імпульсні, мостові, петльові, коливальні та інші, відповідно до них і специфічне обладнання. Окрему позицію займає ушкодження типу “запливаючий пробій”. Це найбільш складний дефект кабелю, його специфіка (особливість) полягає в тому, що релейний захист відпрацьовує несправність як коротке замикання (КЗ), а при обстеженні кабелю мегомметром, він показує норму. При повторному вмиканні кабелю, через певний час, ситуація повторюється. Така ситуація пов'язана з тим фактом, що в певному місці кабелю, або з'єднувальної муфти, з'явилося повітряне включення, воно пробивається електричним полем, з'являється електрична дуга і кабель відмикається. Поки він відімкнений, неоднорідність затягується кабелю мастикою і при перевірці мегомметром показує норму. Єдиний шлях - це пропалювання кабелю. Процедура складна, потребує потужного обладнання, а головне, що використовується напруга вище номінальної, що досить часто, в місцях ослабленої ізоляції викликає додаткові ушкодження кабелю. Замість однієї несправності виникає дві, а інколи і більше.

Друга група методів призначена для локалізації місця ушкодження на місцевості [5-7]. До них відносяться: акустичні, індукційні, індукційно-імпульсні. Ці методи також потребують кваліфікації, досвіду, а в ряді випадків і мистецького хисту, якщо кабелі проходять в зоні щільної забудови. Це пов'язано з тим, що в зонах забудови індукційні і індукційно-імпульсні методи вразливі до зовнішніх збурень, самі їх створюють і, як наслідок, точне визначення місця ушкодження ускладнюється. Оскільки при наявності комунікацій, арматури залізобетонних плит сигнали розсіюються, чітка межа наявності і відсутності сигналу зникає [8].

Мета та постановка задачі

Метою роботи є створення способу пошуку місця ушкодження кабелю типу “запливаючий пробій”.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- встановити залежність амплітуди ударного струму короткого замикання від довжини кабелю;
- опрацювати процедуру локалізації місця ушкодження кабелю на місцевості, з використанням оптоволоконного кабелю, як датчика з розподіленими параметрами.

Дослідження ударних струмів при виникненні короткого замикання в силовому кабелі

На даний час широкого розповсюдження набуває використання індикаторів КЗ, вони дають однозначну відповідь на якій фазі кабелю виникло КЗ і його тип міжфазне чи КЗ жили на землю [9]. Пристрій, може бути встановлений на лінію без зняття напруги. Він реагує на величину магнітного потоку, тобто на встановлену величину струму короткого замикання. Існують роторні (механічні), оптичні (після проходження відповідного струму змінюється колір рідини і потім переходить в попередній стан через певний проміжок часу), та інші [2]. Їхні датчики не потребують додаткового монтажу, розміщуються поряд з шинами, або поряд з жилами фаз, на відстані до 20 см. Принцип роботи, одного із них, показаний на рис. 1.

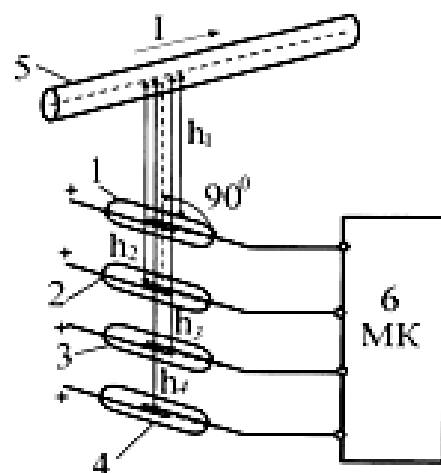


Рис. 1. Герконовий індикатор КЗ

Геркони налагоджуються в відповідності зі струмами КЗ. Три подібних індикатори КЗ можуть відпрацювати як струми КЗ міжфазні, так і струми нульової послідовності в випадку КЗ на землю. Методика по локалізації місця ушкодження розгалуженої мережі наведено на рис. 2 [10].

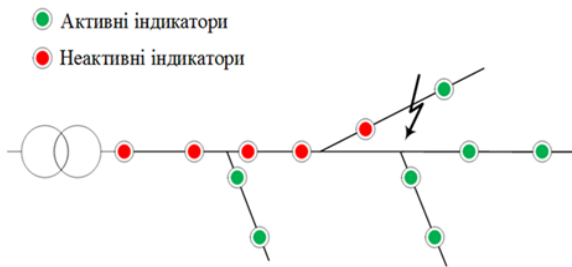


Рис. 2. Встановлення індикаторів на розгалуженій кабельній мережі

Це дає можливість ремонтній бригаді не витрачати час на з'ясування характеру КЗ [10]. Особливо ця властивість індикаторів КЗ цінна при несправності “запливаючий пробій”, оскільки перевірка стану ізоляції мегомметром, взагалі б не дала результату.

Наступним кроком виконується фіксація ударного струму при виникненні КЗ. На даний час існує багато переносних компактних приладів типу струмові “кліщі”, що дозволяють фіксувати діюче, середнє і амплітудне струму. Ми скористуємося приладом UNI-T UT255A рис. 3 [2].



Рис. 3. Прилад UNI-T UT255A

Вказаний прилад розрахований на роботу під напругами до 69 кВ, струмом 600 А, діаметр кліщів 33 мм. Головною його перевагою є можливість фіксації (збереження в пам'яті) пікових значень струму (ударних). Після встановлення типу КЗ на відповідну жилу встановлюється прилад і виконується повторна подача напруги на фідер. З одного боку, це необхідно зробити, щоб пересвідчитися в нехибному спрацюванні захисту, і одночасно з тим отримуюмо значення ударного струму.

Знаючи марку відповідного кабелю та його параметри, а також величину ударного та усталеного, струму короткого замикання, є можливість встановити місце ушкодження. Слід лише зауважити, що кабельна мережа, на відміну від повітряних ліній, має малий індуктивний опір (мала відстань між жилами), але значний ємнісний. Як правило, для кабелів довжиною до 40 км, достатньо використовувати схему заміщення з концентрованими параметрами рис. 4.

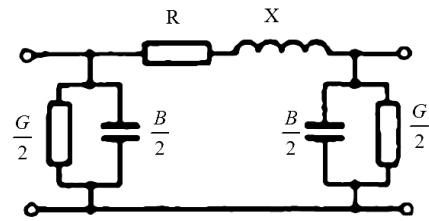


Рис. 4. Схема заміщення кабелю з концентрованими параметрами

Оскільки в нашому випадку інформативним параметром є ударний струм і при моделюванні використовуються перехідні процеси, доречно застосовувати схему яка відповідає фактичним даним кабелю, тобто схему з розподіленими параметрами (рис. 5).

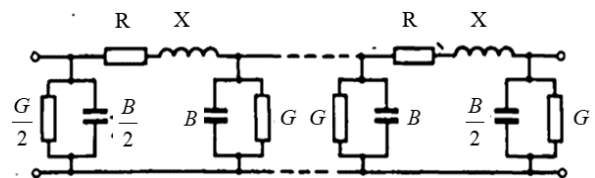


Рис. 5. Схема заміщення кабелю з розподіленими параметрами.

При подачі живлячої напруги 10 кВ відбувається реальне КЗ і прилад фіксує реальний ударний струм. В місці КЗ горить електрична дуга, яка фактично і відповідає опорю металевому КЗ. Всілякі виміри опорю кабелю після КЗ, як передбачено існуючими способами, будуть мати характер штучних і не відповідатимуть фактичному стану, а отже і істотно вплинуть на точність місця знаходження ушкодження.

Зазначимо, що в нашому випадку інформативним параметром є амплітудне значення ударного струму короткого замикання і параметри силового кабелю. Оскільки марка кабелю відома, ми можемо визначити активний і реактивний погонний опір. Довжина кабелю також відома.

Складаємо імітаційну модель в системі Matlab Simulink Рис.6. З метою наближення до

реальної картини вводимо параметри живлячого трансформатора і використовуємо схему заміщення кабелю з розподіленими параметрами (система Simulink дозволяє це зробити). Після цього в модель кабелю заносяться його погонні параметри і варіюючи точкою короткого замикання, по довжині кабелю, добиваємося співпадіння амплітудного значення ударного струму і усталеного струму короткого замикання. Ця точка й буде відповідати місцю ушкодження кабелю [11,12].

Модель для знаходження місця ушкодження кабелю складається з наступних елементів: 1 – живляча мережа з її внутрішніми опорами, 2 – силовий трансформатор (35/10 кВ), 3 – масляний вимикач навантаження, 4 – блок вимірювання, 5 – датчик струму, 6 і 8 – дві частини кабелю з розподіленими параметрами. В нашому випадку по 5 км. Тобто, загальна довжина кабелю 10 км. Вибираємо першу точку по 5 км, в залежності від отриманих результатів ударного струму зафіксованого UNI-T UT255A, переміщуємося вліво або вправо.

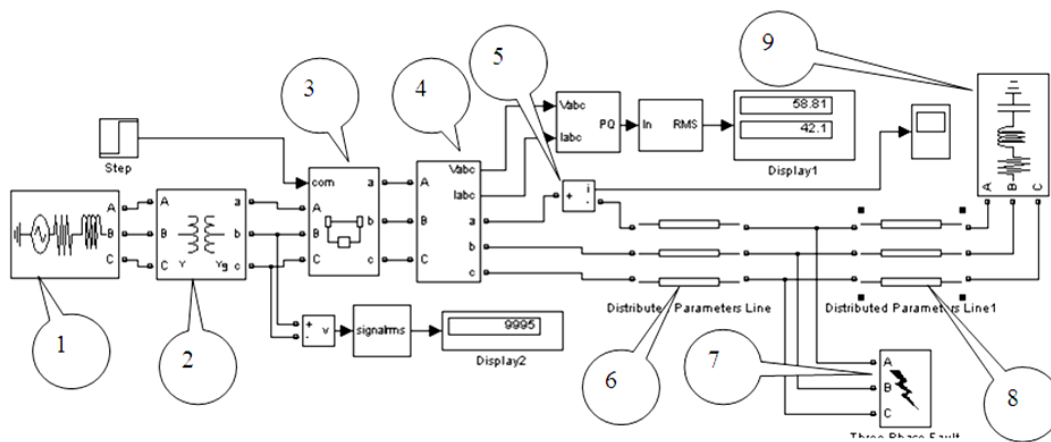


Рис. 6. Модель ушкодженого кабелю, що досліджується

Позиція 7 на рис. 6, блок, що дозволяє імітувати різні варіанти короткого замикання (однофазні, дво-, трифазні та замикання на землю). Позиція 9 навантаження, що імітує живлення 10 кВ підстанції.

Методика встановлення місця ушкодження кабелю передбачає наступні операції. При виникненні аварії відмикається масляний вимикач з рис. 6. Оперативний персонал прибуває на підстанцію і вирішує одночасно два питання. Пересвідчується в невідповідності спрацювання масляного вимикача, тобто встановлює прилад UNI-T UT255A. Для цього вмикається опція фіксації амплітуди струму та її зберігання в пам'яті. Після чого виконує вмикання масляного вимикача. Якщо спрацювання було хибне, то на споживач буде подане живлення, якщо вимикач знову спрацює то знімаються показники амплітуди струму (ударного струму).

На рис. 7. показане вікно, в якому наведений кабель з розподіленими параметрами. Позиція 1 вказана довжина першого відрізка ка-

белю 9 км, відповідно другий відрізок становить 1 км.

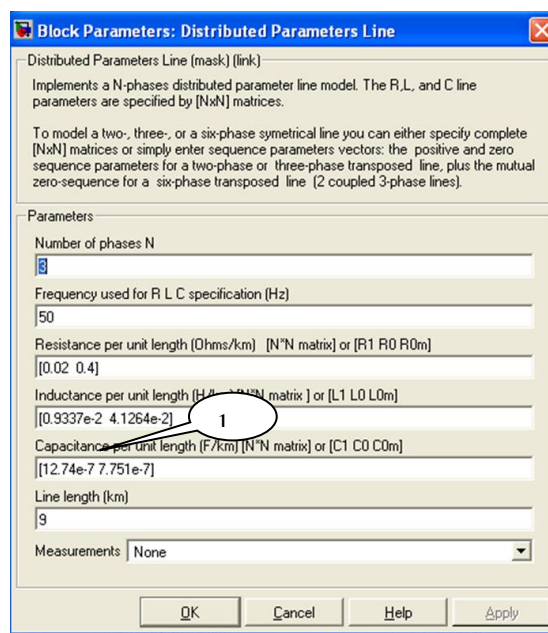


Рис. 7. Вікно, в якому наведений кабель з розподіленими параметрами.

Процедура пошуку наступна. Визначаємо по індикаторам, що маємо КЗ між фазами В і С, зафіксований ударний струм 625 А. Встановлюємо на моделі параметри відповідного кабелю, опцію міжфазне КЗ (В і С) і починаємо моделювання з ділянки, наприклад, перша половина 0,5 км, друга відповідно 9,5 км. Отримуємо перехідний процес, що наведений на

рис. 8. Маємо ударний струм понад 2500 А, що значно перевищує індикаторний 630 А [5-6]. На рис.8. позиція 1 показує штатний режим навантаження біля 80 А. Позиція 2 – ударний струм 2600 А, позиція 3 – усталений струм КЗ амплітуда 1700 А, позиція 4 – спрацювання масляного вимикача струм 0.

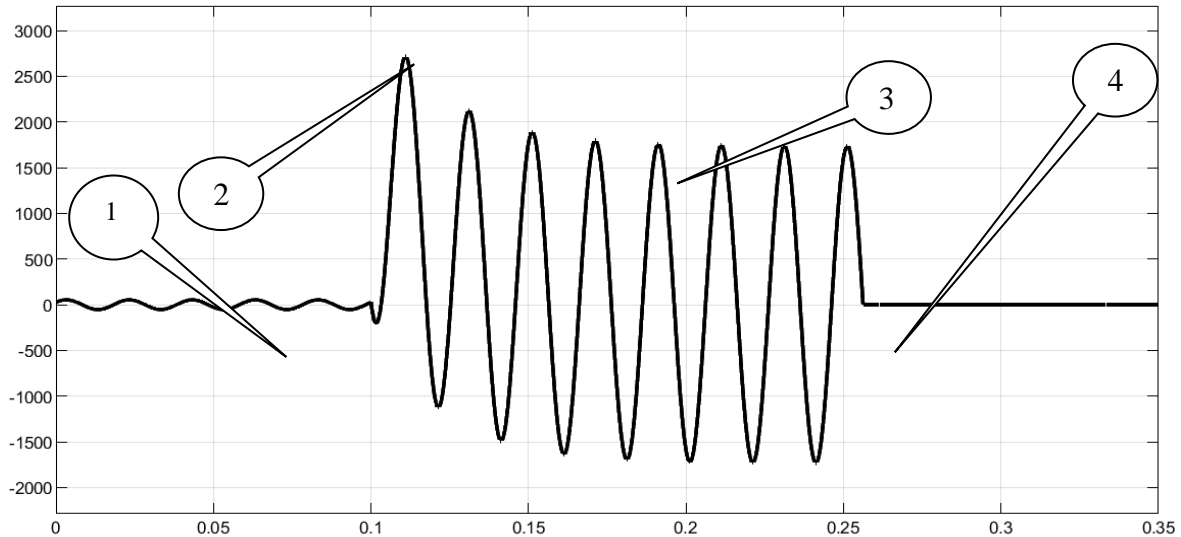


Рис. 8. Перехідні режими коротке замикання (В,С) на 0,5 кілометру від початку

З певним кроком збільшуємо довжину першої ділянки кабелю і зменшуємо другу. Таким чином, щоб їх загальна довжина відповідала

довжині кабелю 10 км. Після декількох ітерацій виходимо на ділянку 6 км рис. 9. Ударний струм позиція 2 становить понад 600 А.

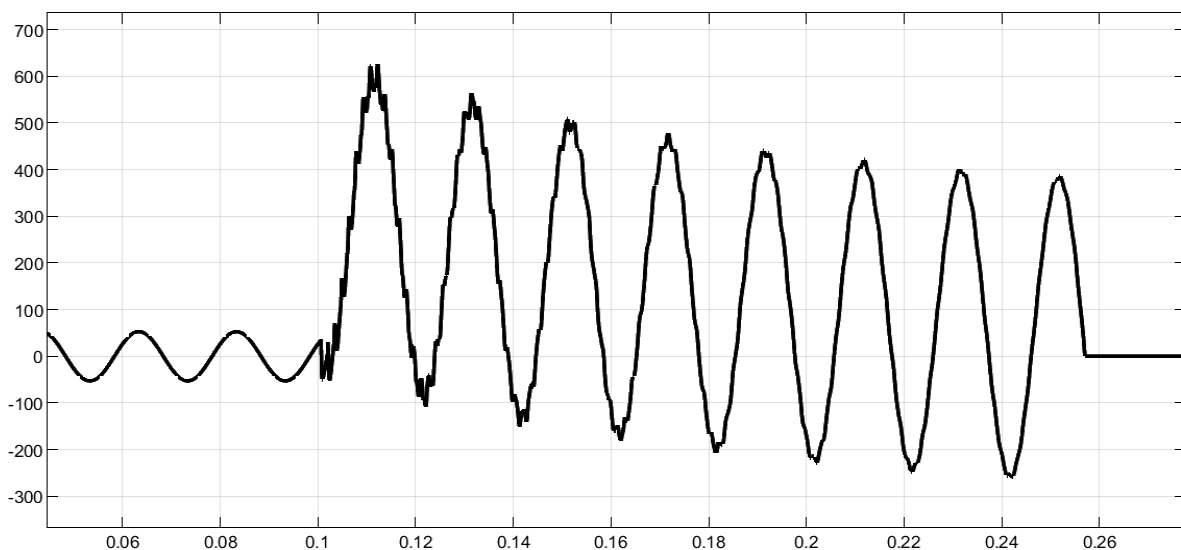


Рис. 9. Значення ударного струму на 6 км.

Для отримання необхідної точності збільшуємо масштаб (рис.10) маємо величину уда-

рного струму 625 А, що відповідає зафіксованому значенню приладом UNI-T UT255A.

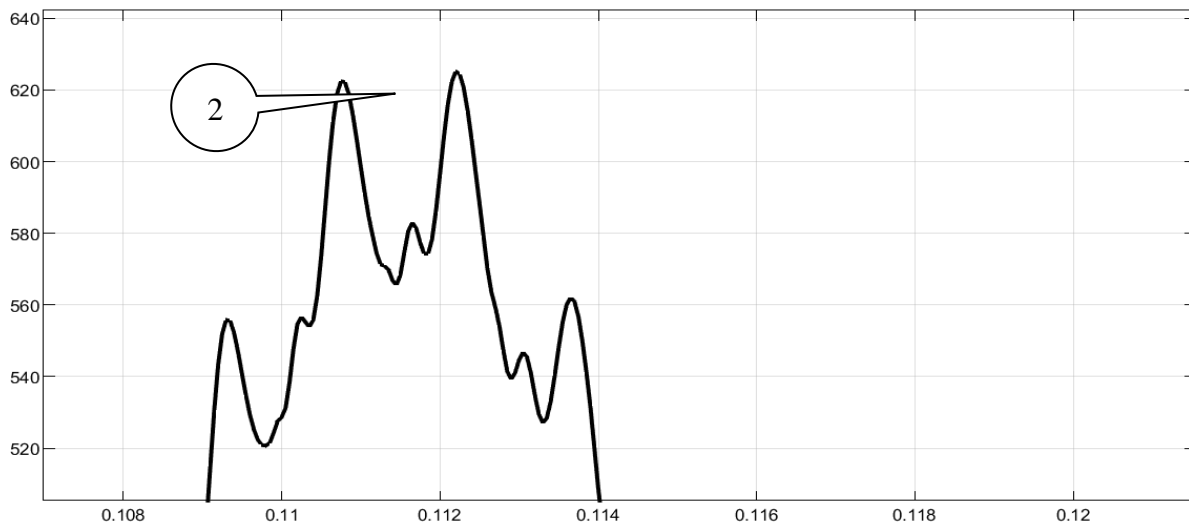


Рис. 10. Уточнення значення ударного струму на 6 км.

В певних випадках виникає необхідність знаходження місця ураження кабелю до метра. Для цього передбачені блоки 4, 5, 6. З їх допомогою враховується величина і характер навантаження до виникнення КЗ. Інформацію про величину активного і реактивного навантаження до моменту КЗ, як правило, надає відповідальний за об'єкт. Також з точністю до тисячних секунди з'ясовується момент виникнення КЗ у диспетчера (фіксується автоматично). Ці дані необхідні для точного імітування процесу КЗ, оскільки величина ударного струму і його форма залежить як від типу КЗ так і від положення точки КЗ по відношенню до синусоїди напруги (від її похідної) та від навантаження, яке було до цього.

Локалізація точки КЗ на місцевості

Для визначення місця КЗ на місцевості використовується розподільний акустичний датчик (сенсор) DistributedAcousticSensor (DAS), який являє собою стандартне телекомунікаційне волокно [13, 14]. В області очікуваної точки КЗ, по трасі кабелю розгортається оптоволоконний кабель з градуванням довжини, до 100 м. Діагностичний блок системи DAS підключається на вхід оптоволоконного кабелю рис. 11 [13, 14].

Після його вмикання, випромінювання вузькополосного лазера з довжиною хвилі 1550 нм, оптичний модулятор формує імпульси тривалі-

стю 100...400 нс потужністю в сотні мВт, які надходять в оптоволоконний кабель сенсор. В якості кабелю використовується звичайний стандартний телекомунікаційний кабель з одномодовим волокном SMF – 28.



Рис. 11. Оптична система локалізації акустичних сигналів від місця КЗ на місцевості

Розсіяний на мікроскопічних неоднорідностях волокна в точці акустичного збурення, зворотне релеєвське розсіювання утворює рефлектограму, кожна точка в якій відповідає певній точці волокна [15]. Базовий блок X5B-DAS аналізує спектр пружного розсіювання (рис. 12, [15]) відбитого від місця збурення кабелю.

Чутливість сигналу Релея достатня для фіксації подій з широким акустичним спектром, переміщення людини, земляних робіт. Акустичний сигнал з місця КЗ має набагато більшу потужність, тож піддається надійній фіксації. Акустичне збурення викликає зсув фаз в зворотнім розсіянім спектрі, яке аналізується.

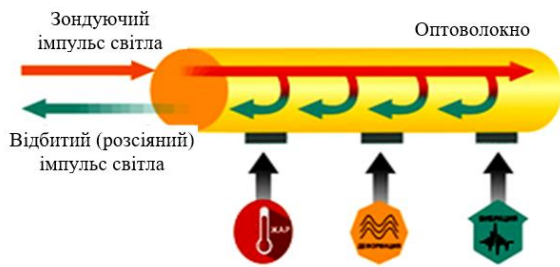


Рис. 12. Типи розсіювання в залежності від характеру збурення, відповідно Бріллюена, Рамана і Релея.

Після розгортання акустичного датчика на місцевості, по трасі прокладки кабелю і налаштуванні апаратури, знову подається напруга на кабель, виникає КЗ, приладом фіксується місце акустичного сигналу, на моніторі вказується відстань. З градування кабелю встановлюється точка КЗ. Місцеположення точки КЗ є результатом виміру тривалості часу, що минув між запуском імпульсу і отриманим розсіяним світловим імпульсом.

Зараз ведуться інтенсивні роботи, щодо об'єднання в одному волоконному кабелі розподіленого акустичного датчика і датчика по фіксації електромагнітного випромінювання, яким супроводжується місце КЗ.

Висновки

Таким чином запропонований спосіб пошуку несправності кабельної лінії типу “запливаючий пробій” має наступні переваги:

- фіксація несправності відбувається при номінальній напрузі, при натуральному КЗ. Це означає, що при повторному вмиканні кабелю (він охолоджений, ізоляція відновлена, відсутнє його навантаження), КЗ може не відбуватися. Тоді, в штатному режимі вмикається навантаження (прилад UNI-T UT255A залишається у ввімкненому стані, на підозрілій жилі). Через певний час знову КЗ. На приладі залишається значення ударного струму та подальший алгоритм відомий :

- необхідне обладнання для пошуку несправності “запливаючий пробій” переносить один оператор, для традиційних методів - необхідний транспорт, обладнаний потужною установкою для пропалювання;

- зникає необхідність самого процесу пропалювання кабелю, отже й вірогідність додаткового його ушкодження завищеною напругою.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

Література

1. Казанский, С.В., Матеєнко, Ю.П., Сердюк, Б.М. (2011) Надійність електроенергетичних систем: навчальний посібник (НТУУ “КПІ”), 216 с. Kazanskyi, S.V., Mateienko, Yu.P., Serdiuk, B.M. (2011) Nadiinist elektroenerhetychnykh system: nachal-nyi posibnyk. [Kazansky, S.V., Mateyenko, Y.P., Serdyuk, B.M. (2011) Reliability of electric power systems: an initial guide (NTUU "KPI").]. Kyiv. NTUU “KPI”. P. 216. [in Ukrainian].
2. Горященко, К.Л. (2012) Діагностика технічного стану провідникових кабельних ліній. Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. № 2. С. 61-64. Horyashchenko, K.L. (2012) Diahnostyka tekhnichnoho stanu providnykovykh kabel'nykh liniy. Vymiryuval'na ta obchyslyuval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh. № 2. S. 61-64. [Horyashchenko, K.L. (2012) Diagnostics of the technical condition of conductor cable lines. Measuring and computing equipment in technological processes. No. 2. P. 61-64.]
3. Wang, Y., Ma, X., Zhao, L., Li, H. and Liu J. (2020) Analysis of Power Cable Fault Diagnosis and Electric Field Detection Technology Based on Computer Control System. Journal of Physics: Conference Series, Volume 1574, First International Conference on Computer Applied Science and Information Technology (ICCASIT2020) 15-17 May 2020, Dalian, China.
4. Wang, Q., Tang, Ch., Wua, G. and Chenc, G. (2014) Fault location in the outer sheath of power cables. Journal of Power Technologies 94 (4), P. 250–258.
5. Transients in Electric Power Supply Systems. Textbook for institutions of higher education: under the editorship of G.G.Pivnyak / G.G.Pivnyak, I.V.Zhezhelenko, Y.A.Papaika; Ministry of Education and Science of Ukrainian, National Mining University –5-th edition, revised and expanded: Translation from Ukrainian. Trans Tech Publications Ltd, Switzerland, 2016. 382 p.
6. A Fault location on land and submarine links (AC & DC). Cigre Technical Brochure № 773. 2019. 152 p.
7. Mao, X., Xiang, B., Tu, S. (2022) Research on power penetration cable line fault location based on distributed traveling wave location technology. AIP Advances 12, 055024. doi: 10.1063/5.0093049.
8. Dmitriev, M.V. (2019) Methods or reducing the voltage induced on the cable line 6-500 kV.

- ELECTRIC POWER. Transmission and Distribution. no. 4(55). pp. 82-85.
9. Зайцев, Є.О., Блінов, І.В., Березниченко, В.О., Закусило, А.С. (2022) Засіб ідентифікації пошкодження лінії електропередавання в розподільчих електричних мережах. XVI міжнародна конференція «Вимірювання та керування в складних системах» (MCCS-2022). DOI <https://doi.org/10.31649/mccs2022.21>. Zaitsev, YE.O., Blinov, I.V., Bereznychenko, V.O., Zakusylo, A.S. (2022) Zasib identyfikatsiyi poshkodzhennya liniyi elektroperedavannya v rozpodil'chyykh elektrychnyykh merezhakh. XVI mizhnarodna konferentsiya «Vymiryuvannya ta keruvannya v skladnykh systemakh» (MCCS-2022). DOI <https://doi.org/10.31649/mccs2022.21>. Zaitsev, E.O., Blinov, I.V., Bereznychenko, V.O., Zakusylo, A.S. (2022) A tool for identifying power line damage in electrical distribution networks. XVI International Conference "Measurement and Control in Complex Systems" (MCCS-2022). DOI <https://doi.org/10.31649/mccs2022.21>.
 10. Індикатори пошкодження повітряних ліній 6 – 35 кВ Nortroll SICAME від Group. (n.d.). Retrieved from https://sicame.ua/posts?tlblog_id=119. Indykatory poshkodzhennya povitryanykh liniy 6 – 35 kV NORTROLL vid SICAME GROUP. [Indicators of damage to overhead lines 6 - 35 kV Nortroll from SICAME Group]. Retrieved from https://sicame.ua/posts?tlblog_id=119. [in Ukrainian].
 11. Панченко, А.М. (2004) Спосіб визначення максимального можливого струму при несподіваному короткому замиканні. Збірник наукових праць. Харківський військовий університет, 12, с. 148-157. Panchenko, A.M. (2004) Sposib vyznachennia maksymalno mozhl'yvoho strumu pry nespodiv-anomu korotkomu zamykanni. [Panchenko, A.M. (2004) A method for determining the maximum possible strum with an unsustainable short chirp.] Collection of scientific works. Kharkiv Viysk University. №12. pp.148-157. [in Ukrainian].
 12. Панченко, А.М. (2005) Метод визначення максимальних кидків струму в трансформаторі при ви-никненні КЗ в фіксовані моменти часу. Збірник наукових праць. Харківський університет Повітряних Сил, 3, с. 78-86. Panchenko, A.M. (2005) Metod vyznachennia maksimalnykh kydkiv strumu v transformatori pry vynyknenni KZ v fiksovani momenty chasu. [Panchenko, A.M. (2005) The method of determining the maximum surge current in a transformer in the event of a short-circuit failure at a fixed moment and hour.] Collection of scientific works. Kharkiv University of Air Forces №3. pp.78-86. [in Ukrainian].
 13. Khudyakov, M. M., Alekseev, V. V., Lipatov, D. S., Gur'yanov, A. N., Temyanko, V., Bubnov, M. M., Likhachev, M. E. (2020) Fiber with off-center core for SBS suppression. SOF., paper SoTu2H.5. <https://doi.org/10.1364/SOF.2020.SoTu2H.5>
 14. Distributed Acoustic/Vibration Sensing (DAS/DVS) Retrieved from <https://www.apsensing.com/technology/distributed-acoustic-sensing-das-dvs>.
 15. Gend, J., Staince, S., Blanke, M. and Jiang, Sh. (2007) Distributed fiber temperature and strain sensor using coherent radiofrequency detection of spontaneous Brillouin scattering . Apple. Opt. V. 46. P. 5928-5932. DOI: 10.1364/ao.46.005928
- Панченко Анатолій Миколайович¹**, к.т.н., доц., доцент кафедри електротехнічних систем комплексів озброєння та військової техніки, e-mail: martensid1929@gmail.com, тел. +38 067-573-40-49, ORCID: 0000-0002-1280-2049
- Мусаїрова Юлія Дмитрівна¹**, док. філ., викладач кафедри електротехнічних систем комплексів озброєння та військової техніки, тел. +38 050-858-55-27, e-mail: musairova2015@gmail.com, ORCID: 0000-0002-7188-2085
- Зарічняк Євгенія Михайлівна¹**, науковий співробітник науково-дослідної лабораторії, e-mail: zemih@ukr.net, тел. +38 050-435-66-55, ORCID: 0000-0003-1620-529X
- Євченко Володимир Володимирович¹**, курсант, e-mail: vladimirevcenko19@gmail.com, тел. +38 098-522-91-87, ORCID: 0009-0002-8341-6863
- Клименко Микола Сергійович¹**, курсант, e-mail: mr.klimenko34@gmail.com, тел. +38 093 762-74-32, ORCID: 0009-0003-5937-6221
- ¹Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, 61023, Україна, м. Харків, вул. Сумська, 77/79.
- Method for determining the locations of power cable damage**
- Abstract. Problem.** Existing methods for remotely detecting cable damage locations, except in the case of cable breakage, have a common drawback. They are unable to accurately separate the cable core resistance from the transient resistance at the short-circuit location, leading to low accuracy in fault detection. The posterior transient resistance at the short-circuit location can vary widely, depending on when the repair crew arrives. **Goal.** The goal of this study is to propose a method for identifying the location of "floating breakdown" cable damage. **Methodology.** The method involves using short-circuit indicators to determine the type and area(s) of the short circuit. The UNI-TUT255A device, a

current clamp type, is then installed on the damaged cable core. The I_{max} option with memory is set, and the cable is switched on at the rated voltage. By comparing the recorded shock current value with the values obtained from a short-circuit model of the cable in MATLAB, the location of the damage along the length of the cable is determined. The point where the shock current value of the model matches the recorded value corresponds to the location of the short circuit. **Originality.** The proposed method addresses the challenge of locating faults in power cables, specifically those of the "floating breakdown" type. This type of cable damage, which occurs when the cable is accidentally disconnected during a short circuit, poses difficulties in detection, as traditional methods may show normal readings. The method presented in this study overcomes these limitations and provides a practical solution for identifying "floating breakdown" faults. **Practical value.** The results obtained from this method allow for the accurate detection of faults at the nominal voltage, without the need for burning the cable. This reduces the probability of additional damage caused by overvoltage. Furthermore, the method requires only one operator to carry the necessary equipment, eliminating the need for transport with powerful burning installations typically used in traditional methods.

Key words: floating breakthrough; short circuit indicators; short circuit; transitional processes; Raman scattering; shock current.

Panchenko Anatoliy¹, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department of Electrotechnical Systems of Weapons Complexes and Military Equipment, e-mail: martensid1929@gmail.com, tel. +38 067-573-40-49, ORCID: 0000-0002-1280-2049

Musairova Yuliia¹, PhD, Teacher of Department of Electrotechnical Systems of Weapons Complexes and Military Equipment, e-mail: musairova2015@gmail.com, tel. +38 050-858-55-27, ORCID: 0000-0002-7188-2085

Zarichniak Yevheniia¹, researcher of the research laboratory, e-mail: zemih@ukr.net, tel. +38 050-435-66-55, ORCID: 0000-0003-1620-529X

Yevchenko Volodymyr¹, cadet, e-mail: vladimirevcenko19@gmail.com, tel. +38 098-522-91-87, ORCID: 0009-0002-8341-6863

Klymenko Mykola¹, cadet, e-mail: mr.klimenko34@gmail.com, tel. +38 093 762-74-32, ORCID: 0009-0003-5937-6221

¹Ivan Kozhedub Kharkiv National Air Force University, 77/79, Sumska str., Kharkiv, 61023, Ukraine.